

TESIS DOCTORAL

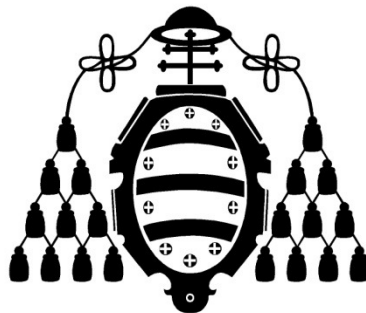
---

# DESARROLLO DE MOTORES STIRLING PARA APLICACIONES SOLARES

David García Menéndez

2013

---



UNIVERSIDAD DE OVIEDO

Programa de Doctorado de Fluidomecánica y Termotecnia



TESIS DOCTORAL

---

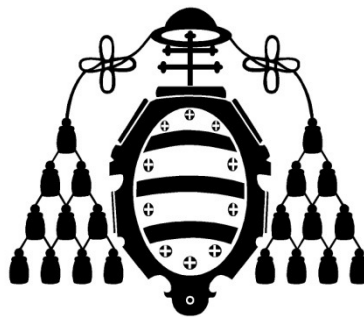
# DESARROLLO DE MOTORES STIRLING PARA APLICACIONES SOLARES

Autor: David García Menéndez

2013

Director: Dr. Jesús Ignacio Prieto García

---



UNIVERSIDAD DE OVIEDO

Programa de Doctorado de Fluidomecánica y Termotecnia





*Muy tarde por la noche Nasrudín se encuentra dando vueltas alrededor de una farola, mirando hacia abajo. Pasa por allí un vecino.*

*- ¿Qué estás haciendo Nasrudín, has perdido alguna cosa?- le pregunta.*

*- Sí, estoy buscando mi llave.*

*El vecino se queda con él para ayudarle a buscar. Después de un rato, pasa una vecina.*

*-¿Qué estáis haciendo? - les pregunta.*

*- Estamos buscando la llave de Nasrudín.*

*Ella también quiere ayudarlos y se pone a buscar.*

*Luego, otro vecino se une a ellos. Juntos buscan y buscan y buscan. Habiendo buscado durante un largo rato acaban por cansarse. Un vecino pregunta:*

*- Nasrudín, hemos buscado tu llave durante mucho tiempo, ¿estás seguro de haberla perdido en este lugar?*

*- No, dice Nasrudín*

*- ¿Dónde la perdiste, pues?*

*- Allí, en mi casa.*

*- Entonces, ¿por qué la estamos buscando aquí?*

*- Pues porque aquí hay más luz y mi casa está muy oscura.*

*A Eva y Almu*



## AGRADECIMIENTOS

Desde que comencé esta aventura, hace ya unos años, siempre tuve en mente intentar acordarme de todas las personas que de una u otra manera me habían ayudado. Ahora llega el momento y siento que la memoria me falla. Si alguien no está entre las personas que voy a comentar a continuación, y cree que debería estar, por favor, que se considere incluido.

Me gustaría comenzar agradeciendo todo el apoyo incondicional que he recibido de toda mi familia, en especial de mis padres y de mi hermana (tan lejos pero tan cerca). Almu, no sé cuantas horas de las que he dedicado a este trabajo son tuyas, porque siento que te las he robado, gracias. Gracias también a Eva, ¿cómo es posible en tan poca materia se concentren tantas ilusiones? A través de tus ojos estoy aprendiendo cómo aprendí.

Gracias a Sera y a Jorge, que siempre han confiado en mí y eso me ha dado fuerzas para seguir.

Dentro de la Universidad de Oviedo hay muchas personas que me han ayudado: Carlos Suárez y Agustín, con la fabricación de piezas, José Ángel Huidobro con alguna integral, Belén, José Carlos y Montse con apoyo continuo durante estos años y el resto de compañeros del Departamento de Física que al final tenían la delicadeza de no preguntarme ¿cómo va la Tesis? También quisiera agradecer la ayuda desinteresada que me prestaron Susana Montes, José Manuel Sierra, Modesto Cadenas, Juan Carlos Campo y alguno más.

Con especial gratitud recuerdo a mis compañeros de diferentes proyectos, que siempre me han animado, especialmente a Ruth, que siempre tenía una sonrisa disponible.

Gran parte de esta Tesis se ha elaborado a partir de trabajos realizados en colaboración con la Fundación Tekniker. Es a la gente que trabaja en Tekniker a quienes quiero agradecer en primer lugar el respeto, aprecio y cariño con el que me han tratado, y en segundo lugar quiero agradecerles todo lo que me han enseñado. Cristóbal, Susana, Iván, Saioa, Alberto, Roberto, Íñigo, Norberto, Castaño, Patxi, Marcelo, Elena...gracias de corazón.

Otra parte de esta Tesis no existiría sin la iniciativa de Impulso Industrial Alternativo, S.L. ni sin el empeño de Alberto Cueto. Además la materialización del motor de bajo salto térmico habría sido más difícil sin la colaboración de Advanced Simulation Technologies S.L., que además del trabajo de Roberto y Juncal ha financiado la implementación de una aplicación para adquisición de datos, ejecutada por Iván Rodríguez. Gracias a todos ellos.

Finalmente quisiera agradecer a Miguel Ángel González su ayuda en todos los aspectos técnicos, y como no, al Director de esta Tesis, Jesús Ignacio Prieto, por todo el tiempo y paciencia que ha mostrado conmigo. Sin su aportación posiblemente me habría perdido. Gracias Jesús por todo cuanto me has enseñado, y disculpa por todo aquello que no he sabido comprender.





## RESUMEN

Los sistemas de conversión termosolar basados en motores Stirling figuran entre las líneas de investigación actuales que pretenden contribuir al uso racional de la energía y al desarrollo sostenible.

La presente Tesis Doctoral tiene como objetivo proporcionar criterios de análisis, diseño, fabricación y ensayo útiles para el desarrollo de motores Stirling alimentados con energía solar, a diferentes niveles de salto térmico.

La metodología empleada está basada principalmente en técnicas de Análisis Dimensional y Teoría de Semejanza empleadas en trabajos anteriores, que se completan con las correspondientes pruebas experimentales.

Los trabajos de investigación se iniciaron con recursos propios de la Universidad de Oviedo, y se continuaron formando parte de proyectos y contratos de colaboración con centros de investigación y empresas.

En el rango de altas temperaturas, se caracterizaron los diversos subsistemas de uno de los prototipos con mayor éxito en el mercado actual, empleando simulaciones y datos experimentales, algunos previamente publicados y otros obtenidos en colaboración con la Fundación Tekniker y el Centro de Desarrollo de Energías Renovables (CEDER-CIEMAT). Paralelamente, tareas relacionadas con esta parte de la Tesis se realizaron en el marco del proyecto CENIT ConSOLI+Da, liderado por Abengoa Solar New Technologies. No obstante, los resultados de esta participación no se muestran en la Tesis por estar sometidos a acuerdos de confidencialidad hasta 2016.

En el rango de medias temperaturas, se desarrolló un micro-cogenerador solar en colaboración con la Fundación Tekniker, diseñado mediante técnicas de escala a partir del motor Philips M102C. Una parte esencial del micro-cogenerador es su calentador de geometría no tubular, objeto de gran parte del trabajo experimental de la Tesis. Se analizó la influencia de la geometría del calentador en el funcionamiento global del motor y se obtuvieron las correlaciones características de las pérdidas de presión y de la transmisión convectiva de calor. Se concluyó que la compresibilidad del gas tiene un efecto despreciable en ambos fenómenos y que el nuevo diseño puede ser interesante en motores que alcancen valores relativamente altos del número de Reynolds.

Una vez fabricado y montado el conjunto del micro-cogenerador se hicieron pruebas estáticas de estanqueidad y pruebas de arrastre en frío y en caliente, empleando como únicos cierres los anillos de guiado de los pistones. Aunque se detectó la presencia de fugas en los anillos de guiado a regímenes de giro por debajo de unas 700 rpm, el análisis de los diagramas de presión y de indicador, y de la variación de la temperatura del foco caliente funcionando como máquina inversa, ha proporcionado resultados interesantes. Parece razonable esperar que el motor pueda producir una potencia indicada del orden de la especificada cuando se disponga de anillos de cierre eficaces, pero se descartó realizar la experimentación correspondiente, dado que las tareas asociadas de montaje y desmontaje son inviables sobre los propios pistones del motor. En futuros trabajos está previsto optimizar los cierres empleando un dispositivo experimental específico, así como finalizar la fabricación de otro calentador alimentado por aire caliente o gases de combustión con el que se podrán alcanzar temperaturas algo mayores y realizar comparaciones.

En el rango de bajas temperaturas, se desarrolló un motor Stirling capaz de producir potencia útil con bajo salto térmico, como resultado de un contrato de investigación promovido por Impulso Industrial Alternativo S.A., y financiado por mediación del Centro para el Desarrollo Tecnológico Industrial (CDTI).

El uso de una configuración gamma HEC combinado con el intercambio de calor a través de placas planas, permite que el motor alcance una adecuada relación entre las superficies de transmisión de calor en ambos focos, un volumen muerto relativamente bajo, y una relación de compresión que facilita el funcionamiento en condiciones favorables con respecto a otros motores existentes. Estas características innovadoras han justificado la solicitud de patente del motor de bajo salto térmico.

Se realizaron pruebas de estanqueidad y de arrastre en frío con el prototipo de bajo salto térmico, comprobándose la existencia de fugas en el cierre de laberinto del pistón de trabajo cuando el motor fue arrastrado a bajos regímenes de giro, de forma similar a las observaciones realizadas en el micro-cogenerador. La solución del problema del cierre parece más sencilla de resolver que en el caso del micro-cogenerador, pero está pendiente del trabajo futuro ya citado sobre anillos de cierre.

## ABSTRACT

Solar thermal conversion systems based on Stirling engines are within current research lines which are intended to contribute to the rational use of energy and sustainable development.

This Doctoral Thesis aims at providing useful criteria for the analysis, design, manufacturing and testing for the development of Stirling engines powered by solar energy, operating at diverse temperature difference levels.

The methodology is mainly based on Dimensional Analysis and Similarity Theory techniques used in previous work, completed with the corresponding experimental tests.

The research began using only resources from the University of Oviedo, and continued as part of collaborative projects and contracts with companies and research centers.

In the range of high temperatures, the various subsystems of one of the most successful prototypes in today's market, were characterized by means of simulations and experimental data, some previously published and others obtained in collaboration with the Foundation Tekniker and the Renewable Energy Development Center (CEDER-CIEMAT). At the same time, some tasks related to this part of the Thesis were conducted under the ConSOLI+Da CENIT project, led by Abengoa Solar New Technologies. However, the results of this participation are not shown in the Thesis, being subject to confidentiality agreements until 2016.

In the range of medium temperatures, a solar micro-cogenerator was developed in collaboration with the Foundation Tekniker, designed by scaling techniques from the Philips M102C engine. An essential part of the micro-cogenerator is its heater of non-tubular geometry, object of much experimental work of the Thesis. The influence of the geometry of the heater on the overall operation of the engine was analysed and the characteristic correlations of pressure loss and convective heat transfer were obtained. It was concluded that the gas compressibility has a negligible effect on these phenomena and that the new design may be interesting for engines that reach relatively high values of the Reynolds number.

Once the whole micro-cogenerator was manufactured and assembled static leakage tests and motoring tests were carried out under cold and hot operating conditions, using the guiding rings of the pistons as the only seals. Although leakage was detected in the guiding rings at engine speeds below about 700 rpm, the analysis of pressure and indicator diagrams and the heater wall temperature variation, operating as an inverse machine, has provided interesting results. It seems reasonable to expect that the engine can produce a power rating of the specified order if effective sealing rings were available. However the experimentation was discarded for now, since the associated assembly and disassembly tasks are not viable on the engine pistons. Future studies are needed to optimize the seals using a specific experimental device, and to complete the manufacturing of another heater powered by hot air or combustion gases which may allow temperatures somewhat higher and comparisons to be obtained.

In the low temperature range, we developed a Stirling engine capable of producing useful power with low temperature difference as a result of a research

contract sponsored by Impulso Industrial Alternativo S.A., and financed by means of the Center for Industrial Technological Development (CDTI) .

The use of a gamma HEC configuration combined with the heat exchange through flat plates allows the engine to attain an appropriate relationship between the heat transfer surfaces on both heat sources, a relatively low dead volume, and a compression ratio that facilitates operation under favourable conditions with respect to other existing engines. These innovative features justified the patent application of the low temperature difference engine.

Static leakage tests and motoring tests were conducted for the low temperature difference prototype under cold conditions, checking for leaks in the power piston labyrinth seal when the engine was operating at low engine speeds, similar to the observations in the micro-cogenerator. The solution to the sealing problem seems simpler to solve than in the case of the micro-cogenerator, but is pending the aforementioned future work on sealing rings.

## ÍNDICE

<b>RESUMEN</b> .....	<b>5</b>
<b>ABSTRACT</b> .....	<b>7</b>
<b>ÍNDICE</b> .....	<b>9</b>
<b>ÍNDICE DE FIGURAS</b> .....	<b>13</b>
<b>ÍNDICE DE TABLAS</b> .....	<b>21</b>
<b>NOMENCLATURA</b> .....	<b>23</b>
<b>1. INTRODUCCIÓN</b> .....	<b>31</b>
1.1. EL ESCENARIO ENERGÉTICO ACTUAL.....	31
1.2. ANTECEDENTES HISTÓRICOS DE LOS MOTORES STIRLING .....	32
1.3. DESARROLLO MODERNO DEL MOTOR STIRLING .....	34
<b>2. OBJETIVO</b> .....	<b>39</b>
<b>3. ESTADO ACTUAL DE LA CONVERSIÓN TERMOSOLAR MEDIANTE MOTORES STIRLING</b> .....	<b>41</b>
3.1. SISTEMAS DE CONVERSIÓN TERMOSOLAR.....	42
3.1.1. Sistemas de canal parabólico y ciclo Rankine .....	42
3.1.2. Sistemas de receptor central y ciclo Rankine/Brayton .....	44
3.1.3. Sistemas con lentes Fresnel .....	45
3.1.4. Sistemas basados en motores Stirling .....	46
3.1.5. Sistemas de baja temperatura.....	51
<b>4. GENERALIDADES SOBRE EL MOTOR STIRLING</b> .....	<b>53</b>
4.1. CONFIGURACIONES TÍPICAS DE MOTORES STIRLING.....	53
4.1.1. Motores cinemáticos con pistones de simple efecto .....	53
4.1.2. Motores cinemáticos con pistones de doble efecto.....	55
4.1.3. Motores de pistón libre .....	57
4.2. MODELIZACIÓN TERMODINÁMICA .....	58
4.2.1. Modelos de primer orden .....	58
4.2.2. Modelos de segundo orden .....	63
4.2.3. Modelos de tercer orden.....	63
4.2.4. Modelización basada en Fluidodinámica Computacional (CFD).....	64
4.3. TEORÍA DE SEMEJANZA DEL MOTOR STIRLING CINEMÁTICO .....	65
4.3.1. Variables características del circuito de gas .....	65

4.3.2.	Diseño del circuito de gas mediante semejanza dinámica.....	66
4.3.3.	Relajación de las condiciones de semejanza.....	67
4.3.4.	Modelo semiempírico de potencia indicada .....	68
4.3.5.	Los números de Beale y de West.....	70
4.3.6.	Modelo de Iwamoto, Hirata y Toda.....	71
4.3.7.	Modelo de pérdidas mecánicas derivado de la Teoría de Semejanza.....	71
4.3.8.	Curvas características de potencias.....	73
<b>5.</b>	<b>MOTORES STIRLING DE ALTO SALTO TÉRMICO.....</b>	<b>75</b>
5.1.	BREVE HISTORIA DE LOS MOTORES V160 Y V161.....	76
5.2.	ANÁLISIS DEL MOTOR V160.....	77
5.2.1.	Subsistema de combustión externa .....	82
5.2.2.	Subsistemas internos.....	83
5.2.3.	Potencia térmica que absorbe el gas de trabajo .....	85
5.2.4.	Potencia indicada .....	87
5.2.5.	Pérdidas mecánicas y el rendimiento del alternador.....	90
5.2.6.	Discusión.....	91
5.3.	CURVAS CARACTERÍSTICAS DEL MOTOR V160 .....	99
5.4.	CONCLUSIONES DEL CAPÍTULO .....	103
<b>6.</b>	<b>MOTORES STIRLING DE MEDIO SALTO TÉRMICO.....</b>	<b>105</b>
6.1.	DISEÑO FABRICACIÓN Y MONTAJE DEL MICRO- COGENERADOR EXPERIMENTAL.....	108
6.2.	GEOMETRÍA DEL CALENTADOR NO TUBULAR .....	115
6.2.1.	Aumento del volumen muerto del calentador.....	117
6.2.2.	Variación de la posición del plano medio termodinámico.....	117
6.2.3.	Variación del cociente $R_{hxE} / L_{xE}$ .....	119
6.2.4.	Variación del área adimensional de transmisión de calor.....	119
6.3.	RESISTENCIA MECÁNICA DEL CALENTADOR .....	119
6.4.	DISTRIBUCIÓN TÉRMICA EN EL CALENTADOR.....	120
6.5.	FRICCIÓN Y TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL CALENTADOR EXPERIMENTAL.....	121
6.5.1.	Dispositivo experimental .....	125
6.5.2.	Resultados experimentales.....	133
6.5.3.	Discusión de los resultados.....	143
6.6.	SISTEMA DE CONTROL Y ADQUISICIÓN DE DATOS DEL MOTOR.....	145

6.7.	PRUEBAS PRELIMINARES DEL MOTOR.....	148
6.7.1.	Pruebas de estanqueidad .....	149
6.7.2.	Arrastre del motor en frío .....	149
6.7.3.	Arrastre del motor en caliente.....	157
6.8.	PLANES DE FUTURO PARA LA PUESTA EN MARCHA Y OPTIMIZACIÓN.....	163
6.9.	CONCLUSIONES DEL CAPÍTULO .....	164
<b>7.</b>	<b>MOTORES STIRLING DE BAJO SALTO TÉRMICO .....</b>	<b>167</b>
7.1.	ANTECEDENTES EN EL ÁMBITO DE LOS MOTORES STIRLING DE BAJO SALTO TÉRMICO .....	168
7.1.1.	Motor de Kolin, 1980.....	168
7.1.2.	Motor de Kolin, 1988.....	169
7.1.3.	Motor de Senft para el Argonne National Laboratory (ANL).....	169
7.1.4.	Motor L-27.....	170
7.1.5.	Motor Yamanokami 1 .....	171
7.1.6.	Motor Yamanokami 2 .....	173
7.1.7.	Motor de 2 pistones de Kongtragool y Wongwises.....	173
7.1.8.	Motor de 4 pistones de Kongtragool y Wongwises.....	176
7.2.	ANÁLISIS TERMODINÁMICO DE VIABILIDAD.....	178
7.2.1.	Simulación termodinámica de hipotéticos motores de bajo salto térmico .....	181
7.3.	DISEÑO DE UN PROTOTIPO DE BAJO SALTO TÉRMICO .....	186
7.3.1.	Circuito del gas de trabajo .....	186
7.3.2.	Intercambiadores de calor .....	192
7.3.3.	Cierres de los pistones .....	194
7.3.4.	Cierre del vástago del desplazador .....	194
7.3.5.	Accionamiento mecánico.....	195
7.3.6.	Regenerador .....	197
7.4.	CÁRACTER INNOVADOR DEL PROTOTIPO.....	197
7.5.	FABRICACIÓN Y MONTAJE .....	198
7.5.1.	Fabricación y ajuste del pistón.....	199
7.5.2.	Fabricación y montaje del desplazador.....	201
7.5.3.	Problemas encontrados durante el montaje.....	202
7.6.	PRUEBAS PRELIMINARES DEL PROTOTIPO .....	203
7.6.1.	Pruebas de estanqueidad .....	203



7.6.2. Arrastre del motor en frío .....	203
7.7. CONCLUSIONES DEL CAPITULO .....	212
<b>8. CONCLUSIONES.....</b>	<b>215</b>
<b>9. REFERENCIAS .....</b>	<b>217</b>
<b>ANEXO A: INCIDENTE CON EL VIDRIO CELULAR DE AISLAMIENTO DEL DOMO.....</b>	<b>227</b>
A.1. Evaluación de daños .....	227
<b>ANEXO B: SOLUCIÓN ANALÍTICA DEL MODELO ISOTERMO DE PRIMER ORDEN CON MECANISMO ARMÓNICO PARA LA CONFIGURACIÓN GAMMA HEC .....</b>	<b>235</b>
<b>ANEXO C: SECUENCIA DE MONTAJE DEL MOTOR DE BAJO SALTO TÉRMICO .....</b>	<b>243</b>
C.1. ENSAMBLAJE.....	243
C.2. MONTAJE DEL SISTEMA TÉRMICO.....	244
C.3. MONTAJE ACCIONAMIENTO MECÁNICO.....	245
C.4. MONTAJE DEL PISTÓN .....	245
C.5. MONTAJE SISTEMA MECÁNICO DEL EJE DE SALIDA .....	245
<b>ANEXO D: PUBLICACIONES RELACIONADAS CON LA TESIS.....</b>	<b>247</b>
<b>ANEXO E: SOLICITUD DE PATENTE RELACIONADA CON LA TESIS.....</b>	<b>307</b>

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Esquema conceptual de un sistema de conversión termosolar. ....	42
Figura 2: Parte de la planta LS-3 en Kramer Junction, California. ....	43
Figura 3: Planta Solar Two, en el Desierto de Mojave, California. ....	44
Figura 4: Vista aérea del Multi-tower solar array en Australia. ....	45
Figura 5: Esquema conceptual de la división del haz concentrado en una instalación de torres distribuidas. ....	45
Figura 6: Tipos de concentradores más habituales en sistemas Dish-Stirling: a) facetar; b) dividido; c) membrana tensionada. ....	47
Figura 7: Mapa de centrales termosolares en España. ....	50
Figura 8: Esquemas conceptuales de las configuraciones <i>alpha</i> , <i>beta</i> y <i>gamma</i> . ....	53
Figura 9: Motor Stirling de 1816. ....	54
Figura 10: Motor tipo gamma de alrededor de 1828. ....	54
Figura 11: Sección del motor V160. ....	55
Figura 12: Motor Stirling de 1843 con pistones de doble efecto. ....	56
Figura 13: Esquema de motor tipo Franchot. ....	56
Figura 14: Esquema de configuración Siemens-Rinia. ....	57
Figura 15: Estados característicos de un motor de pistón libre. ....	57
Figura 16: Esquema del motor de pistón libre de Beale. ....	58
Figura 18: Estados característicos del ciclo Stirling teórico. ....	59
Figura 19: Evolución de los volúmenes en un motor Stirling con accionamiento discontinuo. ....	60
Figura 20: Evolución de la presión en un motor Stirling con accionamiento discontinuo. ....	60
Figura 21: Diagramas de indicador de los espacios caliente y frío en un ciclo Stirling teórico. ....	60
Figura 22: Calores intercambiados en el ciclo Stirling teórico. ....	61
Figura 23: Función $f(\delta)$ . ....	63
Figura 24: Factor de fricción en función del Número de Hersey. ....	71
Figura 25: Curvas características de potencias adimensionales en un motor Stirling. ....	73
Figura 26: Flujo de potencias y subsistemas en la unidad V160 DMA. ....	78
Figura 27: Potencia de entrada al sistema en función de la presión media del gas. ....	79
Figura 28: Potencia eléctrica en función de la presión media del gas. ....	79

Figura 29: Potencia térmica en el circuito primario de refrigeración en función de la presión media del gas.....	80
Figura 30: Potencia térmica de salida en el circuito secundario de refrigeración en función de la presión media del gas.....	80
Figura 31: Temperatura del refrigerante a la salida del enfriador en función de la presión media del gas.....	81
Figura 32: Temperatura del agua a la entrada del circuito secundario de refrigeración en función de la presión media del gas. ....	81
Figura 33: Temperatura del agua a la salida del circuito secundario de refrigeración en función de la presión media del gas. ....	82
Figura 34: Potencia térmica entrante en el calentador, $\dot{Q}_E$ , en función de la presión media del gas. ....	83
Figura 35: Rendimiento eléctrico basado en la potencia térmica entrante en el calentador en función de la presión media del gas. ....	84
Figura 36: Incremento de potencia térmica debido a irreversibilidades.....	86
Figura 37: Predicciones de potencia indicada de diferentes programas.....	88
Figura 38: Banco de Ensayos de Motores Stirling, en las instalaciones del CEDER, Soria.....	88
Figura 39: Rendimiento del alternador para el motor V160.....	91
Figura 40: Rendimientos del motor V160 en función de $N_p$ , con helio a $0.342 \leq \tau \leq 0.376$ y $N_{MA} \approx 0.0018$ . ....	93
Figura 41: Rendimientos del motor V160 en función de $N_{MA}$ , con helio a $\tau = 0.374$ y $N_p = 4.38 \cdot 10^7$ . ....	93
Figura 42: Potencias adimensionales del motor V160 en función de $N_p$ , con helio a $0.342 \leq \tau \leq 0.376$ y $N_{MA} \approx 0.0018$ . ....	94
Figura 43: Potencias adimensionales del motor V160 en función de $N_{MA}$ , con helio a $\tau = 0.374$ y $N_p = 4.38 \cdot 10^7$ .....	94
Figura 44: Pérdidas mecánicas adimensionales en función del inverso de $N_{SG}$ , con $N_p$ como parámetro. ....	97
Figura 45: Potencia indicada en función de la velocidad con $T_E = 625^\circ\text{C}$ . ....	99
Figura 46: Potencia indicada en función de la velocidad con $T_E = 800^\circ\text{C}$ . ....	100
Figura 47: Potencia al freno en función de la velocidad con $T_E = 625^\circ\text{C}$ .....	100
Figura 48: Potencia al freno en función de la velocidad con $T_E = 800^\circ\text{C}$ .....	101
Figura 49: Rendimiento indicado en función de la velocidad con $T_E = 625^\circ\text{C}$ . ....	101
Figura 50: Rendimiento indicado en función de la velocidad con $T_E = 800^\circ\text{C}$ . ....	102
Figura 51: Rendimiento al freno en función de la velocidad con $T_E = 625^\circ\text{C}$ .....	102
Figura 52: Rendimiento al freno en función de la velocidad con $T_E = 800^\circ\text{C}$ .....	103

Figura 53: Sección transversal del motor M102C.....	109
Figura 54: Sección transversal del micro-cogenerador. ....	111
Figura 55: Estado tensional de la carcasa del prototipo experimental. ....	112
Figura 56: Curvas de volúmenes en el modelo.....	113
Figura 57: Evolución de la presión en función del ángulo de giro del cigüeñal. ....	113
Figura 58: Diagramas de indicador en el modelo.....	114
Figura 59: Electrodo de grafito utilizado en la fabricación del calentador no tubular. ....	114
Figura 60: Vista del conjunto calentador y cilindros del regenerador y del domo.....	115
Figura 61: Esquema conceptual del calentador no tubular.....	116
Figura 62: Detalle de la sección de entrada-salida del calentador.....	116
Figura 63: Mapa de trayectorias de partículas del motor M102C.....	118
Figura 64: Mapa de trayectorias de partículas del prototipo. ....	118
Figura 65: Esfuerzos en el calentador obtenidos mediante simulación por elementos finitos.....	119
Figura 66: Termografía del calentador con la superficie a unos 300°C. ....	120
Figura 67: Pieza auxiliar para introducir los termopares en la sección de entrada- salida del calentador. ....	127
Figura 68: Detalle de las puntas de los termopares saliendo de la pieza auxiliar.....	127
Figura 69: Termopares y piezas auxiliares colocados sobre el calentador.....	128
Figura 70: Transductor de presión con intercambiador para refrigeración. ....	129
Figura 71: Manómetro diferencial de elaboración propia. ....	130
Figura 72: Conjunto de caudalímetro y regulador de caudal.....	130
Figura 73: Esquema conceptual del banco de ensayos.....	131
Figura 74: Banco de ensayos para el nuevo calentador.....	132
Figura 75: Ejemplo de hoja de cálculo utilizada en el tratamiento de los datos experimentales. ....	133
Figura 76: Pérdidas de presión adimensionales vs número de Reynolds para temperatura de consigna de 100°C.....	134
Figura 77: Pérdidas de presión adimensionales vs número de Reynolds para temperatura de consigna de 200°C.....	135
Figura 78: Pérdidas de presión adimensionales vs número de Reynolds para temperatura de consigna de 300°C.....	135
Figura 79: Pérdidas de presión adimensionales vs número de Reynolds para temperatura de consigna de 400°C.....	136
Figura 80: Comparación entre los datos experimentales y el resultado de la correlación. ....	137

Figura 81: Pérdidas de presión adimensionales vs número de Reynolds. ....	137
Figura 82: Coeficiente de fricción vs número de Reynolds.....	138
Figura 83: Número de Stanton vs número de Reynolds para temperatura de consigna de 100°C. ....	139
Figura 84: Número de Stanton vs número de Reynolds para temperatura de consigna de 200°C. ....	139
Figura 85: Número de Stanton vs número de Reynolds para temperatura de consigna de 300°C. ....	140
Figura 86: Número de Stanton vs número de Reynolds para temperatura de consigna de 400°C. ....	140
Figura 87: Comparación del número de Stanton experimental y las líneas de número de Mach constante deducidas de la Ec. (88), para valores de $\bar{T}_g/T_w=0.86$ , $\Delta T_g/T_w=0.200$ y $N_{pr}=0.75$ . ....	141
Figura 88: Comparación del número de Stanton experimental y las líneas de $\Delta T_g/T_w$ constante deducidas de la Ec. (88), para valores de $\bar{T}_g/T_w=0.86$ , $N_{pr}=0.75$ y $N_{ma}=0.0075$ . ....	142
Figura 89: Ajuste entre los datos experimentales y la correlación propuesta. ....	143
Figura 90: Comparación entre el coeficiente de fricción del nuevo calentador y de un calentador tubular. ....	144
Figura 91: Comparación entre el número de Stanton del nuevo calentador y de un calentador tubular. ....	145
Figura 92: Esquema del sistema de control y adquisición de datos. ....	147
Figura 93: Vista de conjunto del motor y el sistema de adquisición de datos y control. ....	148
Figura 94: Variaciones de la presión en frío con una presión de llenado de 1 bar.....	151
Figura 95: Variaciones de la presión en frío con una presión de llenado de 1.5 bar....	151
Figura 96: Variaciones de la presión en frío con una presión de llenado de 2 bar.....	152
Figura 97: Variaciones de la presión en frío con una presión de llenado de 2.5 bar....	152
Figura 98: Velocidad de los pistones normalizada con la velocidad máxima.....	153
Figura 99: Diagramas de indicador en frío para presión de llenado de 1 bar.....	154
Figura 100: Diagramas de indicador en frío para presión de llenado de 1.5 bar.....	154
Figura 101: Diagramas de indicador en frío para presión de llenado de 2 bar.....	155
Figura 102: Diagramas de indicador en frío para presión de llenado de 2.5 bar.....	155
Figura 103: Evolución de la temperatura del “foco caliente” durante el arrastre del motor con presión de llenado de 1.5 bar.....	157
Figura 104: Variaciones de la presión con $T_E = 460^\circ\text{C}$ ; $T_C = 17^\circ\text{C}$ , con una presión de llenado de 1.5 bar.....	158

Figura 105: Comparación de presiones experimentales y teóricas, para una presión de llenado de 1.5 bar. ....	158
Figura 106: Diagramas indicadores a diferentes regímenes de giro con $T_E = 460^\circ\text{C}$ ; $T_C = 17^\circ\text{C}$ , para una presión de llenado de 1.5 bar. ....	159
Figura 107: Diagramas indicadores con $T_E = 460^\circ\text{C}$ ; $T_C = 17^\circ\text{C}$ , presión de llenado de 1.5 bar y 540 rpm. ....	159
Figura 108: Diagramas indicadores con $T_E = 460^\circ\text{C}$ ; $T_C = 17^\circ\text{C}$ , presión de llenado de 1.5 bar y 700 rpm. ....	160
Figura 109: Diagramas indicadores con $T_E = 460^\circ\text{C}$ ; $T_C = 17^\circ\text{C}$ , presión de llenado de 1.5 bar y 805 rpm. ....	160
Figura 110: Comparación de la potencia indicada para $p_m = 1.5$ bar con el motor frío y caliente. ....	161
Figura 111: Potencia indicada adimensional en función del $N_{MA}$ con $T_E = 460^\circ\text{C}$ ; $T_C = 17^\circ\text{C}$ , presión de llenado de 1.5 bar. ....	162
Figura 112: Diagramas indicadores con $T_E = 495^\circ\text{C}$ ; $T_C = 21^\circ\text{C}$ , presión de llenado de 7 bar, y 700 rpm. ....	163
Figura 113: Vista de conjunto del calentador alternativo, junto con los cilindros del domo y regenerador. ....	164
Figura 114: Comparación de las curvas de potencia al freno con diferentes desplazadores. ....	170
Figura 115: Motor L-27 funcionando sobre agua caliente. ....	170
Figura 116: Motor L-27 adaptado para energía solar. ....	171
Figura 117: Curvas de potencia experimentales del motor Yamanokami 1. ....	172
Figura 118: Temperatura de los focos de los distintos puntos experimentales del motor Yamanokami 1. ....	172
Figura 119: Curvas de potencia del motor Yamanokami 2 para $p_{buffer} = 7$ bar. ....	173
Figura 120: Resultados experimentales con quemador de gas. ....	174
Figura 121: Resultados experimentales con simulador solar. ....	175
Figura 122: Rendimiento al freno con quemador de gas. ....	175
Figura 123: Resultados experimentales con quemador de gas. ....	176
Figura 124: Resultados experimentales con solarización simulada. ....	177
Figura 125: Potencia al freno vs temperatura del foco caliente. ....	177
Figura 126: Diagramas de indicador de la simulación cuasiestática para el motor Yamanokami 1. ....	180
Figura 127: Diagramas de indicador de la simulación cuasiestática para el motor Yamanokami 2. ....	180
Figura 128: Diagramas de indicador de la simulación cuasiestática para el motor de 2 pistones de Kongtragool y Wongwises. ....	181

Figura 129: Diagramas de indicador de la simulación cuasiestática para el motor de 4 pistones de Kongtragool y Wongwises.....	181
Figura 130: Trabajo indicado cuasiestático adimensional vs $V_{\max}/V_{\min}$ para $\Delta T/T_c = 0.066$ con el volumen muerto adimensional como parámetro.....	182
Figura 131: Trabajo indicado cuasiestático adimensional vs $V_{\max}/V_{\min}$ para $\Delta T/T_c = 0.132$ con el volumen muerto adimensional como parámetro.....	183
Figura 132: Trabajo indicado cuasiestático adimensional vs $V_{\max}/V_{\min}$ para $\Delta T/T_c = 0.198$ con el volumen muerto adimensional como parámetro.....	183
Figura 133: Trabajo indicado cuasiestático adimensional vs $V_{\max}/V_{\min}$ para $\Delta T/T_c = 0.241$ con el volumen muerto adimensional como parámetro. ....	184
Figura 134: Trabajo indicado cuasiestático adimensional vs $V_{\max}/V_{\min}$ para $\Delta T/T_c = 0.300$ con el volumen muerto adimensional como parámetro.....	184
Figura 135: Trabajo indicado cuasiestático adimensional vs $V_{\max}/V_{\min}$ para $\Delta T/T_c = 0.360$ con el volumen muerto adimensional como parámetro.....	185
Figura 136: Mapa de trayectorias de partículas para configuración CEC.....	189
Figura 137: Mapa de trayectorias de partículas para configuración HEC.....	189
Figura 138: Diagramas de indicador para configuración gamma CEC.....	190
Figura 139: Diagramas de indicador para configuración gamma HEC.....	190
Figura 140: Tensiones en la tapa del calentador.....	192
Figura 141: Tensiones en el enfriador. ....	193
Figura 142: Deformaciones en la tapa del calentador. ....	193
Figura 143: Deformaciones en el enfriador. ....	194
Figura 144: Cierre del vástago del desplazador.....	195
Figura 145: Ángulos de inclinación de las bielas.....	196
Figura 146: Fuerzas en las bielas.....	196
Figura 147: Trabajo indicado cuasiestático adimensional vs $V_{\max}/V_{\min}$ para $\Delta T/T_c = 0.151$ con el volumen muerto adimensional como parámetro. ....	198
Figura 148: Pistón de aluminio antes de recibir el tratamiento antifricción.....	199
Figura 149: Pistón después de aplicarle el recubrimiento antifricción.....	200
Figura 150: Desplazador de PTFE. ....	201
Figura 151: Detalle de junta de laberinto en el lateral del desplazador.....	201
Figura 152: Esquema del dispositivo experimental.....	204
Figura 153: Pantalla principal de la aplicación de adquisición de datos. ....	204

Figura 154: Presión en el ciclo a diferentes velocidades para una presión de llenado de 1 bar.....	205
Figura 155: Presión en el ciclo a diferentes velocidades para una presión de llenado de 1.5 bar. ....	205
Figura 156: Presión en el ciclo a diferentes velocidades para una presión de llenado de 2 bar.....	206
Figura 157: Presión en el ciclo a diferentes velocidades para una presión de llenado de 2.5 bar.....	206
Figura 158: Presión en el ciclo a diferentes velocidades para una presión de llenado de 3 bar.....	207
Figura 159: Diagramas de indicador con el motor arrastrado en frío. Presión de llenado de 1 bar.....	208
Figura 160: Diagramas de indicador con el motor arrastrado en frío. Presión de llenado de 1.5 bar.....	208
Figura 161: Diagramas de indicador con el motor arrastrado en frío. Presión de llenado de 2 bar.....	209
Figura 162: Diagramas de indicador con el motor arrastrado en frío. Presión de llenado de 2.5 bar.....	209
Figura 163: Diagramas de indicador con el motor arrastrado en frío. Presión de llenado de 3 bar.....	210
Figura 164: Trabajo indicado por ciclo en función de la velocidad del motor.....	211
Figura 165: Potencia indicada en función de la velocidad del motor.....	212





## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Proyectos/Contratos de I+D+i relacionados con la Tesis Doctoral.....	36
Tabla 2: Principales características de las plantas de canal parabólico de Luz International Ltd. ....	43
Tabla 3: Clasificación de parámetros y variables adimensionales influyentes en un ciclo Stirling.....	66
Tabla 4: Relaciones entre factores de escala en condiciones de semejanza dinámica. ..	67
Tabla 5: Valores de rendimiento y factor $k_L$ para cada serie de medidas. ....	83
Tabla 6: Datos experimentales de la serie “e” ( $G_w = 0.75 \text{ m}^3/\text{h}$ , $T_E = 625^\circ\text{C}$ ).....	85
Tabla 7: Valores numéricos de diferentes variables que intervienen en el análisis. ....	86
Tabla 8: Comparación de estimaciones de potencia indicada mediante diferentes programas. ....	87
Tabla 9: Resultados numéricos del análisis del motor V160.....	91
Tabla 10: Características principales de los motores V160 y V161.....	96
Tabla 11: Características adimensionales de los intercambiadores de los motores V160 y V161.....	96
Tabla 12: Análisis de potencia indicada para el motor V161.....	97
Tabla 13: Características técnicas de sistemas de cogeneración. ....	108
Tabla 14: Principales características del motor M102C y del prototipo a escala.....	110
Tabla 15: Características geométricas del modelo a escala.....	112
Tabla 16: Condiciones nominales de funcionamiento del modelo a escala. ....	112
Tabla 17: Comparación del nuevo calentador y el diseño en semejanza. ....	117
Tabla 18: Comparación entre los coeficientes de fricción y los números de Stanton para diferentes motores ensayados. ....	143
Tabla 19: Principales características de los sensores utilizados en el dispositivo experimental. ....	146
Tabla 20: Trabajo indicado por ciclo con el motor en frío, J/ciclo. ....	156
Tabla 21: Potencia indicada con $T_E = 460^\circ\text{C}$ ; $T_C = 17^\circ\text{C}$ , para una presión de llenado de 1.5 bar.....	161
Tabla 22: Características del motor de Senft para el ANL.....	169
Tabla 23: Características del motor L-27. ....	171
Tabla 24: Características del motor Yamanokami 1. ....	172
Tabla 25: Algunas características del motor Yamanokami 2.....	173
Tabla 26: Características básicas del motor de 2 pistones de Kongtragool y Wongwises.....	174

Tabla 27: Características básicas del motor de 4 pistones de Kongtragool y Wongwises.....	176
Tabla 28: Características termodinámicas de los motores analizados.....	179
Tabla 29: Posibles motores analizados capaces de funcionar con un salto térmico de 40°C.....	187
Tabla 30: Especificaciones del motor experimental de bajo salto térmico. ....	191
Tabla 31: Comparación de características en motores de bajo salto térmico.....	197
Tabla 32: Medidas de los diámetros de camisa y pistón durante el proceso de recubrimiento antifricción. ....	200
Tabla 33: Trabajo indicado por ciclo con el motor en frío.....	211

**NOMENCLATURA**

$a$	Parámetro utilizado en regresión
$a$	Volumen muerto total normalizado con la cilindrada del espacio de compresión
$A$	Parámetro definido en el texto
$a'$	Volumen muerto del espacio caliente normalizado con la cilindrada del espacio de compresión
$a''$	Volumen muerto del espacio frío normalizado con la cilindrada del espacio de compresión
$a_{ij}$	Coefficientes en el modelo de pérdidas mecánicas adimensionales
$A_{wR}$	Área de transmisión de calor en el regenerador, $m^2$
$A_{wxC}$	Área de transmisión de calor en el enfriador, $m^2$
$A_{wxE}$	Área de transmisión de calor en el calentador, $m^2$
$A_{xR}$	Área transversal del regenerador, $m^2$
$A_{xC}$	Área transversal del enfriador, $m^2$
$A_{xE}$	Área transversal del calentador, $m^2$
$b$	Parámetro utilizado en regresión
$B$	Parámetro definido en el texto
$C_f$	Coefficiente de fricción
$c_p$	Calor específico del gas a presión constante, $J/kgK$
$c_R$	Calor específico del material del regenerador, $J/kgK$
$c_v$	Calor específico del gas a volumen constante, $J/kgK$
$c_w$	Calor específico del material de la pared del calentador, $J/kgK$
$D$	Diámetro del intersticio por el que se producen las fugas, m
$D_C$	Diámetro del cilindro de compresión, m
$D_{desp}$	Diámetro del desplazador, m
$D_E$	Diámetro del cilindro de expansión, m
$D_p$	Diámetro del pistón, m
$d_w$	Diámetro del alambre del regenerador, m
$d_{xC}$	Diámetro de los tubos del enfriador, m
$d_{xE}$	Diámetro de los tubos del calentador, m
$f$	Factor de fricción
$F$	Parámetro definido en el texto
$F_f$	Fuerza de fricción, N

$h$	huelgo radial del intersticio por el que se producen las fugas, m
$h_{xC}$	Coefficiente de película en el enfriador, $W/m^2K$
$h_{xE}$	Coefficiente de película en el calentador, $W/m^2K$
$I_1, \dots, I_n$	Momentos de inercia de las partes móviles del mecanismo, $kg \cdot m^2$
$k$	Conductividad térmica del gas
$k_L$	Coefficiente de pérdidas a través de la carcasa del motor
$L$	Longitud del intersticio por el que se producen las fugas, m
$l_1, \dots, l_k$	Parámetros geométricos que definen el mecanismo de accionamiento
$L_R$	Longitud del regenerador, m
$L_{ref}$	Longitud de referencia, m
$L_{xC}$	Longitud de los tubos del enfriador, m
$L_{xE}$	Longitud de los tubos del calentador, m
$m_1$	Masa móvil de referencia, kg
$M$	Masa del gas de trabajo, kg
$\dot{m}$	Caudal másico del gas, kg/s
$m_1, \dots, m_n$	Masas de las partes móviles del mecanismo, kg
$N_B$	Número de Beale
$N_C$	Número de Courant = $\Delta x / (u \Delta t)$
$N_{eu}$	Número de Euler instantáneo = $\Delta p / \left( \frac{1}{2} \rho \bar{u}^2 \right)$
$N_f$	Número de Fourier instantáneo promediado espacialmente = $\alpha_w / (\bar{u} R_{hxE})$
$N_F$	Número de Fourier característico del motor = $\alpha_R / (n_s V_{sw}^{2/3})$
$N_H$	Número de Hersey = $\mu_L n_s / q$
$N_m$	Número adimensional característico de las masas móviles del mecanismo = $m_1 RT_C / (p_m V_{sw})$
$N_{ma}$	Número de Mach instantáneo promediado espacialmente = $\dot{m} \sqrt{RT_g} / (p A_{xxE})$
$N_{MA}$	Número de Mach característico del motor = $n_s V_{sw}^{1/3} / \sqrt{RT_C}$
$N_{MA, \max}^*$	Número de Mach correspondiente al punto de máxima potencia al freno
$N_{MA, \max}$	Número de Mach correspondiente al punto de máxima potencia indicada
$N_{MA1}$	Número de Mach correspondiente a la velocidad del arranque del motor
$N_{MA2}$	Número de Mach correspondiente a la velocidad del motor en vacío

$N_p$	Número de presión característico = $p_m V_{sw}^{1/3} / (\mu \sqrt{RT_C}) = N_{SG} N_{MA}$
$N_{pr}$	Número de Prantdl instantáneo promediado espacialmente = $\mu c_p / k$
$N_{re}$	Número de Reynolds instantáneo promediado espacialmente = $4\dot{m}R_{hxE} / (\mu A_{xxE})$
$N_{re,max}$	Número de Reynolds promediado espacialmente máximo
$n_s$	Frecuencia de giro del motor, $s^{-1}$
$n_{s,max}^*$	Frecuencia de giro del motor en el punto de máxima potencia al freno, $s^{-1}$
$n_{s,max}$	Frecuencia de giro del motor en el punto de máxima potencia indicada, $s^{-1}$
$N_{sg}$	Número de Stirling instantáneo promediado espacialmente = $N_{re} / N_{ma}^2$
$N_{SG}$	Número de Stirling característico del motor = $p_m / \mu n_s$
$N_{st}$	Número de Stanton instantáneo promediado espacialmente = $h_{xE} / (\rho \bar{u} c_p)$
$N_{TCR}$	Número adimensional característico de la capacidad térmica del regenerador = $\rho_R c_R T_C / p_m$
$N_W$	Número de West
$n_{xC}$	Número de tubos en el enfriador
$n_{xE}$	Número de tubos en el calentador
$N_\alpha$	Número adimensional característico de la difusividad térmica del regenerador = $\alpha_R / (V_{sw}^{1/3} \sqrt{RT_C})$
$p$	Presión instantánea del gas de trabajo, Pa
$p^*$	Cociente de presiones en el modelo de Iwamoto et al.
$P_{abs}$	Potencia térmica entregada en el foco caliente del motor por los gases de combustión, W
$P_B$	Potencia al freno, W
$P_{B,max}$	Potencia al freno máxima, W
$P_e$	Potencia eléctrica, W
$P_{eva}$	Potencia térmica evacuada en el enfriador del motor, W
$P_{in}$	Potencia térmica aportada por el combustible, W
$P_{ind}$	Potencia indicada, W
$P_{ind,max}$	Potencia indicada máxima, W
$p_{lim}$	Presión límite que soportan los materiales, Pa
$p_m$	Presión media del gas de trabajo, Pa
$p_{max}$	Presión máxima del gas de trabajo, Pa
$p_{min}$	Presión mínima del gas de trabajo, Pa

$P_t$	Potencia térmica a la salida del circuito primario de refrigeración, W
$P_{ut}$	Potencia térmica útil en el circuito secundario de refrigeración, W
$q$	Carga radial del cojinete por unidad de superficie normal a la carga, Pa
$Q_C$	Calor cedido al foco frío en cada ciclo, J/ciclo
$Q_E$	Calor suministrado por el foco caliente en cada ciclo, J/ciclo
$\dot{Q}_E$	Potencia térmica suministrada al gas de trabajo en el foco caliente, W
$Q_R$	Calor intercambiado por el regenerador en cada ciclo, J/ciclo
$r$	Radio de manivela en el mecanismo de accionamiento, m
$R$	Constante específica del gas de trabajo, J/kgK
$R_{hR}$	Radio hidráulico característico del regenerador, m
$R_{hxC}$	Radio hidráulico característico del enfriador, m
$R_{hxE}$	Radio hidráulico característico del calentador, m
$r_{hxE}$	Radio hidráulico local del calentador, m
$S$	Parámetro que refleja la influencia del volumen muerto corregido por temperatura en el cálculo del trabajo indicado por ciclo.
$s_C$	Carrera del pistón de compresión, m
$s_{desp}$	Carrera del desplazador en <i>gamma</i> HEC, m
$s_E$	Carrera del pistón de expansión, m
$s_p$	Carrera del pistón en <i>gamma</i> HEC, m
$s_x$	Factor de escala de la magnitud $x$
$T_C$	Temperatura del foco frío, K
$T_{cw}$	Temperatura del agua de refrigeración en el circuito secundario, K
$T_D$	Temperatura representativa de los espacios muertos, K
$T_E$	Temperatura del foco caliente, K
$\bar{T}_g$	Temperatura media del gas en el calentador, K
$T_{g0}$	Temperatura del gas a la entrada del calentador, K
$T_{gL}$	Temperatura del gas a la salida del calentador, K
$T_{hw}$	Temperatura del agua de refrigeración en el circuito primario, K
$T_{ref}$	Temperatura de referencia, K
$T_w$	Temperatura de pared, K
$T_{wE}$	Temperatura de pared en los tubos del calentador, K
$u$	Velocidad instantánea del gas, m/s
$\bar{u}$	Velocidad media del gas, m/s

$v$	Volumen instantáneo, $m^3$
$\dot{v}$	Caudal de fugas local e instantáneo, $kg/s$
$v_C$	Volumen instantáneo del espacio de compresión, $m^3$
$V_C$	Cilindrada del espacio de compresión, $m^3$
$V_{dC}$	Volumen muerto de la zona fría del motor, $m^3$
$V_{dCad}$	Volumen muerto adicional en la zona fría del motor, $m^3$
$V_{dcC}$	Volumen muerto en el cilindro de compresión, $m^3$
$V_{dcE}$	Volumen muerto en el cilindro de expansión, $m^3$
$V_{dE}$	Volumen muerto de la zona caliente del motor, $m^3$
$V_{dEad}$	Volumen muerto adicional en la zona caliente del motor, $m^3$
$V_{dR}$	Volumen muerto total regenerador, $m^3$
$V_{dRad}$	Volumen muerto adicional en regenerador, $m^3$
$V_{dTOT}$	Volumen muerto total del motor, $m^3$
$V_{dxC}$	Volumen muerto del enfriador, $m^3$
$V_{dxE}$	Volumen muerto del calentador, $m^3$
$V_{dxR}$	Volumen muerto en la malla del regenerador, $m^3$
$v_E$	Volumen instantáneo del espacio de expansión, $m^3$
$V_E$	Cilindrada del espacio de expansión, $m^3$
$V_{max}$	Máximo volumen del gas en el ciclo, $m^3$
$V_{min}$	Mínimo volumen del gas en el ciclo, $m^3$
$V_p$	Cilindrada del pistón de trabajo, $m^3$
$V_{sw}$	Cilindrada del motor, $m^3 = V_{max} - V_{min}$
$W_{ind}$	Trabajo indicado por ciclo, $J/ciclo$
$W_0$	Trabajo indicado por ciclo en condiciones cuasiestáticas, $J/ciclo$
$x$	Coordenada longitudinal, $m$
$x_1, \dots, x_{n-1}$	Variables ordinarias independientes
$y$	Variable ordinaria dependiente

### **Símbolos griegos**

$\alpha$	Ángulo de desfase entre volúmenes, $rad$
$\alpha$	Coefficiente de pérdidas mecánicas adimensionales
$\alpha_1, \dots, \alpha_k$	Exponentes de las variables ordinarias
$\alpha_R$	Difusividad térmica del material del regenerador, $m^2s^{-1}$
$\alpha_w$	Difusividad térmica de la pared del calentador, $m^2s^{-1}$



$\alpha_{wxE}$	Área mojada adimensional del calentador = $A_{wxE} / V_{sw}^{2/3}$
$\alpha_{xR}$	Área transversal adimensional del regenerador = $A_{xR} / V_{sw}^{2/3}$
$\alpha_{xxC}$	Área transversal adimensional del enfriador = $A_{xxC} / V_{sw}^{2/3}$
$\alpha_{xxE}$	Área transversal adimensional del calentador = $A_{xxE} / V_{sw}^{2/3}$
$\beta$	Coefficiente de pérdidas mecánicas adimensionales
$\beta$	Coefficiente característico de la tortuosidad de los canales en la ley de Forchheimer, $m^{-1}$
$\chi$	Coefficiente del modelo de pérdidas mecánicas adimensionales
$\delta$	Semiamplitud relativa de presiones
$\delta$	Cociente entre los parámetros A y B
$\delta$	Coefficiente de pérdidas mecánicas adimensionales
$\delta_i, \dots, \delta_s$	Parámetros geométricos adimensionales, incluyendo los característicos del mecanismo de accionamiento
$\Delta p$	Variación de presión en el gas, Pa
$\Delta t$	Intervalo temporal de cálculo, s
$\Delta T$	Diferencia de temperatura entre los focos del motor, K
$\Delta T_g$	Variación de temperatura experimentada por el gas, K
$\Delta x$	Intervalo espacial de cálculo, m
$\varepsilon$	Coefficiente de pérdidas aerodinámicas adimensionales
$\phi$	Parámetro utilizado en el cálculo del trabajo indicado por ciclo, definido en el texto en función del tipo de motor
$\Phi$	Coefficiente de pérdidas lineales de potencia indicada adimensional
$\gamma$	Coefficiente adiabático del gas de trabajo
$\eta_{alt}$	Rendimiento del alternador
$\eta_{comb}$	Rendimiento del sistema de combustión
$\eta_e$	Rendimiento eléctrico del cogenerador
$\eta_e^*$	Rendimiento eléctrico del cogenerador referido a la potencia térmica absorbida en el calentador
$\eta_{ind}$	Rendimiento indicado del motor
$\eta_{mec}$	Rendimiento mecánico del motor
$\eta_t$	Rendimiento térmico en el motor, definido en el primario del sistema de refrigeración
$\eta_{ut}$	Rendimiento térmico útil del motor, definido en el secundario del sistema de refrigeración

$\kappa$	Coeficiente de permeabilidad de Darcy en la ley de Forchheimer, $m^2$
$\kappa$	Relación de cilindradas, definida en el texto en función del tipo de motor
$\kappa_s$	Cociente entre la cilindrada del motor y la cilindrada del cilindro de expansión $= V_{sw}/V_E$
$\kappa^*$	Relación entre la cilindrada del pistón y la cilindrada del espacio frío $= V_p/V_C$
$\lambda$	Parámetro definido en el texto
$\lambda_{hR}$	Radio hidráulico adimensional del regenerador $= R_{hR}/V_{sw}^{1/3}$
$\lambda_{hxC}$	Radio hidráulico adimensional del enfriador $= R_{hxC}/V_{sw}^{1/3}$
$\lambda_{hxE}$	Radio hidráulico adimensional del calentador $= R_{hxE}/V_{sw}^{1/3}$
$\lambda_i, \dots, \lambda_k$	Parámetros geométricos adimensionales que definen el mecanismo de accionamiento
$\mu$	Viscosidad dinámica del gas de trabajo, Pa·s
$\mu_d$	Volumen muerto total adimensional $= V_{dTOT}/V_{sw}$
$\mu_{dC}$	Volumen muerto adimensional del espacio frío $= V_{dC}/V_{sw}$
$\mu_{dC}$	Volumen muerto adimensional del cilindro de compresión $= V_{dC}/V_{sw}$
$\mu_{dE}$	Volumen muerto adimensional del cilindro de expansión $= V_{dE}/V_{sw}$
$\mu_{dE}$	Volumen muerto adimensional del espacio caliente $= V_{dE}/V_{sw}$
$\mu_{dR}$	Volumen muerto adimensional del regenerador $= V_{dR}/V_{sw}$
$\mu_{dxC}$	Volumen muerto adimensional del enfriador $= V_{dxC}/V_{sw}$
$\mu_{dxE}$	Volumen muerto adimensional del calentador $= V_{dxE}/V_{sw}$
$\mu_L$	Viscosidad dinámica del lubricante, Pa·s
$\mu_{dx}$	Volumen muerto adimensional del espacio $x = V_x/V_{sw}$
$\Pi_i$	Monomio adimensional asociado a la $i$ -ésima variable ordinaria
$\theta$	Ángulo de giro del cigüeñal, rad
$\rho$	Densidad del gas de trabajo, $kg/m^3$
$\rho_R$	Densidad del material del regenerador, $kg/m^3$
$\rho_w$	Densidad del material de la pared del calentador, $kg/m^3$
$\tau$	Relación de temperaturas de los focos del motor $= T_C/T_E$
$\Psi$	Coeficiente de pérdidas cuadráticas de potencia indicada adimensional

$\zeta_0$	Trabajo indicado cuasiestático adimensional = $W_0 / (p_m V_{sw})$
$\zeta_{aero}$	Pérdidas aerodinámicas de potencia adimensional
$\zeta_{B,max}$	Potencia al freno adimensional correspondiente al punto de máxima potencia al freno
$\zeta_{ind}$	Potencia indicada adimensional = $P_{ind} / (p_m V_{sw} n_s)$
$\zeta_{leak}$	Pérdidas de potencia indicada adimensional debidas a las fugas
$\zeta_{max}$	Potencia indicada adimensional correspondiente al punto de máxima potencia indicada
$\zeta_{mec}$	Pérdidas mecánicas adimensionales

**Otros símbolos**

$\mathcal{V}_v$	Porosidad volumétrica del regenerador
-----------------	---------------------------------------

**Superíndices**

$d$	Modelo a escala
$p$	Prototipo

# 1. INTRODUCCIÓN

## 1.1. EL ESCENARIO ENERGÉTICO ACTUAL

Desde mediados del siglo XX el escenario energético mundial está caracterizado principalmente por la utilización mayoritaria de fuentes de energía de origen fósil, el aumento de la demanda energética en los países desarrollados, y el aumento de la demanda en los países en vías de desarrollo. Además, los países en vías de desarrollo suelen copiar el modelo obsoleto de los países ya desarrollados, más asequible en el corto plazo.

Acompañando a esta situación energética se producen aumentos de las emisiones contaminantes a la atmósfera y una situación climática un tanto confusa, de forma que expresiones como agujero de la capa de ozono, cambio climático o calentamiento global se han extendido por cualquier estrato social y no sólo en el ámbito científico o académico.

De alguna forma se hizo patente la idea de que el desarrollo del ser humano estaba modificando el planeta, y poco a poco se empezó a extender el planteamiento de que las cosas tenían que cambiar. Este hecho se ha convertido en una reivindicación social que no entiende de fronteras, en la que conceptos como renovable o sostenible han pasado a ser parte central de campañas publicitarias. A esta nueva fiebre ecológica también se han sumado personajes políticos, conscientes del calado que estas nuevas reivindicaciones tienen en la sociedad, como lo demuestra el Premio Nobel Alternativo de 1999 a la obra de Hermann Scheer “Economía Solar Global” (Scheer, 2000), o el Premio Nobel recibido por Al Gore en 2007. Sin duda lo renovable, sostenible, ecológico... ha pasado de ser una petición de la comunidad científica a ser una demanda social.

En este contexto se dieron las condiciones idóneas para que se desarrollaran proyectos de investigación en tres grandes líneas. La primera está dirigida a la reducción de la demanda energética (ahorro energético). La segunda está dirigida a la reducción de

los consumos energéticos, mediante el aumento de la eficiencia de los procesos, instalaciones y equipos, así como una reeducación de los hábitos de consumo. La tercera línea, complementaria de las anteriores, está dirigida a desarrollar nuevas formas de aprovechamiento energético, a ser posible más limpias y que permitan una explotación sostenible.

Parte de las conclusiones que se pueden extraer del desarrollo de los diferentes proyectos de investigación son:

- Es interesante plantear sistemas de generación distribuida de energía eléctrica, frente a los tradicionales sistemas de generación centralizada, permitiendo aliviar la saturación de parte de las redes de transporte de las zonas industrializadas y al mismo tiempo constituyendo una alternativa viable en zonas en proceso de industrialización.
- Hay que utilizar, en la medida en que sea posible, fuentes de energía de origen renovable, dentro de las que cabe destacar el papel de la energía solar térmica.
- Están bien valorados los sistemas de cogeneración y recuperación de calor, ya que permiten obtener un mejor aprovechamiento de los recursos energéticos.

Estas conclusiones se ven reflejadas en la legislación reciente, como es el caso del Real Decreto 1699/2011 en el que se favorece el desarrollo de instalaciones de generación distribuida para autoconsumo. En dicho Real Decreto se reconocen diferentes tecnologías de generación, siendo la tecnología Dish-Stirling la única termosolar que está contemplada para autoconsumo. Se espera que en breve se apruebe el Real Decreto de Balance Neto que facilite el intercambio de energía entre las pequeñas instalaciones generadoras y la red eléctrica, equiparando la legislación española a la existente en varios países europeos.

## 1.2. ANTECEDENTES HISTÓRICOS DE LOS MOTORES STIRLING

Para enmarcar históricamente a los motores Stirling, parece inevitable empezar hablando de las máquinas que durante años fueron sus competidoras y que con diversas variantes siguen utilizándose en todo el mundo: las máquinas de vapor.

Posiblemente la primera máquina de vapor fue construida por Herón de Alejandría en el siglo I, consistente en una esfera metálica que contenía agua en su interior. La esfera se calentaba desde el exterior generándose vapor en su interior. El vapor podía salir de la esfera por dos conductos diametralmente opuestos generando un par de fuerzas que hacían girar la esfera sobre un eje fijo. Sin embargo la primera máquina de vapor que tuvo un uso industrial se atribuye a Thomas Newcomen y Thomas Savery, quienes construyeron una máquina para bombear agua de las minas inundadas del Reino Unido alrededor del año 1710. Newcomen construyó varias máquinas de vapor de émbolo, que aun siendo una referencia en la época tenían un rendimiento pequeño y requerían grandes cantidades de carbón para su funcionamiento.

Tratando de reparar una máquina de vapor de Newcomen, el escocés James Watt descubrió la manera de hacerla más eficiente, y pronto empezó a trabajar en el desarrollo de una máquina de diseño propio que fuera capaz de mejorar las prestaciones de las máquinas de Newcomen. Watt tardó decenas de años, hasta que en 1776 llega a construir su máquina, que presentaba ventajas relevantes sobre la máquina de Newcomen. En primer lugar la máquina de Watt no calentaba el agua y enfriaba el vapor en el mismo cilindro, sino que utilizaba cilindros separados mejorando el

rendimiento de la máquina y la potencia obtenida. En segundo lugar Watt diseñó el mecanismo de biela-manivela que permitía convertir el movimiento alternativo de los pistones en movimiento rotativo, mucho más versátil de utilizar en las aplicaciones industriales. Por último, quizás la aportación más importante de Watt fue su famoso regulador centrífugo, que permitía a las máquinas de vapor funcionar en condiciones de seguridad y mantener una velocidad casi constante.

Las máquinas de vapor estaban en pleno auge y muchos otros ingenieros diseñaron sus propias máquinas, como es el caso del ingeniero John Smeaton, que paralelamente al trabajo de Watt, desarrolló una máquina que mejoraba el funcionamiento de la máquina de Newcomen. Smeaton era uno de los ingenieros más prestigiosos del Reino Unido, y fue el primero al que se le denominó Ingeniero Civil, por sus aportaciones en la construcción de faros en la costa británica.

A finales del siglo XVIII eran frecuentes los accidentes mortales provocados por las explosiones de las máquinas de vapor, que cada vez trabajaban a presiones mayores con intención de generar mayor potencia.

En el año 1800 Parsons y Laval construyeron una máquina revolucionaria: la primera turbina de vapor, que carecía de émbolos y producía un movimiento rotativo. Este invento se ha desarrollado desde entonces y sigue en uso hoy en día, siendo el corazón de la mayor parte de las centrales eléctricas del mundo.

Todavía en pleno desarrollo industrial, en 1816 el reverendo Robert Stirling presenta una patente titulada: *“Mejoras para disminuir el consumo de combustible y en particular un motor capaz de ser aplicado al movimiento de maquinaria con base a un principio completamente nuevo”* (Stirling, 1816). La pieza clave del invento fue la incorporación de un intercambiador de calor llamado entonces ‘economizador’, posteriormente denominado ‘regenerador’ probablemente por influencia de John Ericsson. El primer motor de Stirling era monocilíndrico y desarrollaba una potencia de alrededor de 1 kW, con aire a presión media atmosférica y girando a unas 28 rpm. Las ventajas que presentaban los motores de Stirling frente a las máquinas de vapor eran que tenían un rendimiento superior debido al regenerador y sobre todo eran mucho más seguros al trabajar con aire a presiones próximas a la atmosférica.

Robert y su hermano James, diseñaron y construyeron varios motores a lo largo del s.XIX, como por ejemplo el motor de aire presurizado que patentaron en 1827 (Stirling y Stirling, 1827) o el motor que dio lugar a su tercera patente en 1840 (Stirling y Stirling, 1840). En 1843 los hermanos Stirling instalaron un motor de 45 H.P. en la Compañía de la Fundición de Dundee cuyo rendimiento se estimó en un 18% (Hargreaves, 1991), record que no fue superado por los motores de combustión interna hasta mediados del siglo XX.

En 1860 Lenoir construyó el primer motor alternativo de combustión interna, precursor de los que años más tarde, junto con los motores eléctricos desarrollados por Tesla y Edison, acabarían ganando la batalla comercial a los motores Stirling en abundantes aplicaciones.

### 1.3. DESARROLLO MODERNO DEL MOTOR STIRLING

Quizá no se estaría hablando hoy en día de los motores Stirling si no fuera porque en 1937 el fabricante holandés de radios N. V. Philips se interesó en sus posibilidades como cargador de baterías en mercados emergentes de Asia y África, sin acceso a redes eléctricas. Philips desarrolló un trabajo impresionante sobre el motor Stirling, brillantemente descrito por Heargraves (1991). Como muestra puede decirse que en 1947 Philips ya contaba con 312 patentes en 6 países europeos. Los trabajos de investigación y desarrollo se realizaron frecuentemente mediante contratos de colaboración entre Philips y otras empresas (Thermomotor, MAN/MWM, Ford Motor Company, General Motors, United Stirling,...) que adquirieron licencias para utilizar sus patentes. A partir de 1979 Philips ya no realizará directamente desarrollo sobre el motor Stirling.

Las aplicaciones en las que los motores Stirling han conseguido demostrar su viabilidad son principalmente:

- Refrigeración y criogenia: Durante las pruebas de los motores desarrollados por Philips, los ingenieros se sorprendieron al ver la capacidad de refrigeración de estas máquinas cuando eran accionadas mediante un motor eléctrico. Actualmente los criogeneradores Stirling se utilizan en aplicaciones en las que se requieren temperaturas cercanas al cero absoluto, así como en pequeños refrigeradores y en instalaciones de frío industrial, donde se llegaron a comercializar unidades desde los años 60.
- Aplicaciones subacuáticas: Utilizando una combustión externa presurizada, el motor Stirling puede cargar baterías y suministrar simultáneamente agua caliente a considerable profundidad, lo que incrementa la autonomía de inmersión con relación a sistemas Diesel (Nilsson, 1985),(Prieto, 1990 y 1991), (Mazarredo, 1992). Los astilleros Kockums instalaron un motor Stirling en el submarino anaerobio sueco HMS Näcken en 1988. Posteriormente la Marina Sueca instaló equipos similares en los submarinos HMS Gotland, HMS Uppland y HMS Halland (Prieto, 2003b). Recientemente se han incorporado unidades parecidas en submarinos japoneses.
- Aplicaciones espaciales: Desde hace años se han considerado los motores Stirling como candidatos a ser utilizados en generadores de electricidad para aplicaciones espaciales, muchos de ellos funcionando con isótopos radiactivos. En esta línea están trabajando actualmente las agencias espaciales estadounidense (National Aeronautics and Space Administration, NASA) y japonesa (Japan Aerospace Exploration Agency, JAXA).
- Aplicaciones para generadores estacionarios: Aunque en automoción los motores Stirling no han ganado la batalla contra los motores de combustión interna, en aplicaciones estacionarias pueden tener ventajas al presentar gran versatilidad para adaptarse a diversas fuentes de energía. De hecho se han construido sistemas basados en motores Stirling capaces de generar electricidad a partir de biomasa, biogás, energía solar, gas natural... De todas ellas las aplicaciones solares han tenido el mayor desarrollo en las últimas décadas.
- Instalaciones de cogeneración: Ésta es una de las aplicaciones que más desarrollo ha tenido en los últimos años, llegando a comercializarse dos equipos diferentes con prestaciones similares para micro-cogeneración a escala doméstica: Microgen y Wishpergen, este último fabricado en España por la

empresa Efficient Home Energy (EHE), perteneciente a la Corporación Mondragón.

Desde hace décadas el desarrollo de los motores Stirling viene siendo recogido en distintos congresos internacionales sobre ingeniería energética como es el caso del Intersociety Energy Conversion Engineering Conference (IECEC) y también en otros congresos especializados. Posiblemente el más importante sea el International Stirling Engine Conference (ISEC), que se viene celebrando bianualmente desde 1982 con excepción de algún año que ha sido aplazado. A nivel europeo se ha celebrado también bianualmente (en años alternos con el ISEC) el European Stirling Forum (ESF). El primer ESF tuvo lugar en 1992, y tras su tercera edición en 1996 pasó a denominarse International Stirling Forum (ISF). La primera edición del ISF ocurrió en 1998 y la sexta y última en 2008.

Los trabajos científico-técnicos sobre motores Stirling también son publicados en revistas especializadas con índice de impacto reconocido, así como en los informes emitidos por organismos de referencia, como la NASA.

Tras casi dos siglos de existencia, hay que reconocer que el motor Stirling no ha conseguido un destacado desarrollo comercial, pero también que aún sigue siendo una alternativa para sus competidores.

En España posiblemente la actividad investigadora sobre motores Stirling surge en 1982, con los experimentos llevados a cabo en el Centro de Desarrollo de Energías Renovables (CEDER), Soria, para producir electricidad a partir de biomasa. Posteriormente mediante un convenio de colaboración entre la Plataforma Solar de Almería y el DLR alemán se estudiaron sistemas Dish-Stirling en el desierto de Tabernas. Más recientemente algunas unidades similares han sido objeto de estudio por parte de la Universidad de Sevilla y la Universidad de Zaragoza.

En la Universidad de Oviedo la investigación sobre máquinas Stirling comienza a mediados de los 80 (Prieto, 1990), y continúa desde entonces muy vinculada a las actividades del Grupo de Trabajo de Análisis Dimensional (GTAD), con sede en la Universidad Politécnica de Madrid. Algunos de los trabajos presentados en las numerosas sesiones de trabajo del GTAD están directamente relacionados con los contenidos de esta memoria de Tesis (Prieto et al., 2004) (Prieto y García, 2004 y 2006).

Los trabajos de investigación relacionados con la presente Tesis se iniciaron con recursos propios de la Universidad de Oviedo, y se continuaron formando parte de proyectos y contratos de colaboración con centros de investigación y empresas (Tabla 1).



**Tabla 1:** Proyectos/Contratos de I+D+i relacionados con la Tesis Doctoral.

Título	Inicio	Fin	Entidades colaboradoras
Aplicación del método discriminado de semejanza dinámica al análisis y proyecto de máquinas Stirling	1994	1996	Universidad de Oviedo
Motor Stirling de 500 W para cogeneración doméstica	1996	1997	Universidad de Oviedo
Optimización del motor Stirling para cogeneración doméstica	1998	1998	Universidad de Oviedo
Calentadores de motores Stirling para aplicaciones solares a escala doméstica, agrícola o industrial	1999	1999	Universidad de Oviedo
Micro-cogenerador solar de ciclo Stirling	2002	2002	Universidad de Oviedo
Proyecto de Investigación y Desarrollo de un Micro-cogenerador Stirling	2007	2008	Fundación Tekniker
Anteproyecto de prototipo Stirling cinemático para conversión de energía solar en el rango de 10-25 kWe	2008	2008	Fundación Tekniker
Proyecto CENIT ConSOLI+Da Actividad 5: Mejora de componentes clave en la tecnología de Disco-Stirling	2008	2011	Abengoa Solar NT Fundación Tekniker Universidad de Sevilla Universidad de Zaragoza
Estudio de alternativas y mejora del regenerador en un sistema de micro-cogeneración doméstica basado en tecnología Stirling	2009	2011	CS Centro Stirling (Mondragón Componentes).
Motor Stirling de baja temperatura para la disipación de calor en sistemas de aire acondicionado	2010	2011	Impulso Industrial Alternativo, S.A.
Captación y almacenamiento de Energía Solar Térmica Distribuida y su Conversión a Energía Eléctrica, Proyecto IBEROEKA IBK 10-660 (ElecSol-TD)	2011	2013	AC&IA (ISASTUR) Ingeniería y Diseño Europeo, S.A. (IDESA) Fundación Prodintec Instituto Tecnológico y de Estudios Superiores de Monterrey, Méjico

Por otra parte, el equipo de la Universidad de Oviedo también ha tenido actividad docente e investigadora en el ámbito de la energía solar, realizando aportaciones que se relacionan indirectamente con la Tesis. Cabe destacar la participación en el Proyecto Singular Estratégico sobre Arquitectura Bioclimática y Frío Solar (ARFRISOL), liderado por la unidad de Eficiencia Energética en la Edificación del CIEMAT durante los años 2005 al 2012. En el seno de dicho proyecto se ha desarrollado un modelo de estimación indirecta de la irradiación solar a partir de medidas de la temperatura del aire (Prieto et al., 2009b), lo que facilita disponer de abundantes datos climáticos y ha servido como base metodológica para elaborar el primer Mapa Solar de Asturias (Prieto et al., 2009c) y analizar zonas climáticas a escala regional (Prieto et al., 2012). La metodología es aplicable a otros ámbitos geográficos, permitiendo obtener una estimación del recurso solar disponible para cualquier sistema de conversión termosolar, incluidos aquellos basados en motores Stirling.



## 2. OBJETIVO

Como continuación al trabajo previamente desarrollado en la Universidad de Oviedo dentro de la línea de investigación sobre máquinas de ciclo Stirling y energía solar térmica, la presente Tesis Doctoral se propone como objetivo general proporcionar criterios de análisis, diseño, fabricación y ensayo, para el desarrollo de motores Stirling para aplicaciones solares a diferentes niveles de salto térmico.

La obtención de este objetivo general se ha estructurado mediante los siguientes objetivos específicos:

- Describir los antecedentes y el estado actual de la tecnología de conversión termosolar, así como el grado de protagonismo de los sistemas basados en motores Stirling.
- Demostrar la utilidad de la Teoría de Semejanza como herramienta de análisis y diseño de motores Stirling para aplicaciones solares a distintos niveles de temperaturas.
- Diseñar y fabricar motores Stirling con fines experimentales para aplicaciones solares a diversos niveles de salto térmico.
- Realizar pruebas experimentales de componentes de motores Stirling para aplicaciones solares.
- Extraer conclusiones que permitan desarrollos futuros a escala de sistemas completos.



### **3. ESTADO ACTUAL DE LA CONVERSIÓN TERMOSOLAR MEDIANTE MOTORES STIRLING**

Los sistemas de conversión termosolar constituyen un grupo de soluciones tecnológicas muy variadas y numerosas. En este capítulo no se pretende profundizar sobre estas tecnologías, sino de ofrecer una visión general de este tipo de sistemas de aprovechamiento energético, y el papel que tienen los sistemas basados en la tecnología Stirling.

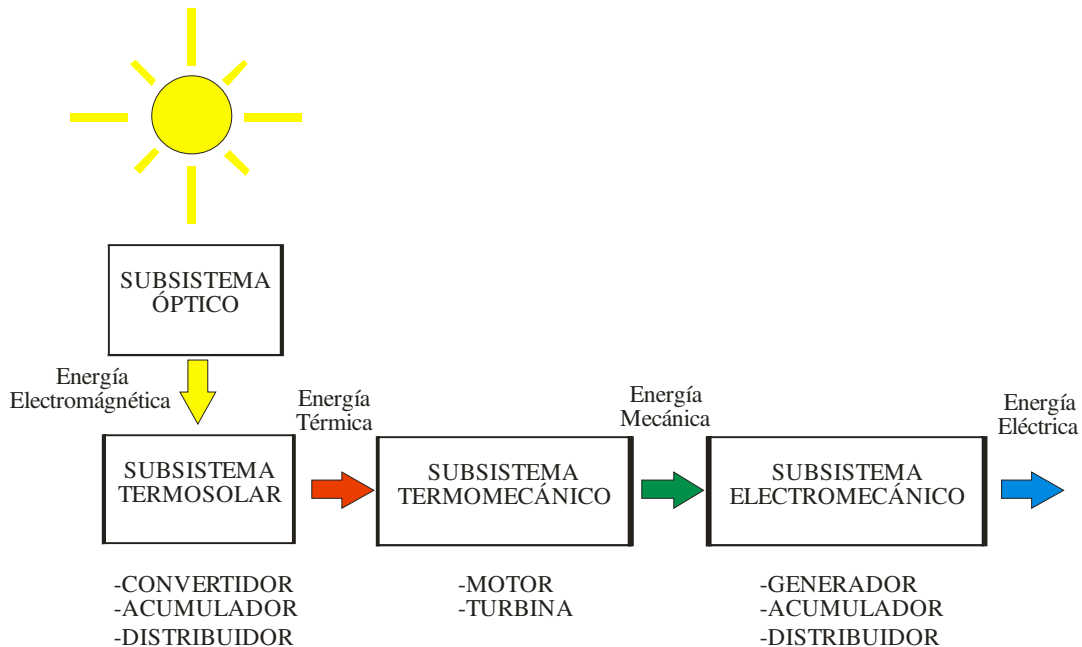
Según Duffie y Beckman (2006) los sistemas de aprovechamiento de la energía solar se pueden clasificar en 4 grandes grupos, atendiendo a los procesos físicos y químicos que se utilizan en las diferentes transformaciones energéticas.

- En un primer grupo se encuentran las aplicaciones fotovoltaicas que transforman la energía electromagnética de los rayos solares en electricidad.
- En un segundo grupo están los procesos biológicos que utilizan la energía solar, como es el caso de la fotosíntesis en las plantas. En este grupo se encuentran todas las aplicaciones que utilizan la biomasa como fuente de energía.
- El tercer grupo lo forman las aplicaciones que aprovechan la energía eólica, es decir, el movimiento del aire causado por las diferencias de calentamiento de la masa de aire que rodea la Tierra.
- En un último grupo están las aplicaciones termosolares, que aprovechan la energía del Sol convirtiéndola en calor que posteriormente puede ser utilizado para hacer funcionar una máquina térmica y acabar produciendo electricidad.

El ámbito de estudio de esta Tesis se centra en parte de las aplicaciones de este último grupo, que se comentan con más detalle en el siguiente apartado.

### 3.1. SISTEMAS DE CONVERSIÓN TERMOSOLAR

El esquema conceptual básico de un sistema de conversión termosolar se puede ver en la Figura 1. La utilización de sistemas de acumulación y/o distribución son opcionales y muchos sistemas de conversión no los tienen, pero se incluyen en la figura para darle mayor generalidad.



**Figura 1:** Esquema conceptual de un sistema de conversión termosolar.

Las instalaciones termosolares se pueden clasificar en función de las tecnologías utilizadas en parte o en la totalidad de los eslabones de transformación energética descritos en la figura anterior.

Silva y Ruiz (2010) clasifican los sistemas termosolares en 4 tipos, atendiendo esencialmente al sistema óptico:

- Sistemas de foco lineal con concentradores de canal parabólico.
- Sistemas de foco lineal con reflectores lineales Fresnel.
- Sistemas de foco puntual, con receptor central y campo de heliostatos.
- Sistemas de foco puntual, con concentradores paraboloides y motores Stirling (Dish-Stirling).

Hay algunos sistemas que no encajan muy bien dentro de las categorías anteriores, como por ejemplo motores Stirling funcionando con concentradores puntuales de tipo Fresnel, o motores Stirling de bajo salto térmico que funcionan con captadores solares sin concentración. Por este motivo parece adecuado denominar a la última de las categorías anteriores como: “Sistemas basados en motores Stirling”, para así darle más generalidad y que en esta categoría tengan cabida cualquier sistema que utilice un motor Stirling para convertir la energía solar en electricidad.

#### 3.1.1. Sistemas de canal parabólico y ciclo Rankine

Esta tecnología utiliza un reflector óptico, de sección transversal parabólica, llamado canal o cilindro parabólico. El reflector concentra los rayos solares en una

imagen lineal que coincide con el eje por donde circula el fluido portador de calor que alimenta a un ciclo Rankine (Figura 2).



**Figura 2:** Parte de la planta LS-3 en Kramer Junction, California. (Mills, 2004).

A finales de 2009 más del 90% de las plantas solares termoeléctricas que se estaban promoviendo en el mundo eran del tipo de canal parabólico. La razón era posiblemente los resultados obtenidos en las 9 plantas de esta tecnología desarrolladas en Estados Unidos entre los años 1985 y 1991 (Duffie y Beckman, 2006), promovidas por la compañía Luz International Ltd. Las plantas fueron instaladas en diferentes zonas del Desierto de Mojave, California y sus características principales se recogen en la Tabla 2.

**Tabla 2:** Principales características de las plantas de canal parabólico de Luz International Ltd.

Planta	Año	Potencia (MWe)	Temperatura (°C)	Superficie (m <sup>2</sup> )	Rendimiento de la turbina	Producción anual (MWh)
LS-1	1985	13.8	307	82960	31.5*	30100
LS-2	1986	30.0	316	190338	29.4	80500
LS-3	1987	30.0	349	230300	30.6	91311
LS-4	1987	30.0	349	230300	30.6	91311
LS-5	1988	30.0	349	250560	30.6	99182
LS-6	1989	30.0	390	188000	37.5	90850
LS-7	1989	30.0	390	194280	37.5	92646
LS-8	1990	80.0	390	464340	37.6	252842
LS-9	1991	80.0	390	483960	37.6	256125

\*Incluye sobrecalentamiento con gas natural.

En Europa también se han desarrollado proyectos de I+D relacionados con esta tecnología. El proyecto Eurotrough ha conseguido reducir el coste de la estructura del concentrador (Lüpfert et al., 2001). En ese mismo ámbito se ha trabajado en el proyecto DISS (Direct Steam Generation in Parabolic Troughs), en la Plataforma Solar de Almería (Zarza et al., 1999 y 2001).

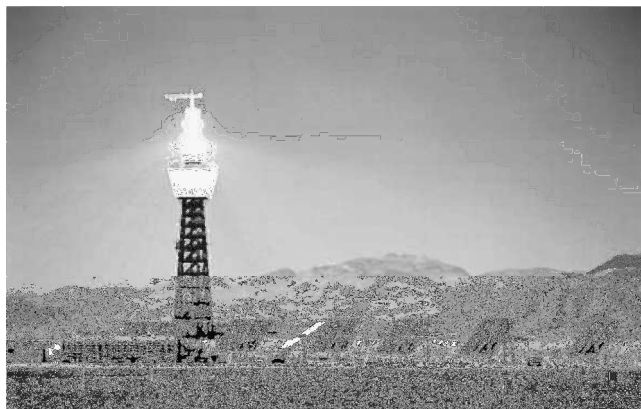
Sin duda la tecnología de canal parabólico es la más madura de todas las termosolares, y en España se han puesto en servicio varias plantas basadas en esta tecnología, como por ejemplo las plantas Andasol I y II, Puertollano o Extresol I, y se



había previsto que para el año 2013 se alcanzarían los 2000 MW autorizados para esta tecnología (Silva y Ruiz, 2010).

### 3.1.2. Sistemas de receptor central y ciclo Rankine/Brayton

En estos sistemas se utiliza un sistema de seguimiento en dos ejes que controla el movimiento de heliostatos individuales que concentran los rayos solares en un único receptor situado en una torre central (Figura 3).



**Figura 3:** Planta Solar Two, en el Desierto de Mojave, California. (Mills, 2004).

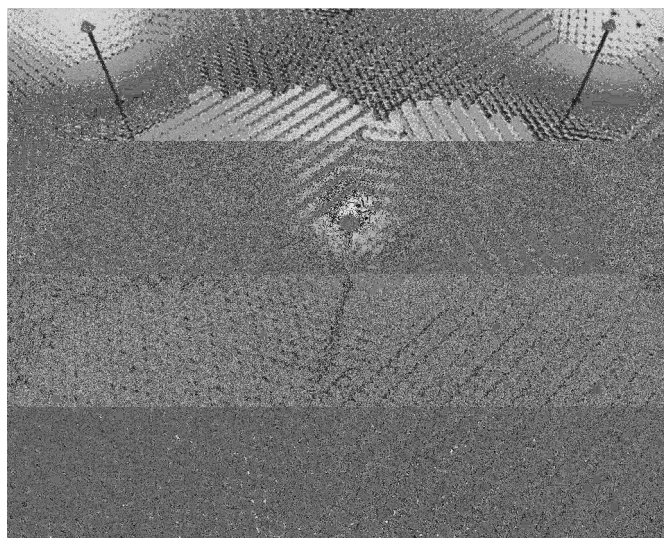
La tecnología de heliostatos y torre central también tiene un alto grado de desarrollo, fundamentalmente por las experiencias de las plantas Solar One (1982) y Solar Two (década de los 90) instaladas en California, aunque existen instalaciones anteriores, como el prototipo desarrollado por Francia (1968) en Genoa o la planta Eurelios en Sicilia (Mills, 2004) de 1981, que fue la primera de receptor central en estar conectada a la red eléctrica. En ese mismo año se pusieron en marcha en la PSA (España) una planta experimental de 500 kW y otra de 800 kW en Japón.

Una de las características de esta tecnología que la hace especialmente interesante es que se alcanzan temperaturas más elevadas que con los concentradores de canal parabólico y por tanto el rendimiento termodinámico es mayor. Zarza (2010) hace un extenso repaso de las centrales Solar One y Solar Two así como de las centrales de canal parabólico de Luz International Ltd. La principal característica de la planta Solar Two es que presentaba un sistema de acumulación en sales fundidas que le permitía extender el período de generación a la noche.

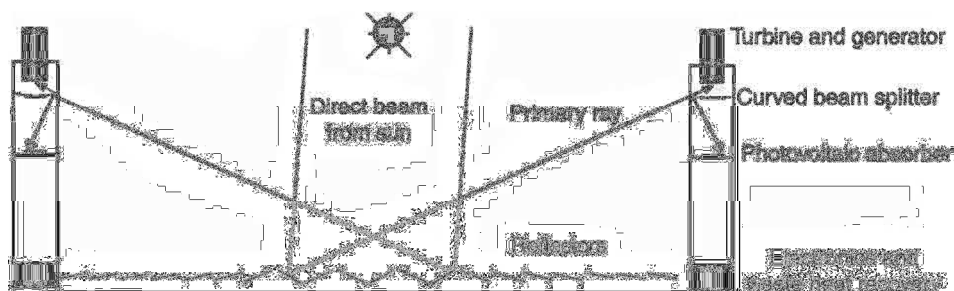
En España esta tecnología también ha tenido su impacto, como muestra el desarrollo de diferentes plantas, como por ejemplo PS10 (2007) y PS20 (2009), de 10 y 20 MW situadas cerca de Sevilla, o la planta GEMASOLAR (2011), de casi 20 MW y que cuenta con 2650 heliostatos y sistema de almacenamiento en sales fundidas que le permite operar en ausencia de Sol durante 15 horas. Es interesante destacar el papel relevante de las plantas españolas a nivel mundial, ya que la planta PS10 fue la primera planta de torre central del mundo desarrollada a nivel comercial, mientras que la planta GEMASOLAR fue también la primera planta con almacenamiento en sales fundidas en llegar a un desarrollo comercial. Con anterioridad se habían desarrollado instalaciones experimentales en la Plataforma Solar de Almería.

Una variante de los sistemas de torre central son los sistemas de torres distribuidas, en los que el campo de heliostatos alimenta a varios receptores. La

principal ventaja de estas instalaciones es que aprovechan mejor el terreno y se integran mejor en entornos urbanos (Mills, 2004). Romero et al. (1999) propusieron este concepto utilizando una turbina Brayton. En Australia Schramek y Mills (2000) proponen el MTSA (Multi-tower solar array) que permiten ocupar el terreno hasta en un 90% con superficie reflectora (Figura 4). Una de las características más relevantes de esta propuesta es que permite dividir el haz de rayos concentrados para ser utilizados en absorbentes fotovoltaicos o en absorbentes de alta temperatura que alimentan a microturbinas Brayton, según el esquema de la Figura 5.



**Figura 4:** Vista aérea del Multi-tower solar array en Australia (Mills, 2004).



**Figura 5:** Esquema conceptual de la división del haz concentrado en una instalación de torres distribuidas (Mills, 2004).

### 3.1.3. Sistemas con lentes Fresnel

Los reflectores lineales de tipo Fresnel son una alternativa económica a los concentradores lineales de canal parabólico. En estos sistemas el tubo absorbente está quieto y son los espejos los que giran en torno a un eje para focalizar la radiación sobre el absorbente. Según Mills (2004) el primer sistema de este tipo que se conoce fue desarrollado por Francia (1961). Desde entonces esta tecnología se desarrolló poco, hasta llegar a estos últimos años con proyectos en Australia y Bélgica, o en la Plataforma Solar de Almería. Actualmente, los sistemas basados en concentradores lineales de Fresnel, ya sean reflexivos o refractivos, están en fase de demostración tecnológica (Silva y Ruíz, 2010)

Una de las ventajas potenciales de estos sistemas es que debido al poco volumen que ocupan los concentradores de tipo Fresnel, permiten aprovechar muy bien el terreno

disponible. Por el contrario presentan una capacidad de concentración baja, lo que significa trabajar a menores temperaturas y por tanto con peores rendimientos.

En Estados Unidos se inauguró una planta de esta tecnología en 2009, con 5 MW de potencia, mientras que en España se ha puesto en marcha una planta piloto de 2 MW en la provincia de Murcia. Además existe una pequeña instalación de 300 m<sup>2</sup> en la Escuela Superior de Ingenieros de Sevilla, que es utilizada para alimentar un sistema de refrigeración por absorción.

#### **3.1.4. Sistemas basados en motores Stirling**

La utilización de motores Stirling en aplicaciones solares no es un tema nuevo. Kongtragool y Wongwises (2003) hacen una revisión de los motores Stirling utilizados en aplicaciones solares, y citan los desarrollos de John Ericsson, que ya en 1864 había inventado un motor de aire caliente que funcionaba con energía solar. Jordan e Ibele (1955) comentan la utilización de colectores de canal parabólico por el propio Ericsson entre 1864 y 1870 para generar vapor y calentar el motor de aire caliente anteriormente citado.

Además en 1870 Ericsson había adaptado un motor Stirling para funcionar con energía solar (Ericsson, 1870). Spencer (1989a) comenta los logros de otro motor desarrollado por Ericsson en 1872, de ciclo abierto, que funcionaba con energía solar y que era capaz de alcanzar 420 rpm a mediodía de un día despejado en Nueva York.

Después de construir posiblemente los primeros motores solares de la historia, el propio Ericsson apuntaba que estas máquinas sólo serían interesantes en zonas rurales aisladas con disponibilidad de Sol, ya que su coste era unas 10 veces el de un motor convencional (Meinel y Meinel, 1976).

También se han desarrollado motores Stirling solares para bombeo de agua, como el fabricado en 1908 (Reader y Hooper, 1983) o el motor de 100 W citado por Jordan e Ibele (1955). Los trabajos de Daniels (1964) y Spencer (1989b) recogen más aplicaciones solares de motores Stirling.

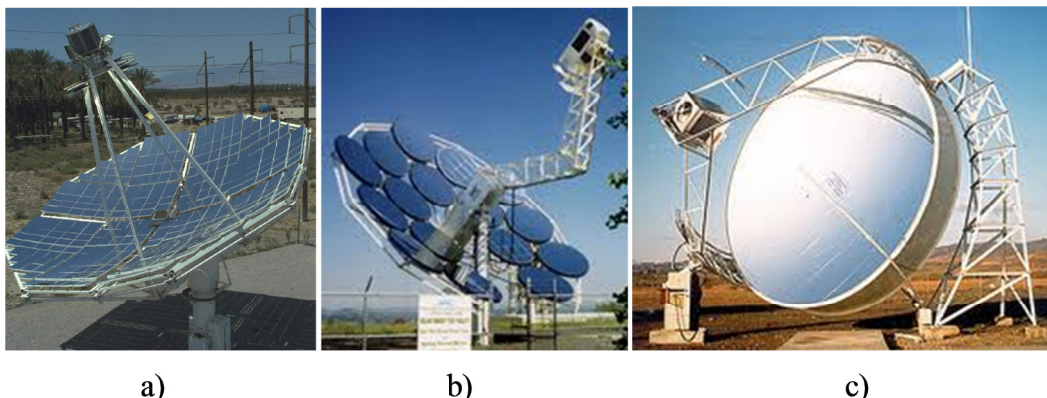
Sin duda dentro de los sistemas basados en motores Stirling para conversión de energía solar, los sistemas Dish-Stirling son los más desarrollados. Estos sistemas se pueden descomponer en tres grandes partes: concentrador/sistema de seguimiento; receptor de cavidad; motor Stirling.

Los concentradores solares utilizados en los sistemas Dish-Stirling suelen ser paraboloides de revolución con foco puntual (realmente existe un volumen focal). En ocasiones se utilizan concentradores con forma de casquete esférico, ya que cuando la curvatura del concentrador es pequeña, el comportamiento del espejo esférico se aproxima al del paraboloide.

Normalmente los concentradores están fabricados en un material altamente reflexivo a los rayos solares, variando desde metales pulidos (acero/aluminio) a plásticos o vidrios con deposiciones de plata u otros metales. Constructivamente hay diferentes tipos de concentradores, dependiendo del proceso de fabricación. Los tipos más habituales son (Figura 6):

- De facetas, que se unen para conseguir la forma del paraboloide.
- Dividido en pequeños concentradores más fáciles de fabricar.

- De membrana tensionada, que aprovechan la forma de paraboloides que adquiere una membrana al deformarse mediante tirantes o bien al estar sometida a depresión.



**Figura 6:** Tipos de concentradores más habituales en sistemas Dish-Stirling: a) facetas (www.stirlingengines.org.uk); b) dividido (www.algor.com.cn); c) membrana tensionada (www.psa.es).

Como los concentradores focalizan los rayos solares que provienen de la dirección del eje del paraboloides, es necesario un sistema de seguimiento que mantenga al eje del paraboloides apuntando hacia el Sol. Tradicionalmente se conocen dos formas de conseguir este seguimiento:

- Seguimiento en acimut/elevación: El concentrador gira alrededor de un eje perpendicular al plano tangente del lugar variando su acimut, y además gira alrededor de otro eje perpendicular al anterior de forma que consigue variar su inclinación o ángulo de elevación. Las velocidades de rotación alrededor de ambos ejes son variables a lo largo del día y del año, pero conocidas con suficiente precisión.
- Seguimiento polar: El concentrador gira sobre un eje paralelo al eje de rotación de la Tierra, con una velocidad de rotación constante de  $15^\circ/\text{hora}$ . El otro eje de rotación es perpendicular al eje anterior. La velocidad de rotación alrededor de este eje es muy pequeña, ya que las variaciones de posición debidas a la rotación alrededor de este eje deben compensar los cambios en la declinación terrestre, es decir de  $+23.5^\circ$  a  $-23.5^\circ$  en un año. En la práctica puede reducirse a un posicionamiento diario en este eje.

En Stine y Harrigan (1985) o en Adkins (1987) se puede encontrar más información sobre los sistemas de seguimiento.

Los concentradores no concentran los rayos en un punto sino que lo hacen en un volumen focal, debido a dos fenómenos diferentes:

- El concentrador presenta aberraciones geométricas inherentes al proceso de fabricación, de forma que no todos los rayos se concentran en el mismo punto.
- Los rayos solares no provienen todos de la misma dirección, ya que vistos desde la Tierra formarían un volumen cónico con semiángulo plano de apertura angular  $4.653 \cdot 10^{-3}$  rad (Silva y Ruiz, 2010).

De esta forma la radiación se focaliza en una pequeña región, con mayor intensidad en el centro y disminuyendo exponencialmente hacia los extremos (Stine y Diver, 1994).

El receptor es el componente del sistema que sirve de nexo entre el concentrador que capta la radiación electromagnética del Sol y el motor que convierte la energía térmica en energía mecánica. La misión del receptor es por tanto convertir la energía electromagnética en energía térmica, de la forma más eficaz posible. Por ello la mayor parte de receptores son de cavidad, con una pequeña apertura por la que entra la radiación procedente del concentrador. El absorbedor se sitúa detrás de la apertura, dentro de la cavidad, y convierte la radiación en calor, alcanzando temperaturas elevadas. La cavidad se aísla con materiales de baja conductividad térmica para reducir las pérdidas térmicas. Además el tamaño de la apertura debe ser lo más pequeño posible para disminuir las pérdidas por radiación y convección desde el absorbedor y las paredes internas de la cavidad, pero siempre manteniendo el compromiso con la entrada de los rayos concentrados.

Los receptores pueden clasificarse en directos e indirectos, dependiendo de la forma en la que se transmite el calor desde el absorbedor al gas de trabajo del motor Stirling. En los receptores directos son los propios tubos del intercambiador de calor llamado calentador los que absorben la radiación solar, mientras que en los receptores indirectos se utilizan fluidos en cambio de fase como sistema de intercambio térmico entre el absorbedor y los tubos del calentador. Estos fluidos se alojan en una cavidad existente entre el absorbedor y los tubos del calentador.

En los receptores indirectos el fluido se mantiene a temperatura constante, proporcionando una temperatura homogénea en todo el calentador del motor Stirling, al contrario que en los receptores directos que pueden experimentar diferencias de temperatura importantes de unas zonas a otras de los tubos debido a las diferencias de irradiancia en la superficie del absorbedor (Reinalter et al., 2008). Como por motivos de resistencia mecánica se limita la temperatura máxima que se puede alcanzar en el receptor, en los receptores directos se trabaja con una temperatura media inferior que en los indirectos, en perjuicio de las prestaciones del motor. Según Mancini et al. (2003) con los receptores indirectos se pueden conseguir rendimientos del sistema un 20% superiores a los obtenidos con receptores directos. Los mismos autores proporcionan información detallada sobre los diferentes tipos de receptores indirectos desarrollados.

El tercer elemento de un sistema Dish-Stirling es el propio motor Stirling. Las principales características de los motores Stirling que los hacen idóneos para esta aplicación son el hecho de ser máquinas de combustión externa, lo que les permite adaptarse a la energía solar, y el hecho de ser máquinas que desarrollan un ciclo regenerativo, de forma que el rendimiento teórico alcanzable es el máximo posible.

Es en las últimas décadas del siglo pasado cuando parece resurgir el interés por estas aplicaciones, como se desprende de la intensa actividad desarrollada, que se resume a continuación. Para más información se pueden consultar los trabajos de Stine and Diver (1994) y Mancini et al. (2003).

En 1968 los astilleros suecos Kockums y el Ministerio de Defensa Sueco (FFV) crearon la compañía United Stirling AB (USAB), para desarrollar la tecnología Stirling utilizando como punto de partida las licencias concedidas por Philips de sus desarrollos anteriores (Stone et al, 1997).

Durante las décadas de 1970 y 1980 USAB desarrolló el motor U4-95, bajo licencia de Philips. La versión Mark II de este motor se acopló a un concentrador

Vanguard de Advanco. El sistema fue capaz de desarrollar una potencia eléctrica de 25 kW.

Continuando con el desarrollo realizado, USAB también acopló su motor U4-95 a un concentrador solar desarrollado por McDonnell Douglas Aerospace Corp. durante los años comprendidos entre 1984 y 1988. En ese mismo periodo de tiempo la empresa sueca desarrolló un motor basado en el U4-95, pero de mayor tamaño, el U4-275. Este motor se acopló a un concentrador desarrollado por la empresa alemana Schlaich Bergermann und Partner (SBP). Se probaron varias unidades en Arabia Saudí llegando a obtenerse potencias eléctricas de unos 50 kW.

En paralelo a los desarrollos para aplicaciones solares con motores de 4 pistones de doble efecto, USAB estaba desarrollando otros motores de 2 pistones de simple efecto, también bajo licencia de Philips. Este es el caso del motor V80 desarrollado en colaboración con el FFV y la compañía Hqsvarna. A partir del V80 se desarrolló en 1974 el V160, con igual configuración que su predecesor, pero de mayor cilindrada.

Años más tarde, a finales de la década de 1980, el motor V160 fue utilizado en sistemas Dish-Stirling, ahora ya desarrollado por la empresa estadounidense Stirling Power Systems (SPS). En un primer intento se utilizó con un concentrador de SBP, en el seno del proyecto Distal I, obteniéndose una potencia eléctrica de 9 kW.

A partir de los años 90, la empresa alemana SOLO Kleinmotoren GmbH se hizo con la licencia del V160, tras el cierre de SPS. La empresa alemana modificó el diseño del motor fabricando una nueva versión denominada V161, que fue utilizada en los proyectos Distal II, EuroDish y EnviroDish, con diferentes concentradores. En estos proyectos se acumularon miles de horas de funcionamiento de este sistema, quizás el más extensamente probado dentro de los sistemas Dish-Stirling. En las últimas versiones se consiguieron potencias eléctricas del orden de 11 kW con hidrógeno como gas de trabajo.

Una de las empresas que participó de forma activa en el desarrollo de la tecnología Dish-Stirling es Cummins Power Generation (CPG), desarrollando varios concentradores que fueron probados inicialmente con un motor de pistón libre desarrollado por Sunpower, llegando a generar una potencia inferior a 2 kW. Otros de los motores probados con los concentradores de CPG han sido el V161, o un motor NS30A de la compañía asiática Aisin Seiki que llegó a producir 22 kW de potencia eléctrica. A finales de la década de los 90 Cummins volvió a probar su concentrador con otro motor de pistón libre, esta vez desarrollado por la Clever Fellows Innovation Corp.

Por otro lado la empresa Stirling Thermal Motors, partiendo de una licencia de Philips del 4-95, desarrolló el motor STM 4-120, de 25 kW con accionamiento *swashplate* y que fue utilizado en diferentes proyectos de investigación financiados por el Department of Energy de los Estados Unidos.

La empresa Stirling Energy Systems (SES), creada a partir de Kockums y McDonnell Douglas Aerospace Corp., comercializó el sistema basado en el motor U4-95, de 25 kW, que ostentó el record absoluto de eficiencia en la conversión solar eléctrica con más del 31%, alcanzado el 31 de enero de 2008 en Nuevo México. En la actualidad esta empresa no existe y la compañía sueca Ripasso Energy tomó su relevo.

En la última década también se han desarrollado algunos sistemas Dish-Stirling a nivel de investigación como es el caso del prototipo de 1 kW propuesto por Mahkamov (2006).

En la actualidad sólo hay 3 sistemas que estén en fase de desarrollo comercial o próximo a la fase comercial:

- Ripasso Energy 30 kW: Desarrollando las licencias de Kockums este sistema ha batido recientemente el record absoluto de conversión termosolar eléctrica, con 32 % de rendimiento, medido en Sudáfrica a finales de 2012 (González, 2012). Conviene destacar que además el record se estableció con una temperatura ambiente de 28°C, a diferencia del anterior record de SES que se había conseguido en condiciones invernales. Este dato confirma el potencial de este sistema que utiliza los motores validados por la experiencia de Kockums en submarinos de la marina sueca.
- Cleanergy 11 kW: Este sistema utiliza un motor V161. La empresa sueca Cleanergy recoge el testigo de la fabricación de este motor tras el cese de la empresa SOLO Kleinmotoren en la fabricación de motores Stirling.
- INFINIA 3 kW: Este equipo incorpora un motor Stirling de pistón libre, derivado de los desarrollados por Sunpower, lo que marca una diferencia con los otros dos sistemas que incorporan motores cinemáticos.

La investigación en este tipo de sistemas sigue siendo un tema de actualidad, como muestra la existencia del proyecto de investigación CENIT-ConSOLI+Da, liderado por la empresa Abengoa Solar New Technologies. Este proyecto abarcó diferentes tecnologías de aprovechamiento de la energía solar, entre las que se encontraban los sistemas Dish-Stirling. El equipo de investigación de la Universidad de Oviedo participó en la Actividad 5 de dicho proyecto, en la que se pretendía mejorar los componentes clave en la tecnología Dish-Stirling.

Los resultados de los proyectos de investigación llevados a cabo han derivado en la expectativa de construcción de diversas centrales, como se muestra en la Figura 7.



**Figura 7:** Mapa de centrales termosolares en España. (<http://www.protermsolar.com/mapa.html>).

Dentro del ámbito nacional, también se está impulsando el desarrollo de pequeñas instalaciones productoras de electricidad con fines de autoconsumo. Por este motivo se espera que en los próximos años aumenten el número de instalaciones generadores de pequeña potencia. Dentro de las tecnologías reconocidas en el Real Decreto 1699/2011 como adecuadas para este tipo de generación, están los sistemas Dish-Stirling como única fuente de conversión termosolar, lo que hace prever una oportunidad para el desarrollo de este tipo de sistemas.

La aplicación de los motores Stirling en la conversión de la energía solar no sólo se centra en los sistemas Dish-Stirling. Recientemente se ha puesto en marcha el proyecto internacional IBEROEKA “Captación y almacenamiento de energía solar térmica distribuida y su conversión a energía eléctrica” (ELECSOL-TD). En dicho proyecto también participa el equipo de investigación de la Universidad de Oviedo. El objetivo del proyecto es demostrar la viabilidad de la utilización de sistemas ópticos avanzados y motores Stirling en aplicaciones domésticas, junto con un sistema de almacenamiento en materiales con cambio de fase propuesto por García-Espinosa y León-Rovira (2009).

Otra opción de aprovechamiento de energía solar mediante motores Stirling es la utilización de concentradores cilindro-parabólicos, llegando a temperaturas del orden de 400-450°C. Esta alternativa fue propuesta entre otros por Welty et al. (2009) y por Mahkamov y Eid (2009). Estos últimos investigadores también plantearon la utilización de captadores con tubos de vacío para calentar un fluido portador de calor que alimentase el foco caliente de un motor Stirling.

### **3.1.5. Sistemas de baja temperatura**

A pesar de que el rendimiento termodinámico de un sistema de conversión termosolar disminuye al bajar la temperatura del foco caliente, en ocasiones es interesante desarrollar sistemas que funcionen con bajas temperaturas, si esta penalización lleva consigo una simplificación tecnológica y un abaratamiento de la instalación. Además la gratuidad de la energía solar permite aceptar un descenso en el rendimiento del sistema si se consiguen las ventajas anteriormente citadas. (Prieto et al., 2000a)

Una de las posibilidades de baja temperatura es utilizar tubos de vacío como sistema de captación y después convertir la energía térmica en una turbina de un ciclo de Rankine con fluido orgánico (ORC). Con temperaturas en los captadores del orden de 180°C, el rendimiento de las turbinas se sitúa en el 10-13 %. (Mills, 2004). De momento estos sistemas parecen presentar un coste muy elevado pero se espera que en el futuro próximo el coste se vaya reduciendo.

Otra alternativa de baja temperatura son las chimeneas solares, en las que una masa de aire es calentada y direccionada hacia una chimenea por donde tiende a salir debido al descenso producido en su densidad. Se crea de esta forma una corriente de aire que acciona una turbina eólica y se genera electricidad. La primera de estas chimeneas fue probada en Manzanares, España, entre los años 1982 y 1988, alcanzando un rendimiento global de conversión solar a electricidad del 0.53%. Schlaich (1995) cree que el rendimiento se puede incrementar hasta el 1.3% aumentando el tamaño de la instalación hasta los 100 MW.



También se han desarrollado sistemas de conversión termosolar mediante motores Stirling. La existencia de motores de Stirling capaces de operar con saltos térmicos muy pequeños, los convierte en máquinas potencialmente adecuadas para ser utilizadas con captadores planos u otros de baja temperatura.

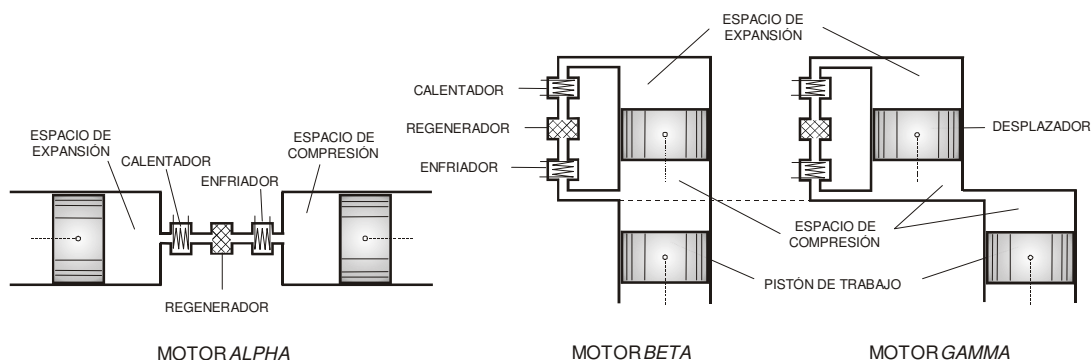
## 4. GENERALIDADES SOBRE EL MOTOR STIRLING

### 4.1. CONFIGURACIONES TÍPICAS DE MOTORES STIRLING

Los motores Stirling pueden clasificarse en función de la configuración de cilindros utilizada, de la existencia o no de ligazón mecánica entre los pistones, y de la utilización de pistones de simple o doble efecto.

#### 4.1.1. Motores cinemáticos con pistones de simple efecto

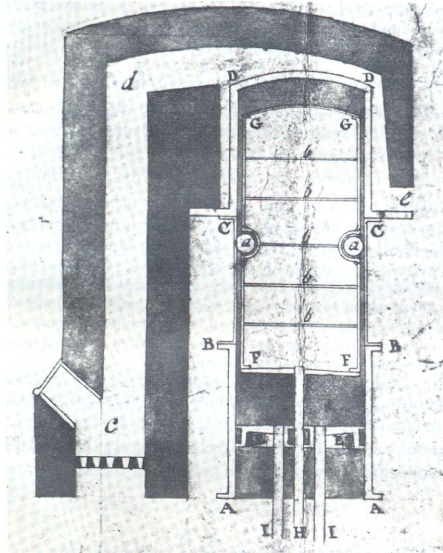
Los tres tipos básicos de configuraciones de motores Stirling se denominan *alpha*, *beta* y *gamma*.. En la Figura 8 se muestra un esquema de cada configuración.



**Figura 8:** Esquemas conceptuales de las configuraciones *alpha*, *beta* y *gamma* (Prieto, 2008).

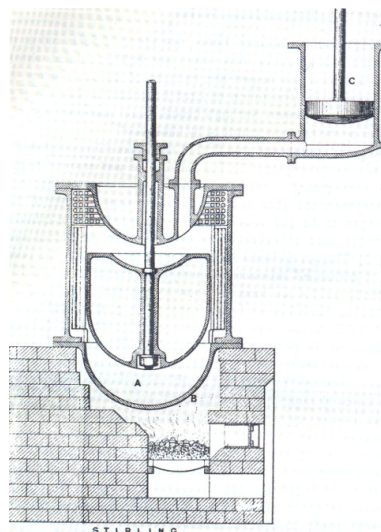
El motor Stirling original (Figura 9) era del tipo *beta*, configuración que presenta la ventaja de aprovechar un único cilindro para el pistón de trabajo y el pistón desplazador, con la consiguiente reducción de volumen de la máquina. El pistón desplazador es un tipo de pistón característico de los motores Stirling, que no provoca

variaciones en el volumen del gas del ciclo, si no que su misión es desplazar el gas de la zona fría a la zona caliente y viceversa. Esta configuración tiene cierres en el pistón de trabajo no sólo contra la superficie interior del cilindro, sino también contra el vástago de accionamiento del desplazador, que lo atraviesa. Ambos cierres están en la zona fría del motor. El motor *beta* puede tener solape entre las carreras del pistón de trabajo y del desplazador, lo que permite aumentar la relación de compresión y conseguir motores relativamente más compactos.



**Figura 9:** Motor Stirling de 1816 (Hargreaves, 1991).

Los motores *gamma* son termodinámicamente idénticos a los *beta* pero con los cilindros del desplazador y del pistón separados, luego sin posibilidad de solape. La principal ventaja de los gamma es que evitan el cierre entre el vástago del desplazador y el pistón. Esta configuración ya fue utilizada en los orígenes del desarrollo de los motores Stirling. El motor de la Figura 10 corresponde posiblemente a una versión del motor de Girdwood con tubos de agua en el enfriador. Se cree que pudo ser el primer motor construido para la Dundee Foundry Co., donde se utilizaron varios motores Stirling para mover maquinaria pesada.



**Figura 10:** Motor tipo gamma de alrededor de 1828 (Hargreaves, 1991).

Los motores tipo *alpha* no tienen desplazador sino que emplean un pistón en el espacio caliente y otro en el frío. Para lograr que los cierres del pistón del espacio caliente trabajen a temperaturas moderadas, los motores de este tipo suelen emplear un pistón alargado ('domo') en el cilindro de expansión para alejar los cierres de las partes calientes del motor. También es frecuente el 'domo' en los desplazadores de motores tipo *beta* y *gamma*.

Posiblemente el record mundial de horas de funcionamiento acumuladas en motores Stirling lo tiene actualmente el motor V160, tipo *alpha* con cilindros en V a 90° (Figura 11).

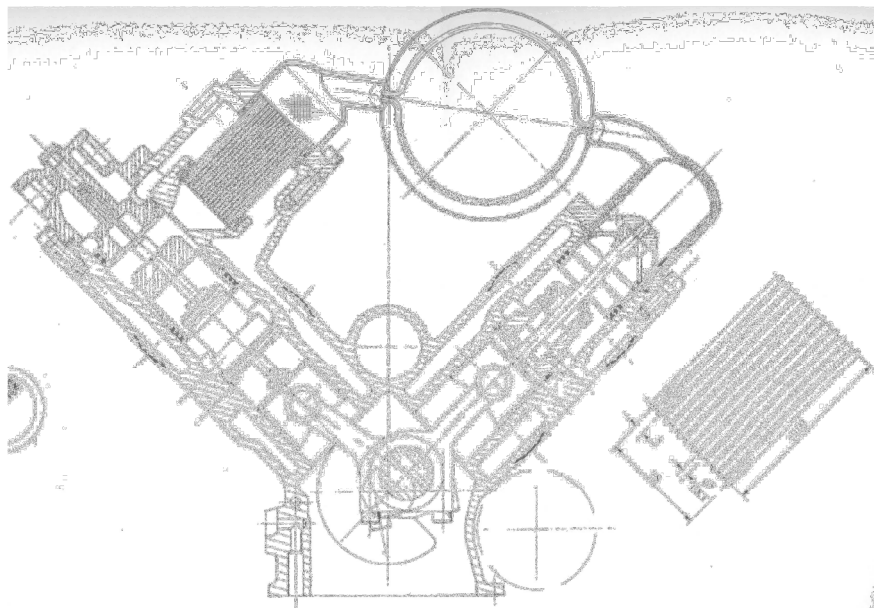
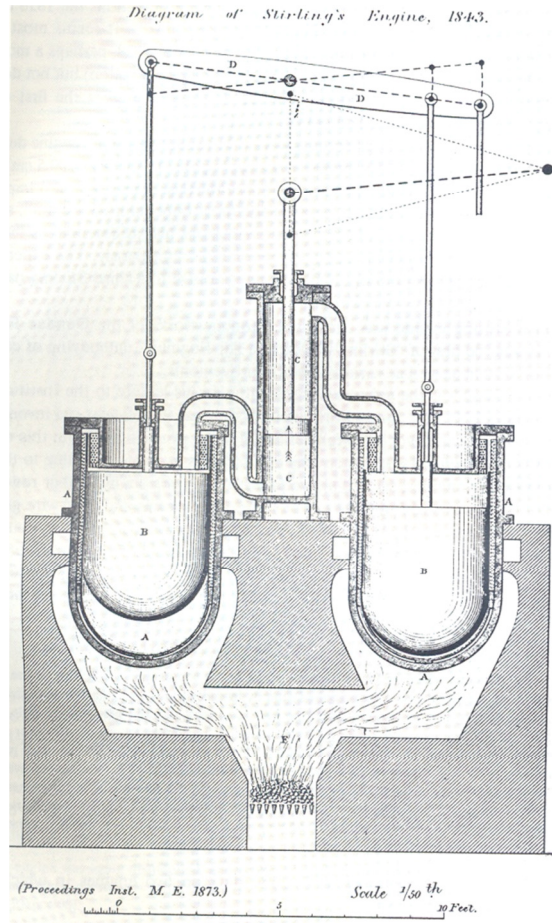


Figura 11: Sección del motor V160 (Organ, 1997).

#### 4.1.2. Motores cinemáticos con pistones de doble efecto

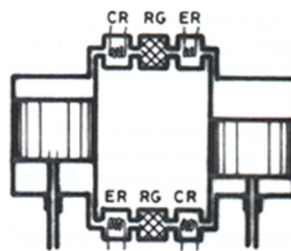
Las configuraciones típicas descritas en párrafos anteriores se han supuesto con pistones de simple efecto. Los motores con pistones de doble efecto pueden alcanzar mayor potencia específica, ya que cada extremo de un mismo pistón está sometido a la presión de dos ciclos termodinámicos diferentes. Si se utilizan pistones de doble efecto los problemas de fugas se reducen ya que el gas que fuga de un ciclo va a otro ciclo y no al ambiente exterior o al espacio que aloja el mecanismo (*buffer*), usualmente presurizado.

El motor Stirling de 1843 utilizado en la Dundee Foundry Co. tenía dos pistones desplazadores y un pistón de trabajo de doble efecto (Figura 12). Este motor tipo *gamma* dió servicio a la maquinaria de la fábrica durante más de tres años. El principal problema que presentaban los motores Stirling de la época era que el aporte de calor se realizaba a través de los propios cilindros, cuyos materiales no eran adecuados para resistir la corrosión tras algunos meses de funcionamiento.



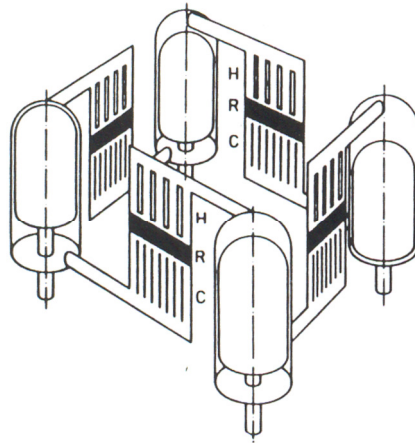
**Figura 12:** Motor Stirling de 1843 con pistones de doble efecto (Hargreaves, 1991).

La configuración ideada por Charles Franchot en 1853 (Figura 13) utiliza dos pistones de trabajo de doble efecto en sendos cilindros para superponer dos ciclos termodinámicos, lo cual equivale a tener dos motores tipo *alpha* con pistones de simple efecto adecuadamente desfasados.



**Figura 13:** Esquema de motor tipo Franchot (Prieto, 1990).

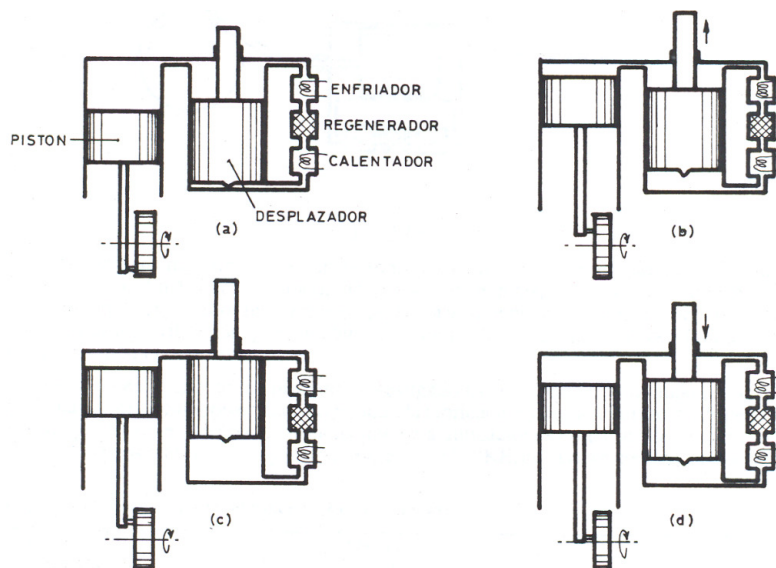
Con la configuración conocida como Siemens-Rinia, ideada hacia 1860, se superponen cuatro ciclos termodinámicos, empleando cuatro pistones de doble efecto desfasados  $90^\circ$  (Figura 14). Con esta configuración se consiguen motores compactos, con potencias específicas más altas y par motor más uniforme, siendo utilizada en diferentes motores modernos para diferentes aplicaciones: submarinos, propulsión de sondas espaciales, centrales termosolares Dish-Stirling, micro-cogeneradores domésticos, etc.



**Figura 14:** Esquema de configuración Siemens-Rinia (Walker, 1980).

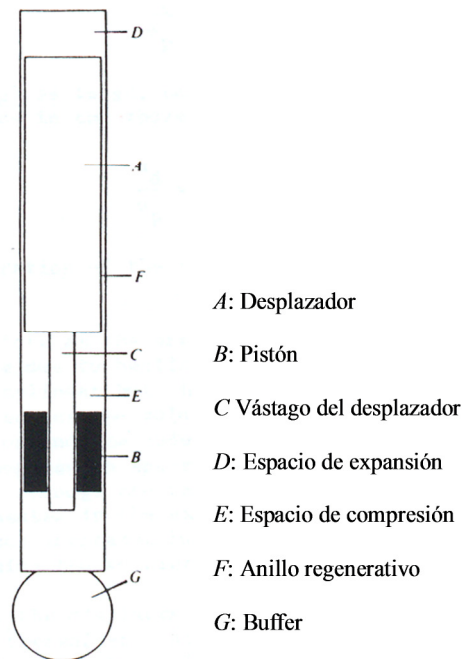
#### 4.1.3. Motores de pistón libre

En 1907, Ringbom patentó el primero de estos motores, modificando un motor Stirling de dos cilindros con desplazador. El motor, que usaba aire a presión media próxima a la atmosférica, tenía un desplazador en posición vertical, con el vástago hacia arriba (Figura 15). El diámetro del vástago estaba calculado para que la resultante de las fuerzas de presión en el desplazador fuera mayor que el peso del mismo cuando la presión del aire en el interior del motor superaba ligeramente a la atmosférica, de forma que el desplazador ascendía.



**Figura 15:** Estados característicos de un motor de pistón libre (Prieto, 1990).

En estos motores los pistones se mueven debido al propio gas de trabajo o debido a las fuerzas de resortes que actúan sobre ellos. Uno de los motores de pistón libre más conocidos es el motor de Beale (Figura 16), consistente en un pistón pesado y un desplazador muy ligero, moviéndose en un cilindro cerrado por ambos extremos. El gas encerrado debajo del pistón actúa como un resorte neumático, y puede ser reemplazado por un resorte mecánico. En ambos casos la combinación de la fuerza del resorte y el propio peso del pistón lo hacen oscilar con la llamada ‘frecuencia natural’.



**Figura 16:** Esquema del motor de pistón libre de Beale.

El trabajo desarrollado en esta Tesis Doctoral se ocupa de los motores cinemáticos.

## 4.2. MODELIZACIÓN TERMODINÁMICA

Tradicionalmente, los modelos termodinámicos de un motor Stirling se clasifican según el tratamiento que se haga en su formulación acerca de los tres principios fundamentales de conservación, a saber, de masa, de energía y de momento lineal.

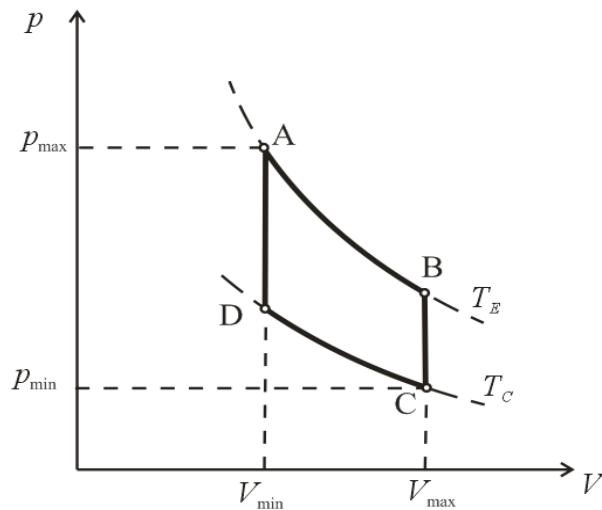
### 4.2.1. Modelos de primer orden

Los modelos de primer orden suponen que el intercambio en los focos de calor se realiza mediante procesos con coeficientes infinitos de transferencia de calor, y por tanto isotermos. Asimismo, se consideran despreciables las pérdidas de presión asociadas a la circulación del gas por el circuito termodinámico. Luego estos modelos sólo consideran el principio de conservación de la masa, es decir, la hipótesis de ausencia de fugas.

A estas hipótesis principales suelen añadirse otras opcionales. Por ejemplo, el modelo de ciclo Stirling que aparece en textos al nivel de grado es el resultado de las siguientes hipótesis:

- Procesos isotermos en los cilindros
- Ausencia de pérdidas de presión
- Ausencia de fugas
- Gas ideal
- Mecanismo de accionamiento discontinuo
- Ausencia de volumen muerto
- Regenerador de eficiencia ideal (100%)
- Ausencia de pérdidas por conducción de calor (puentes térmicos)

Este ciclo teórico de Stirling está formado por dos procesos isotermos (expansión y compresión) y dos procesos isócoros (calentamiento y enfriamiento), tal y como se ve en la Figura 17.

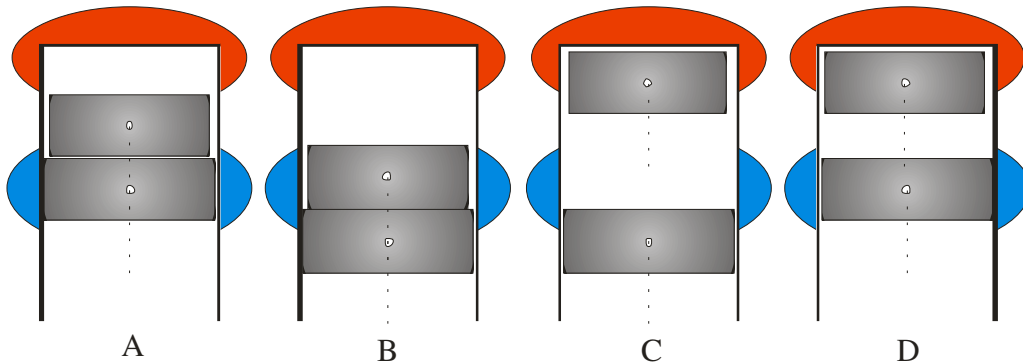


**Figura 17:** Ciclo Stirling teórico.

En un motor mono-cilíndrico, los estados correspondientes al inicio y fin de los cuatro procesos que conforman el ciclo teórico (A, B, C y D en la Figura 17) están definidos por la posición de los pistones, como se puede ver en la Figura 18. El pistón inferior tiene cierres contra el cilindro, de forma que su desplazamiento provoca cambios de volumen en el gas, y por tanto este pistón es el que desarrolla trabajo. Por el contrario el pistón superior es un pistón desplazador.

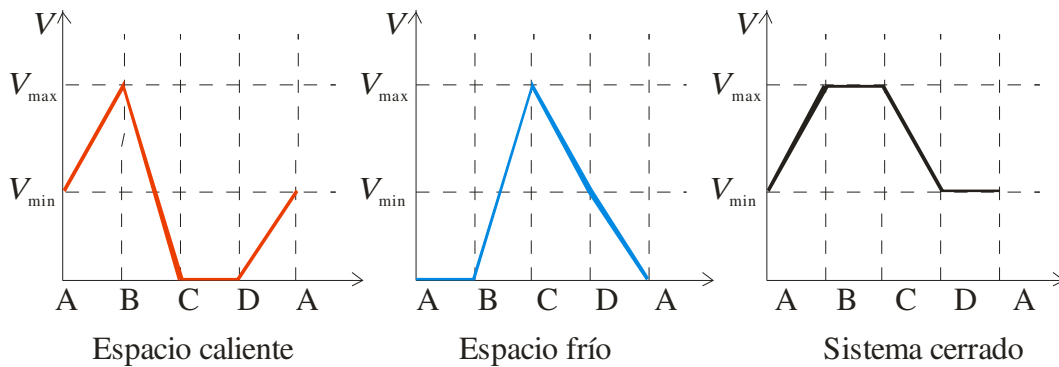
La Figura 19 y la Figura 20 muestran, respectivamente, los diagramas típicos de volúmenes y de presión correspondientes a las hipótesis del ciclo teórico. La Figura 21 muestra los diagramas de indicador correspondientes a cada espacio térmico, con líneas discontinuas para representar los procesos realizados por el gas como sistema abierto.

La Figura 22 muestra los calores intercambiados en cada proceso del ciclo teórico, que, al igual que todos los ciclos formados por dos isothermas y dos politrópicas del mismo tipo (ciclos Reitlinger), tiene rendimiento termodinámico igual al de un ciclo reversible de Carnot.

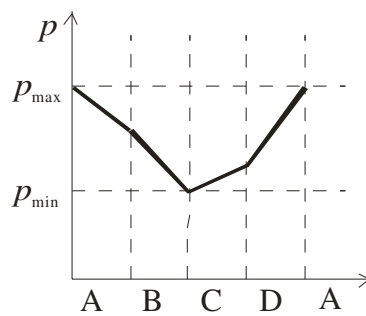


**Figura 18:** Estados característicos del ciclo Stirling teórico.

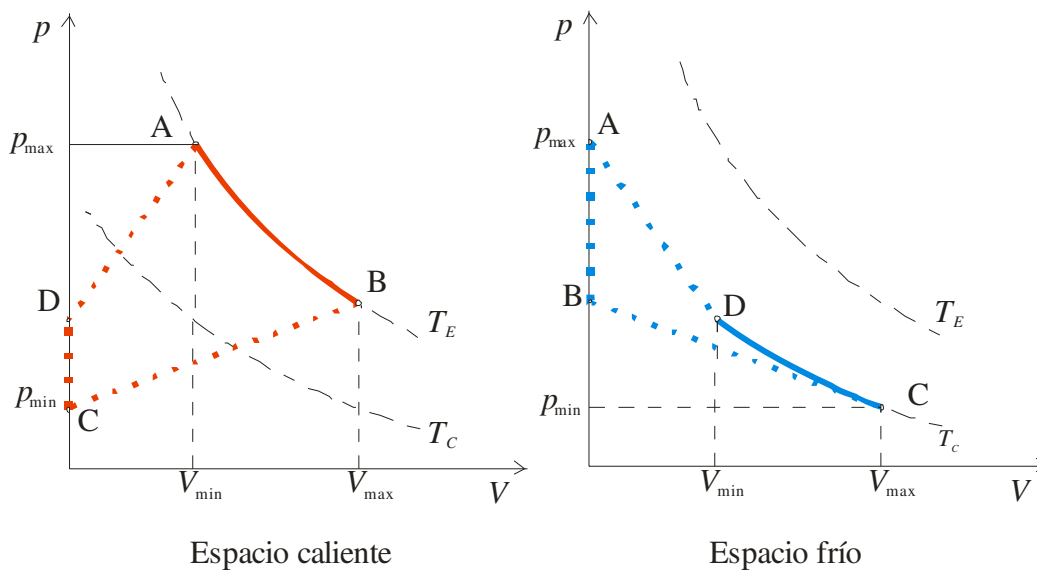




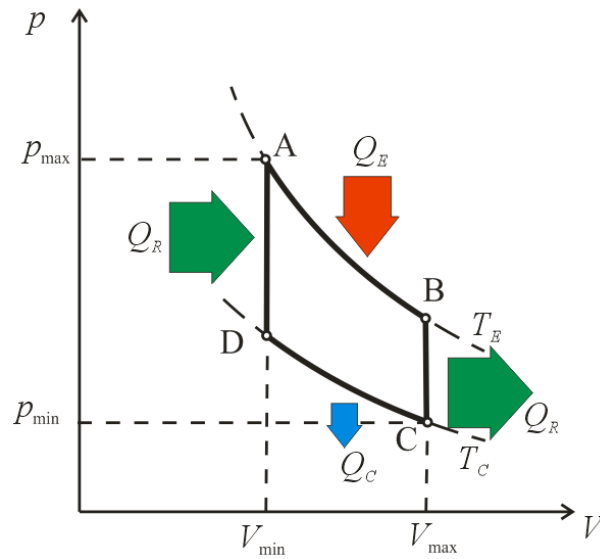
**Figura 19:** Evolución de los volúmenes en un motor Stirling con accionamiento discontinuo.



**Figura 20:** Evolución de la presión en un motor Stirling con accionamiento discontinuo.



**Figura 21:** Diagramas de indicador de los espacios caliente y frío en un ciclo Stirling teórico.



**Figura 22:** Calores intercambiados en el ciclo Stirling teórico.

En otros modelos de primer orden se sustituye alguna de las hipótesis simplificativas del ciclo teórico por otras suposiciones más próximas a la realidad.

El modelo de Schmidt (1871) es un clásico dentro de los modelos de primer orden, como también lo son los debidos a Rinia y Du Pré (1946), Creswick (1965), Finkelstein (1969), Martini (1978) o Walker (1980).

Con respecto al modelo del ciclo teórico, el modelo de Schmidt introduce la existencia de volúmenes muertos en los espacios del motor y la suposición de que el mecanismo de accionamiento es armónico. Esta última hipótesis permite obtener solución analítica de las ecuaciones que intervienen en el modelo, mientras que con mecanismos no armónicos es necesario recurrir al cálculo numérico. Dependiendo del tipo de configuración, las soluciones analíticas de los modelos de primer orden, también llamados isotermos, adquieren diferentes expresiones, como las obtenidas por Finkelstein (1969), Walker (1980) y Prieto (1990). Estas últimas se muestran a continuación:

Motores tipo *beta*:

$$\frac{W_{ind}}{P_m V_E} = f(\delta) [-\kappa \sin \phi] \quad (1)$$

$$\delta = \frac{\sqrt{(1-\tau)^2 - 2\kappa(1-\tau)\cos\alpha + \kappa^2}}{\tau + \sqrt{1 - 2\kappa\cos\alpha + \kappa^2} + 2S} \quad (2)$$

$$\phi = \tan^{-1} \left[ \frac{(1-\tau)\sin\alpha}{(1-\tau)\cos\alpha - \kappa} \right] \quad (3)$$

Motores tipo *gamma*:

$$\frac{W_{ind}}{P_m V_E} = f(\delta) [-\kappa \sin \phi] \quad (4)$$

$$\delta = \frac{\sqrt{(1-\tau)^2 - 2\kappa(1-\tau)\cos\alpha + \kappa^2}}{\tau + \kappa + 2S + 1} \quad (5)$$

$$\phi = \tan^{-1} \left[ \frac{(1-\tau)\sin\alpha}{(1-\tau)\cos\alpha - \kappa} \right] \quad (6)$$

Motores tipo *alpha*:

$$\frac{W_{ind}}{p_m V_E} = f(\delta) [\sin(\alpha - \phi) - \kappa \sin \phi] \quad (7)$$

$$\delta = \frac{\sqrt{\tau^2 + 2\kappa\tau\cos\alpha + \kappa^2}}{\tau + \kappa + 2S} \quad (8)$$

$$\phi = \tan^{-1} \left[ \frac{\tau \sin \alpha}{\tau \cos \alpha + \kappa} \right] \quad (9)$$

donde  $\alpha$  es el ángulo de desfase entre el volumen del espacio caliente y el volumen del espacio frío,  $2\pi - \phi$  es el ángulo de volante correspondiente a la máxima presión,  $V_E$  es la cilindrada del espacio caliente,  $\tau$  es la relación de temperaturas  $T_C/T_E$  y  $\kappa$  es la relación de cilindradas, definida en función del tipo de configuración como sigue:

Motores tipo *beta* y *gamma*:

$$\kappa = \frac{V_p}{V_E} \quad (10)$$

Motores tipo *alpha*:

$$\kappa = \frac{V_C}{V_E} \quad (11)$$

$V_C$  es la cilindrada del pistón de la zona fría y  $V_p$  es la cilindrada del pistón de trabajo. El parámetro  $\delta$  es la semiamplitud de presiones relativa a la presión media aritmética, es decir:

$$\delta = \frac{p_{\max} - p_{\min}}{2p_m} = \frac{\Delta p}{2p_m} \quad (12)$$

$$p_m = \frac{p_{\max} + p_{\min}}{2} \quad (13)$$

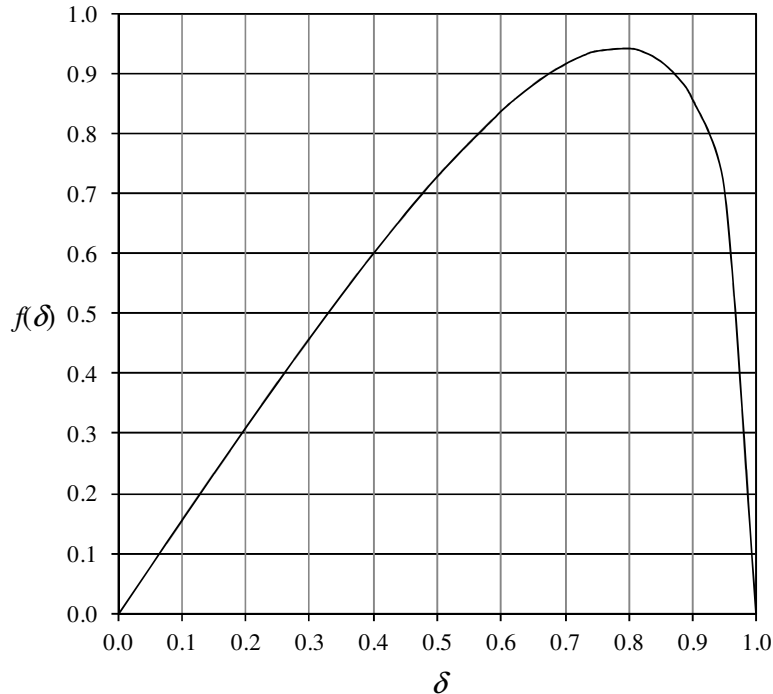
El parámetro  $S$  refleja la influencia del volumen muerto corregido por efecto de la temperatura y se define según la ecuación (14).

$$S = \tau \frac{V_{dH}}{V_E} + \frac{V_{dC}}{V_E} \quad (14)$$

Además, la función  $f(\delta)$  se define mediante la siguiente expresión:

$$f(\delta) = \pi \frac{\sqrt{1-\delta^2} - (1-\delta^2)}{\delta} \quad [0 < \delta < 1] \quad (15)$$

Esta función tiene un máximo para  $\delta$  ligeramente inferior a 0.8 (Figura 23), por lo que es importante observar que el criterio de diseño intuitivo de aumentar la amplitud relativa de presiones en el gas de trabajo no siempre implica un aumento del trabajo indicado (Prieto y Díaz, 1993).



**Figura 23:** Función  $f(\delta)$ .

#### 4.2.2. Modelos de segundo orden

Los modelos de segundo orden suponen que el intercambio en los focos de calor se realiza mediante procesos con coeficientes finitos de transferencia de calor, y por tanto no isotermos. Luego, recurren a correlaciones de transferencia convectiva para expresar los intercambios de calor en la ecuación de la conservación de la energía (primer Principio de la Termodinámica). Probablemente el primer modelo de segundo orden fue desarrollado por Finkelstein (1960), siendo también muy citados los debidos a Kirkley (1975), Schock (1978) o Heames et al. (1982).

#### 4.2.3. Modelos de tercer orden

En los años 70, surgen nuevos modelos que además de incluir las ecuaciones de conservación de masa y energía incluyen las ecuaciones de conservación del momento lineal, lo que permite computar pérdidas de presión sin desacoplar este fenómeno de las ecuaciones básicas del modelo. Entre los modelos de tercer orden pueden destacarse los trabajos clásicos de Urieli (1977), Tew et al. (1978), Organ (1982a, 1982b), y Rispoli (1985).

En los modelos de segundo y de tercer orden existen dos tipos de formulaciones alternativas: la ‘formulación termodinámica’ y la ‘formulación de la teoría de campos’. En el primer caso, las ecuaciones de conservación se formulan en forma diferencial para cada uno de los ‘espacios de control’ supuestos. En el segundo, frecuente en Mecánica

de Fluidos, las variables se definen como campos escalares o vectoriales, que se relacionan entre sí y sus derivadas a través de las ecuaciones de conservación. Puede elegirse un sistema de referencia ‘estático’ en las sucesivas secciones del motor (referencia de Euler) o bien un sistema ‘a bordo’ de las partículas de fluido que evolucionan de unas zonas a otras (referencia de Lagrange).

Existe controversia entre ambas formulaciones, así como en la exactitud de las técnicas de cálculo aplicables para su resolución, que usualmente requieren un tiempo de computación elevado. A modo de ejemplo, se ha dicho que la tesis de Urieli, citada en numerosas ocasiones como referencia, describe un modelo de flujo compresible unidireccional en el cual existen infinitas discontinuidades de las derivadas de las variables (Organ, 1992a). En ocasiones, las soluciones dependen de la relación entre el intervalo espacial  $\Delta x$ , empleado para dividir el motor en zonas, y el intervalo temporal de cálculo  $\Delta t$ . De modo que diferentes valores del cociente entre esta ‘velocidad de cálculo’ y la velocidad  $u$  del gas, conocido como número de Courant  $N_c = \Delta x / (u \Delta t)$ , pueden conducir a diferentes soluciones, pero no son necesariamente más exactas las obtenidas con un número mayor de divisiones.

#### **4.2.4. Modelización basada en Fluidodinámica Computacional (CFD)**

En algunos modelos termodinámicos es necesario utilizar correlaciones experimentales para determinar los coeficientes de película y los coeficientes de fricción en los distintos espacios del motor. Con frecuencia, las correlaciones no han sido obtenidas para las condiciones de flujo no estacionario y bidireccional ni para las geometrías características de los motores Stirling, condicionando la validez de las simulaciones.

Una alternativa consiste en realizar un modelo geométrico 2D o 3D del motor y después modelarlo mediante CFD. Para que estos modelos generen resultados aceptables es necesario realizar un mallado con muchos elementos lo que penaliza el tiempo de cálculo del procesador. Sin embargo con los computadores existentes en los últimos años ya es posible realizar simulaciones en tiempos razonables y obtener resultados satisfactorios. Ebiana et al. (2004) realizaron modelos CFD 2D de bancos de ensayos de flujo oscilante obteniendo resultados satisfactorios. En ese mismo año Zhang e Ibrahim (2004) y Wilson et al. (2004) desarrollaron modelos CFD de motores Stirling. Kraitong y Mahkamov (2009) hicieron un modelo CFD 3D de un motor Stirling de bajo salto térmico. Según los autores, consiguieron mejorar las predicciones de potencia indicada de un modelo de segundo orden al calcular las pérdidas de presión en los espacios del motor con su modelo CFD.

Lamentablemente, siempre es necesaria la experimentación para contrastar los valores generados en el modelo CFD, a no ser que se disponga en la literatura de correlaciones experimentales aplicables a la geometría y condiciones del flujo que se desean simular, lo que no ocurre habitualmente cuando se trata de nuevos diseños.

Sin duda los modelos CFD tienen un papel relevante en el futuro cercano de la simulación de motores Stirling, y cada vez son más los investigadores que hacen aportaciones en este campo. Tal es el auge que el ISEC dedica un apartado a los modelos CFD en las actas de sus congresos bianuales.

### 4.3. TEORÍA DE SEMEJANZA DEL MOTOR STIRLING CINEMÁTICO

La descripción de un fenómeno físico puede expresarse mediante una relación funcional entre  $n$  variables ordinarias. Frecuentemente interesa expresar una de ellas ( $y$ ) como variable dependiente de las restantes ( $x_1, \dots, x_{n-1}$ ):

$$y = f(x_1, \dots, x_{n-1}) \quad (16)$$

El Análisis Dimensional proporciona técnicas (teorema de Buckingham, método de Rayleigh,...) para deducir una relación funcional equivalente entre  $m$  variables adimensionales. Dichas variables adimensionales son monomios que se pueden expresar como productos de potencias correspondientes a cada una de las variables ordinarias y a un conjunto de  $k$  variables dimensionalmente independientes, usadas como variables de referencia:

$$\Pi_y = F(\Pi_1, \dots, \Pi_{m-1}) \quad (17)$$

$$\Pi_i = x_i x_1^{\alpha_1} \dots x_k^{\alpha_k} \quad (18)$$

El uso de variables adimensionales para describir un fenómeno proporciona dos ventajas principales:

- El número de variables influyentes siempre es menor que el de variables ordinarias ( $m < n$ ), salvo en el caso poco frecuente de que todas las variables ordinarias sean adimensionales.
- Las variables adimensionales facilitan la generalización de los análisis.

El Análisis Dimensional es el fundamento de la Teoría de Semejanza, que permite predecir el comportamiento de un modelo ( $d$ ) cuando está construido a escala de un prototipo ( $p$ ), es decir, cuando ambos tienen iguales monomios adimensionales.

De la igualdad entre los monomios adimensionales de modelo y prototipo se deduce el factor de escala  $s_{x_i}$  correspondiente a cada variable ordinaria  $x_i$ :

$$(\Pi_i)^p = (\Pi_i)^d \rightarrow (x_i x_1^{\alpha_1} \dots x_k^{\alpha_k})^p = (x_i x_1^{\alpha_1} \dots x_k^{\alpha_k})^d \rightarrow \frac{(x_i)^d}{(x_i)^p} = \frac{(x_1^{\alpha_1})^p}{(x_1^{\alpha_1})^d} \dots \frac{(x_k^{\alpha_k})^p}{(x_k^{\alpha_k})^d} \quad (19)$$

$$s_{x_i} = s_1^{-\alpha_1} \dots s_k^{-\alpha_k} \quad (20)$$

#### 4.3.1. Variables características del circuito de gas

Finkelstein (1960), Isshiki et al. (1978) y Walker (1980) merecen ser mencionados por utilizar variables adimensionales en modelos termodinámicos del circuito de gas de motores Stirling. Gedeon (1981) utilizó como herramienta de diseño conceptos aceptables desde el punto de vista de la Teoría de Semejanza, planteando agrupaciones de variables que no siempre eran adimensionales, pero cuya igualdad en el proceso de escala garantizaba la semejanza entre el modelo y el prototipo. Pero sobre todo son los trabajos de Organ (1991, 1992a, 1992b, 1992c, 1993a y 1993b) quienes pusieron de máxima actualidad a las técnicas de semejanza como herramientas de análisis y de diseño en el ámbito de las máquinas de ciclo Stirling. Los trabajos realizados independientemente por Prieto (1992), Prieto et al. (1991a, 1991b, 1994,

1995, 1997 y 2000b), Olson y Swift (1994) y Fano (1997) condujeron a conclusiones esencialmente coincidentes con las de Organ.

Como resumen de tales trabajos previos puede decirse que la potencia indicada y el rendimiento indicado del ciclo Stirling realizado por un motor con accionamiento cinemático dependen de las características geométricas del motor, de las propiedades físicas del gas de trabajo y del material del regenerador, así como de las condiciones de funcionamiento, pudiendo escribirse la siguiente relación funcional:

$$P_{ind}, \eta_{ind} = f(T_E, T_C, p_m, V_{sw}, V_C, l_1, \dots, l_k, V_{dE}, V_{dR}, V_{dC}, A_{xxE}, A_{xR}, A_{xxC}, R_{hxE}, R_{hR}, R_{hxC}, \mathbb{I}_V, \gamma, R, \alpha_R, \rho_R c_R, n_s) \quad (21)$$

donde  $l_1, \dots, l_k$  representan los  $k$  parámetros que definen la geometría del mecanismo de accionamiento. Luego la potencia indicada y el rendimiento indicado dependen de  $20 + k$  parámetros.

Aplicando el teorema Pi de Buckingham y tomando  $T_C, V_{sw}, p_m$  y  $n_s$  como variables de referencia para construir los monomios adimensionales se obtiene:

$$\zeta_{ind}, \eta_{ind} = F(\tau, \kappa, \lambda_1, \dots, \lambda_k, \mu_{dE}, \mu_{dR}, \mu_{dC}, \alpha_{xxE}, \alpha_{xR}, \alpha_{xxC}, \lambda_{hxE}, \lambda_{hR}, \lambda_{hxC}, \mathbb{I}_V, \gamma, N_\alpha, N_{TCR}, N_{SG}, N_{MA}) \quad (22)$$

$$\zeta_{ind} = P_{ind} / (p_m V_{sw} n_s) \quad (23)$$

Luego la potencia indicada adimensional y el rendimiento indicado dependen de  $16 + k$  parámetros y variables adimensionales que se pueden agrupar en cuatro clases, como muestra la Tabla 3.

**Tabla 3:** Clasificación de parámetros y variables adimensionales influyentes en un ciclo Stirling.

Geometría y mecanismo	Gas de trabajo	Material regenerador	Condiciones de funcionamiento
$\kappa = V_C / V_{sw}$	$\gamma$	$N_\alpha = \alpha_R / (n_s V_{sw}^{2/3})$	$\tau = T_C / T_E$
$\lambda_i = l_i / V_{sw}^{1/3}$		$N_{TCR} = p_m / (\rho_R c_R T_C)$	$N_{SG} = p_m / (\mu n_s)$
$\mu_{dx} = V_{dx} / V_{sw}$			$N_{MA} = n_s V_{sw}^{1/3} / \sqrt{RT_C}$
$\alpha_{xx} = A_{xx} / V_{sw}^{2/3}$			
$\lambda_{hx} = r_{hx} / V_{sw}^{1/3}$			
$\mathbb{I}_V$			

#### 4.3.2. Diseño del circuito de gas mediante semejanza dinámica

Una ventaja destacable de la Teoría de Semejanza es que puede ser aplicada como herramienta de diseño aunque no se conozca la función que relaciona las variables adimensionales influyentes en un fenómeno.

Se dice que existen condiciones de semejanza dinámica o total cuando son iguales los valores de las variables adimensionales del prototipo y del modelo a escala. Luego la semejanza dinámica requiere que existan semejanza geométrica y semejanza energética (también llamada termodinámica).

La Tabla 4 muestra las relaciones que deben cumplir los factores de escala para satisfacer las condiciones de semejanza dinámica, en el caso más general y en tres casos típicamente interesantes desde el punto de vista del diseño de motores Stirling (Prieto et al., 1995) (Prieto et al., 1997).

**Tabla 4:** Relaciones entre factores de escala en condiciones de semejanza dinámica.

Magnitud	Caso general	Caso 1: Igual gas y regenerador	Caso 2: Igual gas y temperaturas	Caso 3: H <sub>2</sub> /aire
Longitud $l, e, r, r_{hx}$	$s_L$	$s_L$	$s_L$	$s_L$
Área $A_{xx}$	$s_L^2$	$s_L^2$	$s_L^2$	$s_L^2$
Volumen $V_E, V_C, V_{dx}$	$s_L^3$	$s_L^3$	$s_L^3$	$s_L^3$
Velocidad del motor $n_s$	$s_R^{1/2} s_T^{1/2} s_L^{-1}$	$s_L^{-2}$	$s_L^{-1}$	$0.265 s_T^{1/2} s_L^{-1}$
Presión $p_m$	$s_\mu s_R^{1/2} s_T^{1/2} s_L^{-1}$	$s_L^{-1}$	$s_L^{-1}$	$0.567 s_T^{1/2} s_L^{-1}$
Viscosidad $\mu$	$s_\mu$	1	1	2.143
Constante específica del gas $R$	$s_R$	1	1	0.070
Coefficiente adiabático $\gamma$	1	1	1	1
Temperatura $T_E, T_C$	$s_T$	$s_L^{-2}$	1	$s_T$
Número de Stirling $N_{SG}$	1	1	1	1
Número de Mach $N_{MA}$	1	1	1	1
Difusividad térmica $\alpha_R$	$s_R^{1/2} s_T^{1/2} s_L$	1	$s_L$	$0.265 s_T^{1/2} s_L^{-1}$
Capacidad calorífica volumétrica $\rho_{RCR}$	$s_\mu s_R^{1/2} s_T^{1/2} s_L^{-1}$	1	$s_L^{-1}$	$0.567 s_T^{1/2} s_L^{-1}$
Número de Fourier $N_F$	1	1	1	1
Número de capacidad térmica del regenerador $N_{TCR}$	1	1	1	1
Potencia indicada $P_{ind}$	$s_\mu s_R s_T s_L$	$s_L^{-1}$	$s_L$	$0.567 s_T s_L$

### 4.3.3. Relajación de las condiciones de semejanza

Las condiciones de semejanza dinámica o estricta que se han descrito anteriormente son útiles para el dimensionado de modelos construidos a escala reducida o ampliada de un prototipo cuyo funcionamiento sea bien conocido, pero dichas condiciones, particularmente las geométricas, establecen restricciones que dificultan la innovación, pues permiten variar el tamaño pero no las formas. Sin embargo en



ocasiones se pueden sustituir las condiciones de semejanza estricta por otras ligeramente diferentes, siempre y cuando se obtengan resultados ventajosos. Esta técnica se conoce con el nombre de ‘semejanza relajada’ y fue introducida por Organ (1992a, 1997).

Por ejemplo, un prototipo puede ser interesante teniendo un calentador con un cociente entre su radio hidráulico y su longitud mayor que el del modelo original, por tanto fuera de escala geométrica pero con menores pérdidas de presión, a condición de que el resto de variables adimensionales se mantengan aproximadamente iguales.

Los siguientes criterios de semejanza relajada fueron propuestos por Prieto et al. (1997) para el dimensionado preliminar de motores Stirling cinemáticos:

- Semejanza geométrica relajada:

$$\left[ \frac{r_{hx}}{L_{ref}} \right]^d \geq \left[ \frac{r_{hx}}{L_{ref}} \right]^p \quad (24)$$

- Semejanza energética relajada:

$$\tau^p \geq \tau^d \quad (25)$$

$$\gamma^p = \gamma^d \quad (26)$$

$$N_{\alpha}^p \leq N_{\alpha}^d \quad (27)$$

$$N_{TCR}^p \leq N_{TCR}^d \quad (28)$$

$$N_{SG}^p = N_{SG}^d \quad (29)$$

$$N_{MA}^p = N_{MA}^d \quad (30)$$

$$\zeta_{ind}^p \approx \zeta_{ind}^d \quad (31)$$

#### 4.3.4. Modelo semiempírico de potencia indicada

A partir de resultados experimentales de potencia de motores bien conocidos, Prieto et al. (2000b) propusieron la siguiente expresión para la relación funcional de la Ec. (22), con la velocidad adimensional (número de Mach característico) en forma explícita:

$$\zeta_{ind} = \zeta_0 - \Phi N_{MA} - \Psi N_{MA}^2 \quad (32)$$

donde  $\zeta_0$  representa la potencia adimensional cuasiestática, es decir, a velocidades casi nulas, que sólo depende de las características geométricas y de las temperaturas de los focos:

$$\zeta_0 = f(\tau, \kappa, \lambda_1, \dots, \lambda_k, \mu_{dcC}, \mu_{dcC}, \mu_{dR}, \mu_{dcE}, \mu_{dxE}) \quad (33)$$

Los coeficientes  $\Phi$  y  $\Psi$  de pérdidas adimensionales lineales y cuadráticas son independientes de  $N_{MA}$ , pero dependientes del resto de parámetros y variables adimensionales influyentes.

La potencia adimensional cuasiestática adquiere en este modelo un significado destacado, pues representa el techo teórico idealmente alcanzable en ausencia de irreversibilidades térmicas y mecánicas. Tal funcionamiento cuasiestático implicaría procesos isotermos en los intercambios de calor (cuasi-equilibrio térmico) y ausencia de pérdidas mecánicas por fricción (cuasi-equilibrio mecánico). En consecuencia, los modelos isotermos de primer orden, como el de Schmidt ya citado, serían los más adecuados para describir el funcionamiento de motores muy lentos, típico en prototipos del siglo XIX. Por otro lado, los valores de  $\zeta_0$ , que se pueden calcular aproximadamente con las Ec. (1), (4) y (7), están relacionados con el funcionamiento de los prototipos actuales a altas velocidades, pues si se acepta la Ec. (32) como postulado para todos los motores cinemáticos, se deduce un teorema con los tres lemas siguientes:

Lema 1.- El número de Mach (velocidad adimensional) correspondiente a la máxima potencia indicada es función de la potencia cuasiestática adimensional y de los factores de pérdidas de potencia indicada:

$$N_{MA,max} = \frac{\sqrt{\Phi^2 + 3\Psi\zeta_0} - \Phi}{3\Psi} \quad (34)$$

Lema 2.- La potencia adimensional correspondiente al punto de máxima potencia indicada es proporcional a la potencia cuasiestática adimensional:

$$\zeta_{max} = \frac{1}{3} \frac{\lambda + 2}{\lambda + 1} \zeta_0 \quad (35)$$

siendo:

$$0 \leq \lambda = \frac{\Phi}{\sqrt{\Phi^2 + 3\Psi\zeta_0}} \leq 1 \quad (36)$$

Lema 3.- El factor de proporcionalidad está acotado entre los valores 1/2 y 2/3:

$$\frac{1}{2} \zeta_0 \leq \zeta_{max} \leq \frac{2}{3} \zeta_0 \quad (37)$$

Que también puede escribirse del siguiente modo:

$$\zeta_{max} = \frac{7}{12} \zeta_0 \pm 16.7\% \quad (38)$$

Nótese que las dos principales características desde el punto de vista del proyecto,  $\zeta_{max}$  y  $N_{MA,max}$ , aumentan con  $\zeta_0$ , luego es interesante optimizar un diseño a partir de la simulación cuasiestática, cualquiera que sea la velocidad de funcionamiento, lo cual rescata el interés por los modelos isotermos de primer orden, fáciles de implementar y poco exigentes en tiempo de computación.

Los factores de pérdidas pueden calcularse para prototipos de los cuales se conozca el gas de trabajo, los volúmenes muertos, y las temperaturas, presión media y velocidad de funcionamiento en el punto de máxima potencia indicada, empleando las siguientes ecuaciones:

$$\Phi = \frac{2\zeta_0 - 3\zeta_{max}}{N_{MA,max}} \quad (39)$$

$$\Psi = \frac{2\zeta_{\max} - \zeta_0}{N_{MA,\max}^2} \quad (40)$$

Los datos experimentales de prototipos conocidos evidencian que para un motor determinado cabe esperar pequeños cambios de los factores  $\Phi$  y  $\Psi$  con variaciones del número adimensional de presión media  $N_p$  y de la relación de temperaturas  $\tau$ , de modo que este modelo proporciona un método para construir curvas de potencia indicada.

#### 4.3.5. Los números de Beale y de West

En las etapas preliminares de diseño de un motor Stirling cinemático, los cálculos de potencia al freno se realizan frecuentemente mediante el número de Beale,  $N_B$ , que puede ser interpretado como un promedio de la potencia al freno adimensional, en el punto de máxima potencia,  $\zeta_{B,\max}$ , que satisfacen muchos motores en el rango de altas temperaturas:

$$\zeta_{B,\max} = \frac{P_{B,\max}}{p_m V_{sw} n_{s,\max}^*} \approx N_B = 0.15 \quad (41)$$

donde  $P_{B,\max}$  es la máxima potencia al freno,  $V_{sw} = V_{\max} - V_{\min}$  es la variación de volumen del gas de trabajo en cada ciclo, y  $n_{s,\max}^*$  es la velocidad en el punto de máxima potencia al freno.

El número de West,  $N_W$ , fue introducido (West, 1986) para realizar predicciones de potencia al freno en otros rangos de temperaturas:

$$\frac{P_{B,\max}}{p_m V_{sw} n_{s,\max}^* (T_E - T_C) / (T_E + T_C)} \approx N_W = 0.25 \quad (42)$$

Tanto el número de Beale como el de West son reglas empíricas de diseño que se pueden explicar mediante Análisis Dimensional si se supone aceptable la siguiente relación funcional:

$$P_{B,\max} \approx f(p_m, V_{sw}, n_{s,\max}^*, T_E, T_C) \quad (43)$$

Aplicando el teorema de Buckingham a esta función, se deduce la siguiente:

$$\frac{P_{B,\max}}{p_m V_{sw} n_{s,\max}^*} \approx F\left(\frac{T_C}{T_E}\right) \quad (44)$$

es decir:

$$\zeta_{B,\max} \approx F(\tau) \quad (45)$$

Según West, se puede escribir:

$$F(\tau) \approx 0.25 \frac{1 - \tau}{1 + \tau} \quad (46)$$

expresión que se reduce aproximadamente al número de Beale para los motores de alto salto térmico ( $\tau \approx 0.3$ ).

#### 4.3.6. Modelo de Iwamoto, Hirata y Toda

Una alternativa a los números de Beale y West para el cálculo de potencia al freno es la propuesta por Iwamoto et al. (2001), que puede ser escrita como sigue:

$$\frac{P_{B,\max}}{p_m V_E n_{s,\max}^* (p_m/p_{\lim})(T_E - T_C)/(T_E + T_C)} \approx 0.24 \quad (47)$$

donde  $p_{\lim}$  es la presión media límite del motor. Esta ecuación empírica puede interpretarse como una variante del número de West, pues puede escribirse del siguiente modo (Prieto, 2003a):

$$\zeta_{B,\max} \approx 0.24 \frac{p^*}{\kappa_s} \frac{1-\tau}{1+\tau} \quad (48)$$

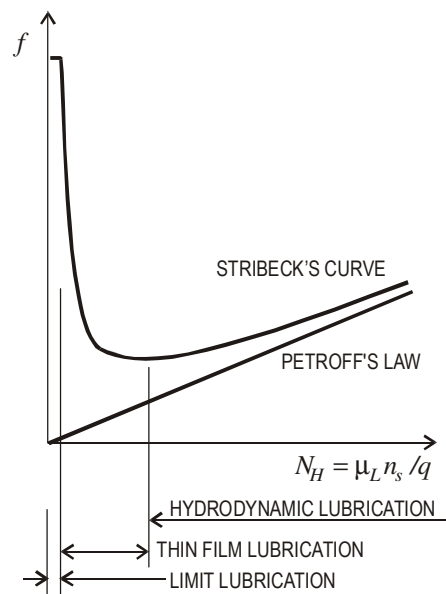
siendo  $p^* = p_m/p_{\lim}$  y  $\kappa_s = V_{sw}/V_E$ .

#### 4.3.7. Modelo de pérdidas mecánicas derivado de la Teoría de Semejanza

Tanto en los pistones como en los eslabones de la cadena cinemática de accionamiento se producen procesos disipativos de energía causados por diversos tipos de rozamiento.

Las pérdidas mecánicas de potencia y el rendimiento mecánico pueden calcularse estimando coeficientes de fricción, como hicieron Mahkamov e Ingham (1999).

Sin embargo, las variaciones de velocidades y fuerzas a escala local e instantánea pueden causar que durante una misma carrera se tengan diferentes regímenes de lubricación, incluso si la velocidad de giro del motor permanece constante. Luego los coeficientes de fricción a media carrera y en los puntos muertos, por ejemplo, pueden ser muy diferentes, por lo que conviene recurrir a validaciones experimentales a escala del conjunto del motor para evaluar la exactitud del cálculo mecánico.



**Figura 24:** Factor de fricción en función del Número de Hersey (© IMechE, 2003).

Según Prieto y Stefanovskiy (2003), la dependencia funcional de las pérdidas mecánicas de un motor Stirling puede ser descrita a través de la siguiente relación, en la que  $m_i$  e  $I_i$  son las masas y momentos de inercia de las distintas partes móviles del mecanismo y  $\mu_L$  es la viscosidad del lubricante:

$$P_{mec} = f(\text{geometría}, m_1, \dots, m_n, I_1, \dots, I_n, T_E, T_C, \mu_L, \mu, \gamma, R, \alpha_r, \rho_r \cdot c_r, p_m, n_s) \quad (49)$$

Aplicando el teorema de Buckingham y haciendo operaciones elementales, la ecuación anterior se convierte en la siguiente:

$$\zeta_{mec} = f(\delta_1, \dots, \delta_s, \tau, \frac{p_m V_E}{m_1 R T_C}, \frac{m_2}{m_1}, \dots, \frac{m_n}{m_1}, \frac{I_1}{m_1 V_E^{2/3}}, \frac{I_2}{I_1}, \dots, \frac{I_n}{I_1}, N_\alpha, N_{TCR}, \gamma, \frac{\mu_L}{\mu}, N_p, N_{SG}) \quad (50)$$

Parece que el número de Stirling característico  $N_{SG} = p_m / (\mu n_s)$  destaca sobre el resto de parámetros y variables adimensionales influyentes, debido a la analogía entre el número de Hersey y el inverso de  $N_{SG}$ , lo que permite considerar a este parámetro como la velocidad adimensional natural desde el punto de vista del análisis de las pérdidas mecánicas en motores Stirling.

Para un motor fijo, suponiendo  $T_C$  constante, los parámetros geométricos, los relativos a masas y momentos de inercia, y las propiedades del regenerador, dejan de ser variables, resultando la siguiente expresión:

$$\zeta_{mec} = f\left(\tau, N_m, \gamma, \frac{\mu_L}{\mu}, N_p, N_{SG}\right) \quad (51)$$

Los mismos autores, basándose en razonamientos teóricos y en datos experimentales del motor GPU-3 de General Motors propusieron para esta relación funcional la siguiente ecuación:

$$\zeta_{mec} \approx \alpha e^{-\beta N_{SG}^{-1}} + \chi + \delta N_{SG}^{-1} \quad (52)$$

donde  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\chi$  y  $\delta$  son parámetros que dependen de parámetros geométricos y mecánicos del motor, así como del número característico de presión  $N_p = N_{SG} N_{MA} = p_m V_{sw}^{1/3} / \mu \sqrt{RT_C}$ , y del cociente  $\mu / \mu_L$ .

Por otro lado, las pérdidas de potencia que se producen en el volante de inercia por causas aerodinámicas se pueden expresar a través de la ecuación propuesta por Gulia (1980). Dicha ecuación expresada en términos de variables adimensionales queda como sigue:

$$\zeta_{aero} = \varepsilon N_{SG}^{-2} \quad (53)$$

Asimismo, el caudal de fugas local e instantáneo que se origina en un anillo de cierre se puede expresar mediante la expresión propuesta por Kneuer y Turnwald (1968) o por Grinnel (1956):

$$\dot{v} \propto \frac{(p^2 - p_m^2) h^3 \pi D}{p \mu L} \quad (54)$$

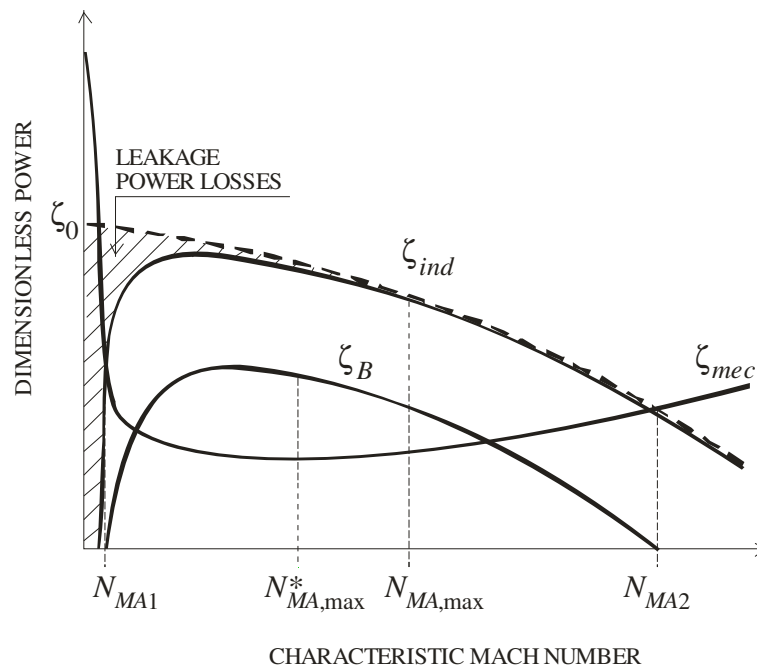
donde  $h$  es el huelgo radial del intersticio por el que se producen las fugas.

Prieto y Stefanovskiy (2003) propusieron la siguiente relación funcional empleando variables adimensionales para expresar las pérdidas de potencia por fugas:

$$\zeta_{leak} \approx \frac{f(\tau, \gamma, N_p, N_{TCR})}{N_{MA}} \quad (55)$$

#### 4.3.8. Curvas características de potencias

Teniendo en cuenta las propuestas de las Ec. (32), (52) y (53), el aspecto de las curvas características de potencia indicada adimensional, pérdidas mecánicas adimensionales y potencia al freno adimensional es el de la Figura 25, donde el intervalo de funcionamiento está comprendido entre los valores de velocidad adimensional correspondientes al arranque y a la máxima velocidad en vacío,  $N_{MA1}$  y  $N_{MA2}$  ( $\zeta_B = 0$ ), y la máxima potencia al freno corresponde a  $N_{MA,max}^*$ .



**Figura 25:** Curvas características de potencias adimensionales en un motor Stirling (© IMechE, 2003).



## 5. MOTORES STIRLING DE ALTO SALTO TÉRMICO

El interés de los motores Stirling para conversión termosolar a altas temperaturas está generalizado a nivel mundial, siendo una de las soluciones más prometedoras a corto plazo. Los logros conseguidos hasta el momento por esta tecnología han despertado el interés de empresas españolas, de tal forma que en 2007 surge el Consorcio solar de I+D y desarrolla el proyecto CENIT ConSOLI+Da de investigación industrial estratégica.

Se realizaron tareas relacionadas con esta parte de la Tesis en el marco de la Actividad 5 de dicho proyecto, titulada “Mejora de componentes en sistemas Dish-Stirling”, y liderada por Abengoa Solar New Technologies (ASNT). En esta Actividad participaron la Fundación Tekniker, la Universidad de Sevilla, la Universidad de Zaragoza y la Universidad de Oviedo. La misión del equipo de investigación de la Universidad de Oviedo fue realizar los estudios termodinámicos del motor Stirling así como asesorar técnicamente al equipo de trabajo de la Fundación Tekniker, en su misión de fabricación, montaje y pruebas de un prototipo. No obstante, los resultados de esta participación no se muestran en la Tesis por estar sometidos a acuerdos de confidencialidad hasta 2016.

Desde el inicio del proyecto se consideró importante analizar el funcionamiento de motores conocidos, potencialmente interesantes en la aplicación que se deseaba desarrollar, mediante la utilización de modelos de semejanza dinámica desarrollados previamente y expuestos en el Capítulo 4 de esta memoria. Dichos modelos han proporcionado criterios de análisis útiles, por ejemplo para acotar la potencia indicada del motor Stirling original de 1816 (Prieto, 2002), o para evaluar predicciones de programas de simulación como PROSA (Prieto and García, 2005a), el código de Makhamov (Prieto, 2000), o el programa desarrollado recientemente por García-Granados (García-Granados et al., 2009). Asimismo los modelos adimensionales se han



utilizado con éxito para realizar estudios comparativos entre modelos analíticos (Prieto and García, 2005b) y para definir rangos de operación en sistemas de control (Mesonero et al., 2012).

Desde un punto de vista práctico, las pruebas experimentales de los motores Stirling suelen considerarse suficientes cuando se obtienen valores de las potencias de salida del equipo. En el caso de sistemas acoplados a generadores eléctricos es suficiente con medir la potencia eléctrica producida. Cuando se trata de cogeneradores se suele medir además la potencia térmica producida por el equipo. Además es frecuente caracterizar la máquina con un rendimiento global de operación, que considera las salidas anteriormente citadas y las compara con la potencia primaria consumida. Generalmente esas pruebas se realizan para diferentes presiones medias del gas de trabajo, ya que dicha variable se ha utilizado tradicionalmente como variable de control del motor.

Sin embargo, para evaluar los posibles márgenes de mejora en los distintos subsistemas que conforman un sistema basado en motores Stirling conviene caracterizar el funcionamiento de cada uno de dichos subsistemas, al margen del comportamiento global. Esto significa caracterizar el rendimiento de cada subsistema en función de una amplia colección de parámetros y variables de funcionamiento. La velocidad de rotación del motor es una variable de funcionamiento esencial, que sin embargo en numerosos ensayos presenta poca variación, debido principalmente a que muchas aplicaciones están conectadas a la red eléctrica, en cuyo caso la frecuencia de la señal eléctrica queda fijada, lo que dificulta el análisis. No obstante, con los equipos electrónicos cada vez más asequibles, la conexión entre el generador y la red eléctrica tiende a hacerse mediante una etapa de corriente continua que permite mantener la frecuencia de la red independientemente de la frecuencia de la señal del generador. En estas aplicaciones es muy interesante explorar rangos de velocidades de funcionamiento diferentes intentando obtener unas mejores prestaciones del conjunto.

Tras analizar diferentes alternativas, se decidió partir de la información conocida del motor SOLO V160 y su sucesor V161, que había sido adaptado con éxito a aplicaciones solares, y cuyo rendimiento mecánico ha sido cuestionado recientemente (García-Granados et al., 2008). En el presente capítulo se pretende analizar el funcionamiento de los diferentes subsistemas del V160 en diferentes condiciones de funcionamiento, y se extraen conclusiones aplicables al desarrollo de prototipos en el rango de altas temperaturas (García et al., 2013).

### 5.1. BREVE HISTORIA DE LOS MOTORES V160 Y V161

El motor V160 ha evolucionado desde su desarrollo original por la firma sueca United Stirling AB a finales de los años 60. En 1980, el desarrollo del motor fue transferido a la empresa Stirling Power Systems, filial de Kockums AB, que fabricó varias versiones antes de conseguir en 1989 con la serie “G” un motor desarrollado a nivel comercial. La versión conocida como V160-DMA es un sistema de cogeneración perteneciente a la serie “E” (Lista, 1992).

En 1990 la compañía alemana Schlaich, Bergmann & Partner (SBP) compró la licencia a Stirling Power Systems, transfiriendo a su vez la licencia de fabricación a la también alemana SOLO Kleinmotoren GmbH, que fabricó las unidades comerciales de este motor en las últimas décadas. Por el año 1993 ya habían conseguido con éxito

utilizar el motor V160 en sistemas Dish-Stirling alcanzando 25000 horas de pruebas con tres sistemas solares mediante el proyecto Distal.

El motor V161 surgió en 1995 como una modificación del V160, que pretendía reducir costes de fabricación y adaptar el calentador a la utilización de energía solar. En 1997 el proyecto Distal 2 en colaboración con SBP utilizó tres motores V161 con nuevos sistemas de concentración, desarrollando a su vez un receptor que fue patentado.

Entre los años 2002 y 2004 SBP colocó 6 equipos Eurodish, con motores V161 y paraboloïdes de fibra de vidrio, en diferentes países de Europa.

En 2003 Solo Kleinmotoren GmbH fundó la filial Solo Stirling GmbH y fabricó una pequeña serie de casi 150 cogeneradores que funcionaban con gas natural.

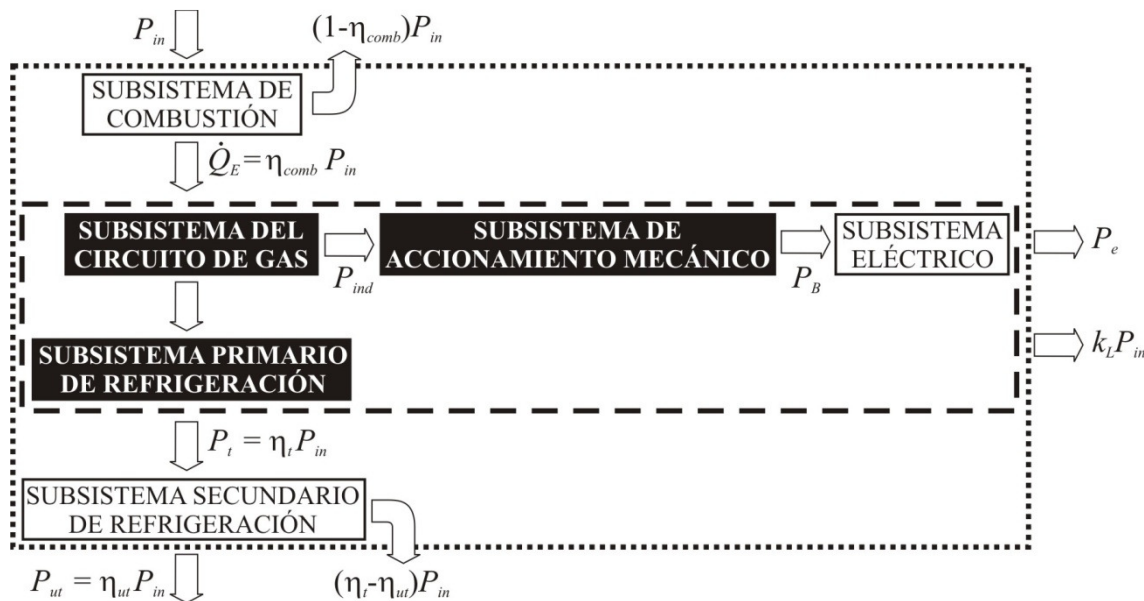
La empresa sueca Cleanergy AB compró los derechos del V161 en 2008 y planificó una producción basada en reducción de costes y calidad para grandes volúmenes de fabricación. En 2009 Cleanergy AB construyó el primer motor en Suecia, y en 2011 fabricó varias unidades para diferentes países. Actualmente se dispone de una versión de 11 kWe para aplicaciones solares y otra de 9 kWe para cogeneración con gas natural.

Durante todo este proceso ha habido numerosos cambios y diferentes versiones pero las últimas versiones presentan pequeñas diferencias que puedan afectar al comportamiento termodinámico del motor, salvo las modificaciones en el calentador. Muchos de los avances realizados se basan en modificaciones en los procesos de fabricación y materiales empleados, para conseguir unos costes adecuados a las exigencias del mercado.

En la literatura especializada se pueden encontrar diferentes datos geométricos de motores V160, sin que muchas veces se especifique de qué versión de motor se trata, provocando incongruencias entre las diferentes fuentes. En este trabajo se han considerado los datos que están incluidos en el programa de simulación de motores Stirling PROSA (Thomas, 2003), ya que dicho motor ha sido uno de los utilizados por el desarrollador del programa para validarlo. Además los datos proporcionados por PROSA son coherentes con los datos obtenidos por la Fundación Tekniker durante el desmontaje, reparación y puesta en marcha del motor V160 existente en las instalaciones del CEDER en la provincia de Soria. Los datos también están de acuerdo con los proporcionados por Lista (1992), quien informa de la modificación del ángulo de desfase entre pistones realizada en el prototipo que se analiza en este trabajo. Dicha versión dispone de pistones con mecanismos biela-manivela independientes, que permiten variar el desfase entre los pistones de 90° a 105°, lo que ocasiona variaciones en el volumen de barrido,  $V_{sw}$  de los 225 cc típicos de las primeras versiones a los 195 cc.

## 5.2. ANÁLISIS DEL MOTOR V160

Datos de funcionamiento de la unidad V160 DMA han sido publicados por Lista (1993), utilizando gas natural como combustible y helio como gas de trabajo. En estas pruebas los subsistemas del motor (Figura 26) fueron monitorizados con el fin de obtener los valores de la potencia eléctrica y térmica a la salida de la unidad así como los correspondientes rendimientos.



**Figura 26:** Flujo de potencias y subsistemas en la unidad V160 DMA.

Las medidas realizadas fueron agrupadas en diferentes series, correspondiendo con 6 valores diferentes del caudal de agua de refrigeración en circuito secundario de refrigeración. Los valores de dicho caudal variaban desde los 1.95 m<sup>3</sup>/h de la serie “a” hasta los 0.45 m<sup>3</sup>/h de la serie “f”. En cada serie se proporcionan datos obtenidos para 11 niveles de presión media del gas de trabajo, que era el principal parámetro de control del equipo. La presión media oscilaba desde los 3.7 MPa a los 12.5 MPa.

Un control adicional del motor fue conseguido mediante la regulación de la temperatura de salida del circuito de refrigeración,  $T_C$ , que siempre es algo menor que la temperatura de pared del enfriador. La temperatura máxima en el helio se mantenía casi constante entre 624°C y 626°C. El equipo disponía de un generador asíncrono que estaba conectado a la red eléctrica y hacía de motor de arranque a velocidades bajas. De esta forma la velocidad de rotación del motor apenas tenía variaciones y en las medidas oscilaba desde 1503 rpm, en vacío a 3.7 MPa hasta 1518 rpm a 12.5 MPa.

De la Figura 27 a la Figura 30 se muestra, para cada serie, la potencia térmica de entrada y salida así como la potencia eléctrica de salida, poniendo de manifiesto la linealidad de estas variables con la presión media del gas de trabajo. Además de los datos de potencias y rendimientos, las tablas también incluyen medidas de las temperaturas del foco frío en los circuitos de refrigeración primario y secundario. En las Figuras 31 a 33 se puede ver como dichas temperaturas también presentan una fuerte linealidad con la presión media del gas de trabajo.

De la observación de las Figuras 31 a 33 se deduce que las variaciones del caudal de agua de refrigeración en el circuito secundario no proporcionan un amplio rango para el control de la potencia del sistema, posiblemente debido a que no conducen a variaciones de la temperatura de pared del enfriador tan grandes como las demandadas por una estrategia de control eficiente.

Por otro lado se echan de menos medidas detalladas de la temperatura ambiente para cada serie de medidas, aunque los autores informan que dicha temperatura oscilaba entre los 19°C y 26°C.

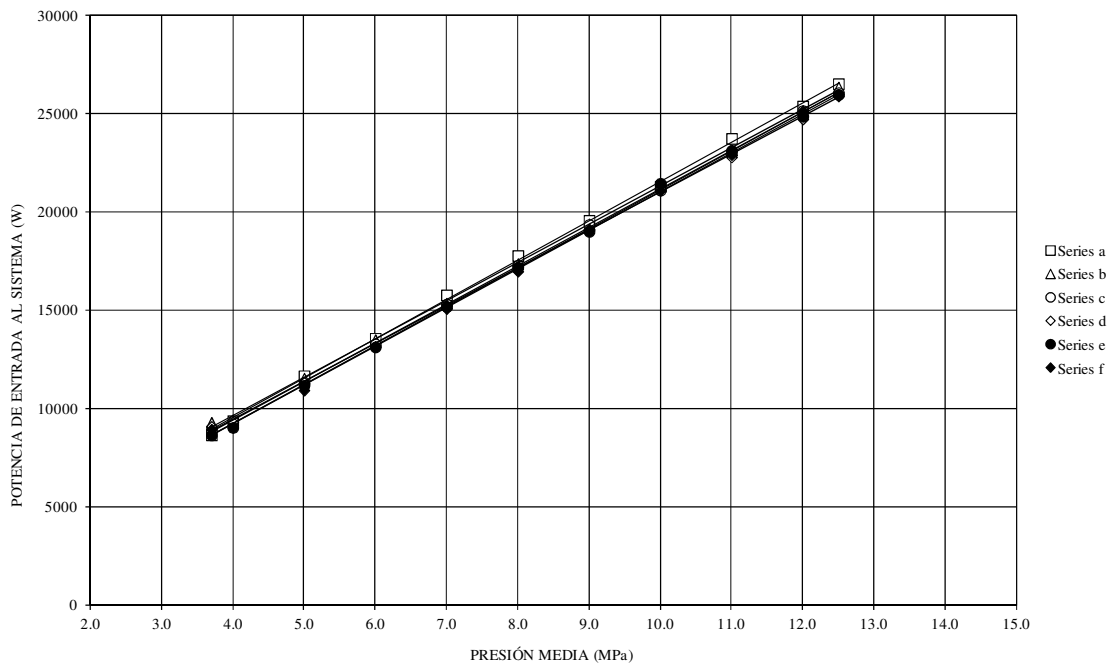


Figura 27: Potencia de entrada al sistema en función de la presión media del gas.

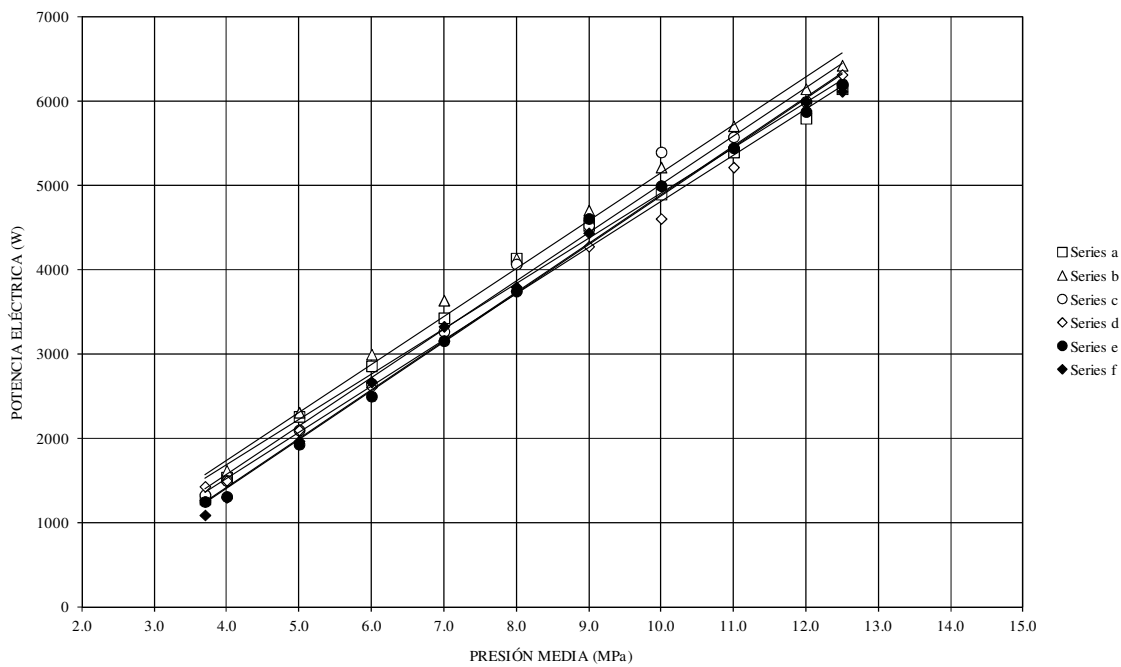
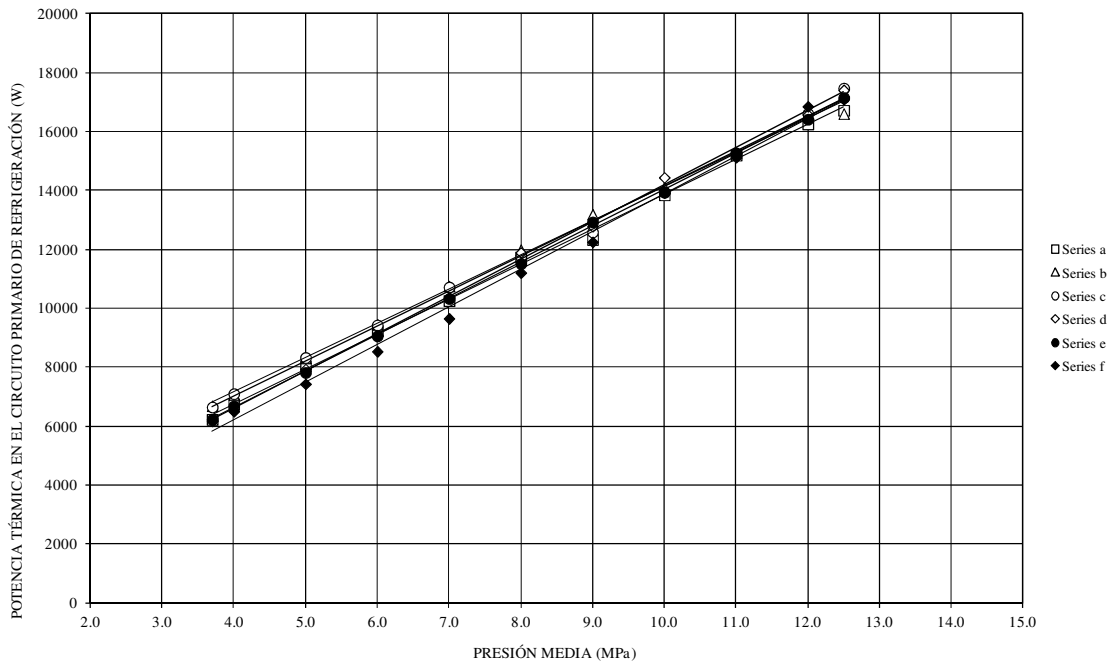
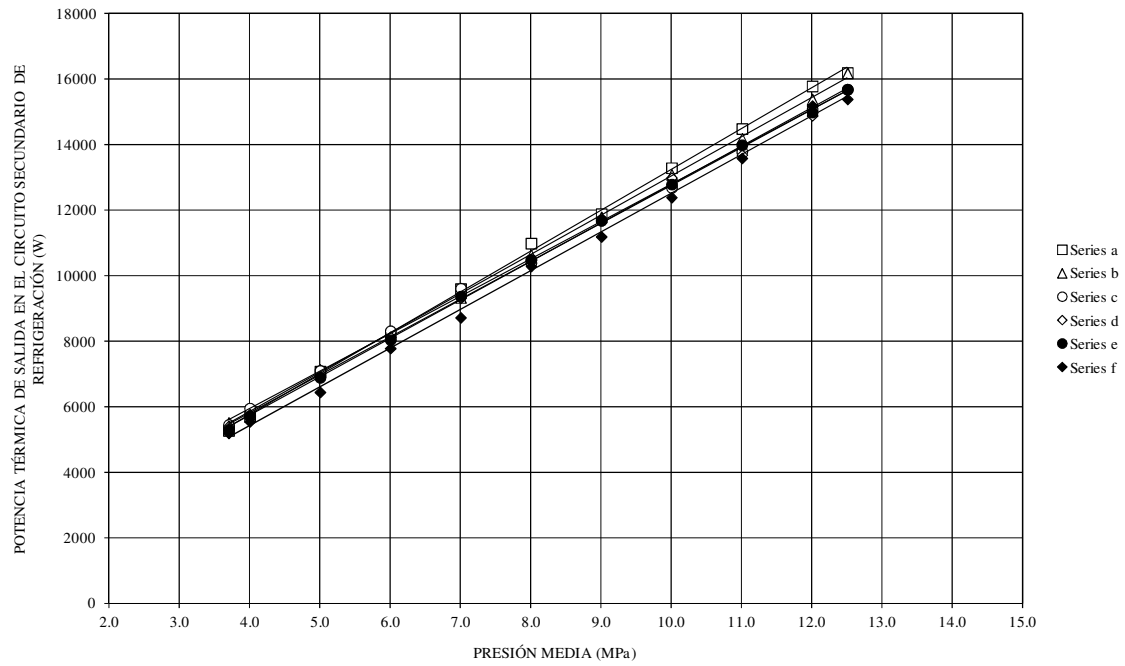


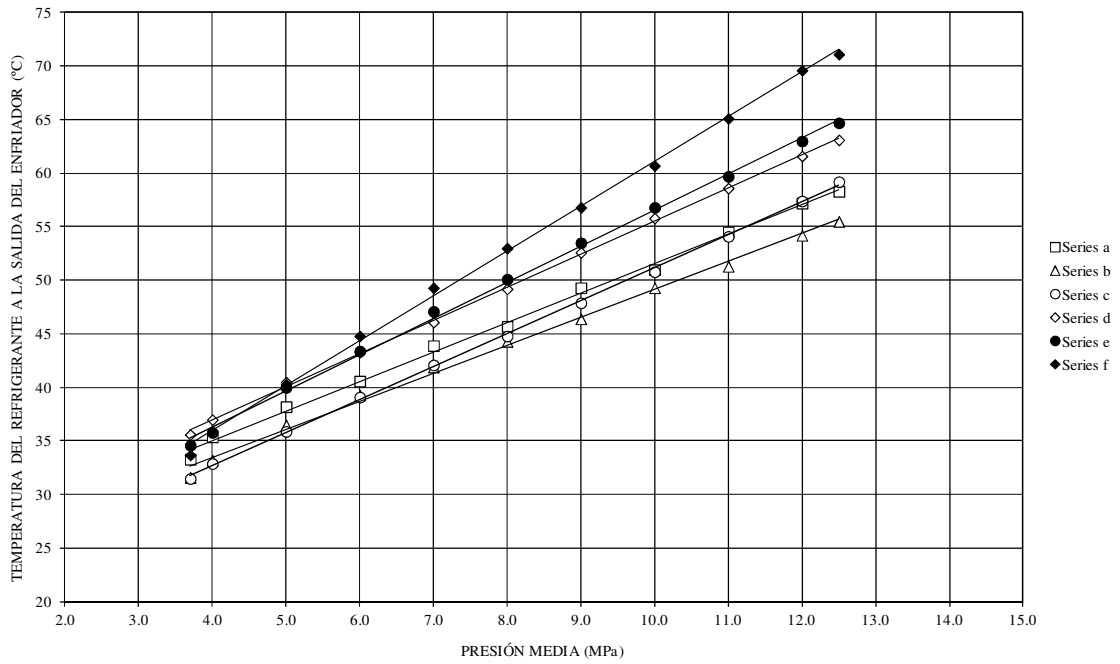
Figura 28: Potencia eléctrica en función de la presión media del gas.



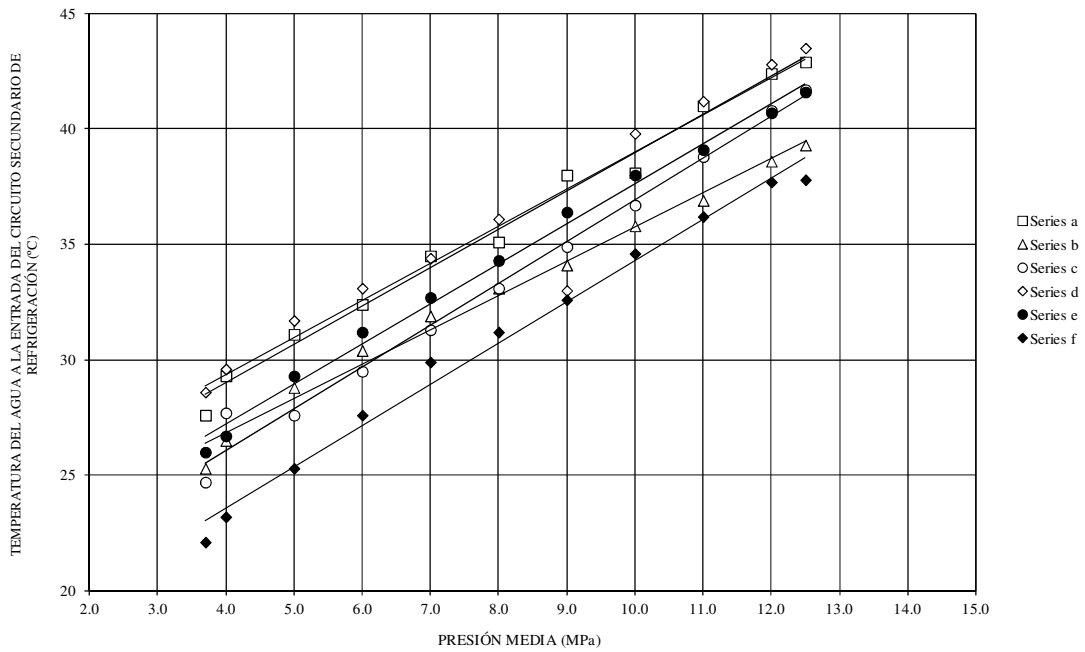
**Figura 29:** Potencia térmica en el circuito primario de refrigeración en función de la presión media del gas.



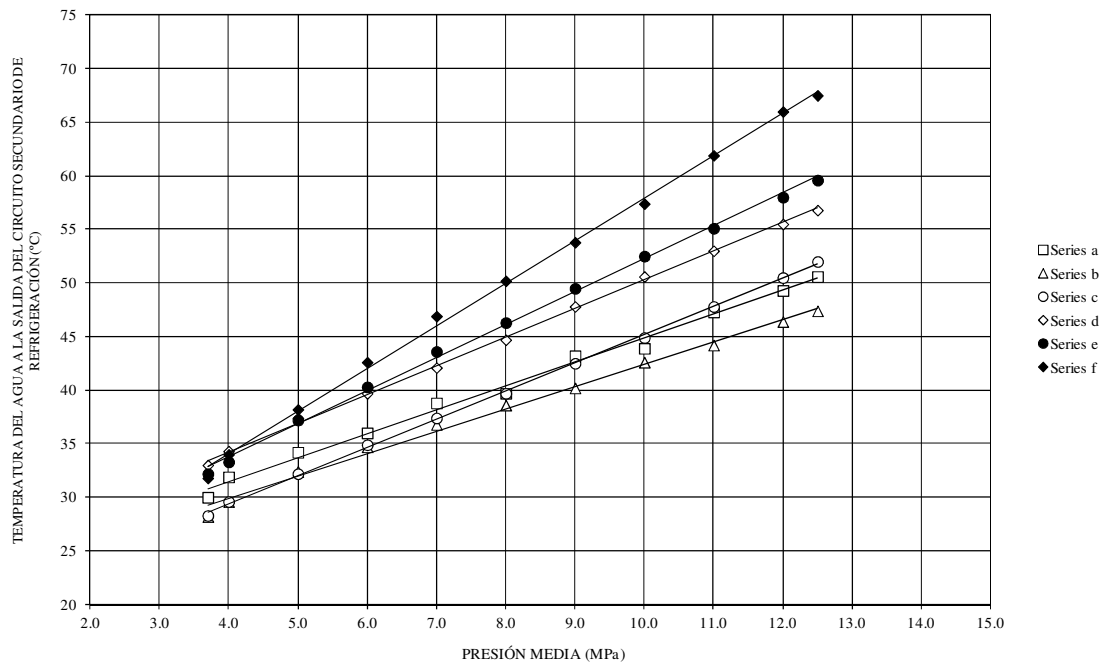
**Figura 30:** Potencia térmica de salida en el circuito secundario de refrigeración en función de la presión media del gas.



**Figura 31:** Temperatura del refrigerante a la salida del enfriador en función de la presión media del gas.



**Figura 32:** Temperatura del agua a la entrada del circuito secundario de refrigeración en función de la presión media del gas.



**Figura 33:** Temperatura del agua a la salida del circuito secundario de refrigeración en función de la presión media del gas.

### 5.2.1. Subsistema de combustión externa

El análisis de funcionamiento que se describe en las páginas siguientes necesita de un conocimiento experimental de la potencia térmica absorbida por el calentador del motor. En régimen estacionario el rendimiento del subsistema de combustión puede ser determinado a través de un balance de potencia en el volumen de control que incluye los subsistemas formados por el motor Stirling, el circuito primario de refrigeración y el alternador. Teniendo en cuenta los flujos de potencia de la Figura 26 se puede escribir:

$$\eta_{comb} P_{in} = P_e + k_L P_{in} + P_t \quad (56)$$

teniendo en cuenta que:

$$P_e = \eta_e P_{in} \quad (57)$$

$$P_t = \eta_t P_{in} \quad (58)$$

se deduce:

$$\eta_{comb} = \eta_e + k_L + \eta_t \quad (59)$$

donde el factor de pérdidas  $k_L$  se ha introducido para tener en cuenta las pérdidas de calor a través de la envolvente del volumen de control. Este factor no está disponible en los datos experimentales pero puede ser estimado de forma aproximada.

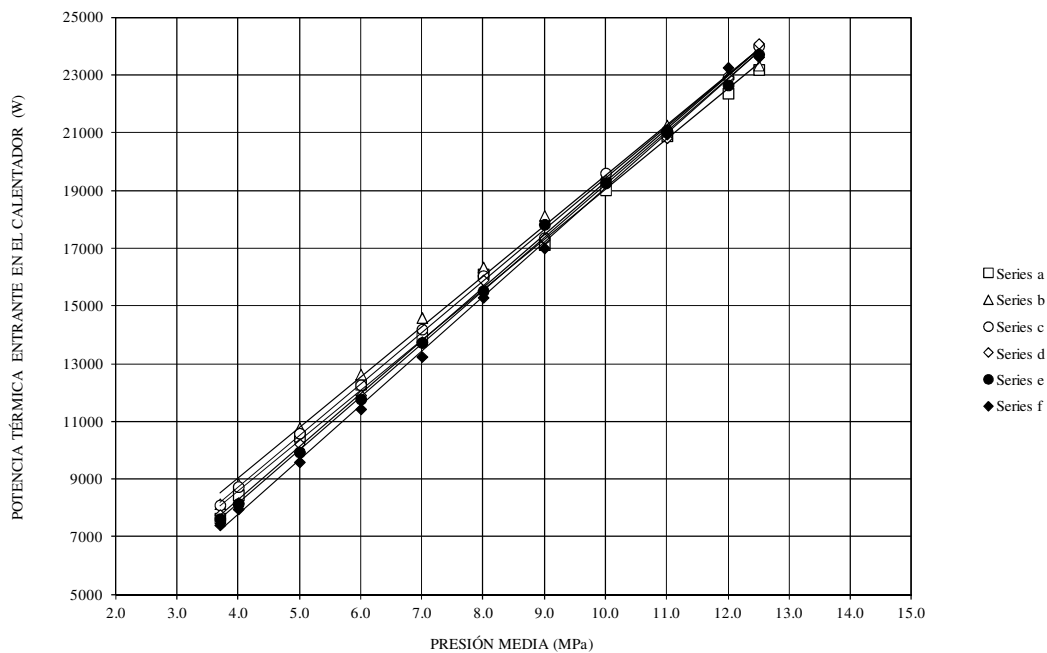
En la Tabla 5 se muestran, para cada serie de medidas, los valores medios del rendimiento de la combustión (incluyendo la transmisión de calor desde los gases de combustión al calentador del motor) y sus desviaciones típicas dentro de la serie. También se muestran los valores del factor  $k_L$  calculados con la hipótesis de que las pérdidas de calor hacia el aire ambiente se pueden modelar a través de un coeficiente de

transferencia de calor de  $10 \text{ W/m}^2\text{K}$ . Además se ha supuesto que la superficie de transferencia de calor entre la envoltura y el aire ambiente es de  $0.75 \text{ m}^2$  (Reinalter et al., 2008), que la temperatura de la carcasa es  $5^\circ\text{C}$  superior a la temperatura del fluido refrigerante a la salida del enfriador y que la temperatura ambiente es de  $20^\circ\text{C}$ .

Puede comprobarse que estas hipótesis conducen a rendimientos de la combustión ligeramente superiores al 90%, con desviaciones típicas relativamente bajas para cada serie. Se deduce que el rendimiento de la combustión es prácticamente independiente de la presión media del gas de trabajo, y por tanto de las potencias térmicas de entrada y salida del sistema. De esta forma la potencia térmica suministrada al gas de trabajo en el calentador,  $\dot{Q}_E$  es directamente proporcional a la presión media, para una misma serie de medidas (Figura 34).

**Tabla 5:** Valores de rendimiento y factor  $k_L$  para cada serie de medidas.

	Serie "a"	Serie "b"	Serie "c"	Serie "d"	Serie "e"	Serie "f"
Rendimiento medio	$0.89 \pm 0.01$	$0.92 \pm 0.02$	$0.92 \pm 0.01$	$0.90 \pm 0.02$	$0.90 \pm 0.01$	$0.89 \pm 0.03$
Factor $k_L$ medio	$0.014 \pm 0.001$	$0.013 \pm 0.001$	$0.013 \pm 0.001$	$0.015 \pm 0.001$	$0.015 \pm 0.001$	$0.017 \pm 0.001$



**Figura 34:** Potencia térmica entrante en el calentador,  $\dot{Q}_E$ , en función de la presión media del gas.

### 5.2.2. Subsistemas internos

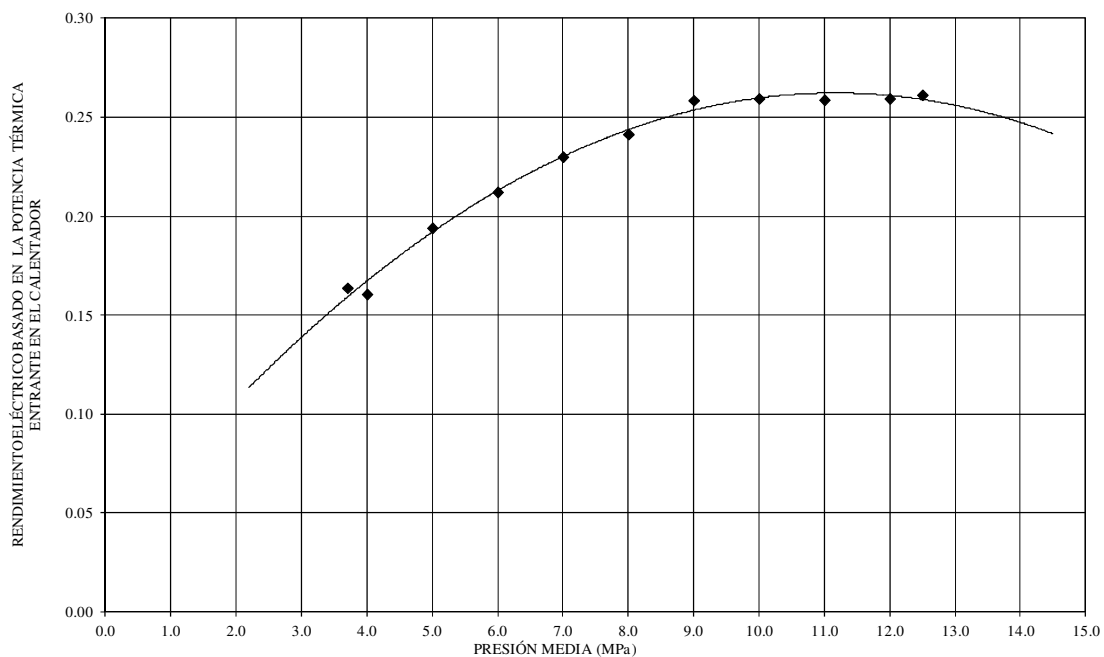
Aplicando un balance de potencia al volumen de control, puede escribirse:

$$\eta_e = \eta_{comb} \eta_{ind} \eta_{mec} \eta_{alt} \quad (60)$$



Una vez obtenido el rendimiento del subsistema de combustión, con los datos experimentales puede conocerse el rendimiento eléctrico referido a la potencia térmica que entra en el motor, es decir el producto  $\eta_{ind}\eta_{mec}\eta_{alt}$ , para cada valor de la presión media del gas de trabajo. Estos datos pueden ser utilizados como punto de partida del análisis de los distintos subsistemas del motor, con el objetivo de obtener los rendimientos de cada subsistema en función de las variables de operación más representativas, es decir, presión media, velocidad de rotación y temperaturas.

En la Figura 35 se representan los valores de dicho rendimiento eléctrico para los datos de la serie “e” de medidas, que ha sido seleccionada a modo de ejemplo. Puede observarse como el rendimiento eléctrico es superior al 26% para presiones comprendidas entre 10 y 12.5 MPa. Los datos de esta serie se muestran en la Tabla 6, con el añadido de otras 4 columnas a los datos originales de Lista (1993). Los valores de la velocidad de giro del motor son estimaciones deducidas del rango de velocidades de operación citado por los autores de las pruebas mientras que las últimas 3 columnas son consecuencia de la Ec. (49).



**Figura 35:** Rendimiento eléctrico basado en la potencia térmica entrante en el calentador en función de la presión media del gas.

**Tabla 6:** Datos experimentales de la serie “e” ( $G_w = 0.75 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $T_E = 625^\circ\text{C}$ ).

$p_m$ (MPa)	$n_s$ (rpm)	$T_C$ (°C)	$T_{hw}$ (°C)	$T_{cw}$ (°C)	$P_{ut}$ (W)	$P_e$ (W)	$P_{in}$ (W)	$\eta_t$ --	$P_t$ (W)	$\dot{Q}_E$ (W)	$k_L P_{in}$ (W)	$\eta_{comb}$ --
3.7	1505.0	34.6	32.2	26.0	5310	1250	8660	0.72	6235	7629	144	0.88
4.0	1505.4	35.8	33.3	26.7	5720	1310	9040	0.74	6690	8153	153	0.90
5.0	1506.9	40.0	37.2	29.3	6900	1930	11180	0.70	7826	9941	185	0.89
6.0	1508.4	43.4	40.3	31.2	8050	2500	13140	0.69	9067	11777	210	0.90
7.0	1509.9	47.1	43.6	32.7	9380	3160	15200	0.68	10336	13734	238	0.90
8.0	1511.4	50.1	46.3	34.3	10500	3750	17190	0.67	11517	15528	260	0.90
9.0	1512.8	53.5	49.5	36.4	11700	4610	19020	0.68	12934	17829	286	0.94
10.0	1514.3	56.8	52.5	38.0	12800	5000	21470	0.65	13956	19266	311	0.90
11.0	1515.8	59.7	55.1	39.1	14000	5450	23140	0.66	15272	21055	332	0.91
12.0	1517.3	63.0	58.0	40.7	15000	5880	24880	0.66	16421	22658	357	0.91
12.5	1518.0	64.7	59.6	41.6	15700	6200	25990	0.66	17153	23723	370	0.91

### 5.2.3. Potencia térmica que absorbe el gas de trabajo

Las curvas características del funcionamiento indicado de un motor Stirling se completan con la caracterización de la variación del rendimiento indicado en función de la velocidad.

A velocidades muy bajas el rendimiento indicado del ciclo Stirling debe tender hacia el conocido valor cuasiestático del rendimiento de Carnot, es decir:

$$\lim_{n_s \rightarrow 0} \eta_{ind} = 1 - \tau \quad (61)$$

Imponiendo esta condición al rendimiento indicado y considerando la Ec. (32) se obtiene la siguiente restricción para la potencia térmica absorbida por el gas en el calentador:

$$\lim_{n_s \rightarrow 0} \frac{\dot{Q}_E}{p_m V_{sw} n_s} = \frac{\zeta_0}{1 - \tau} \quad (62)$$

Esta limitación no había sido observada previamente y sugiere que la potencia térmica adimensional,  $\dot{Q}_E / (p_m V_{sw} n_s)$ , puede ser analizada en función de variables adimensionales que son características del funcionamiento de los motores Stirling.

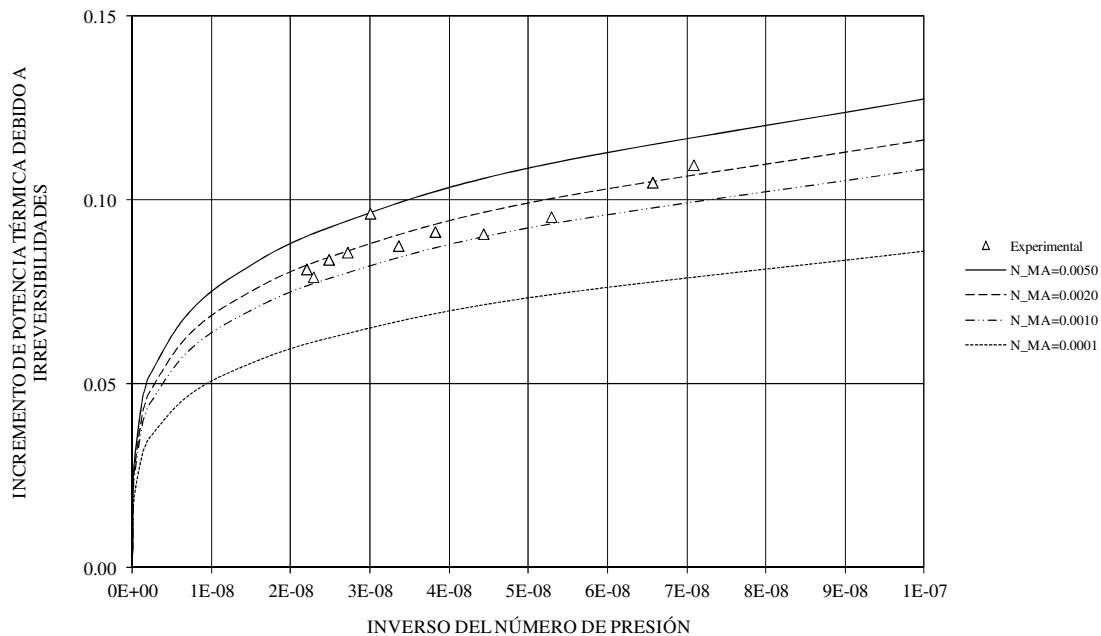
En la Tabla 7 se presentan los valores numéricos de las variables consideradas en este análisis, que se ha llevado a cabo bajo las hipótesis de temperatura de pared en los tubos del calentador,  $T_{wE} \approx 625^\circ\text{C}$  y  $T_{wC} \approx T_C$ . Tras probar con diferentes alternativas, buscando que cumplan con la condición impuesta por la Ec. (62) el mejor ajuste a los datos experimentales se obtuvo a través de la siguiente correlación, con RMSE = 4.15%:

$$\frac{\dot{Q}_E}{p_m V_{sw} n_s} = \frac{\zeta_0}{1 - \tau} + 8.871 N_{MA}^{-0.101} N_p^{-0.230} \quad (63)$$

**Tabla 7:** Valores numéricos de diferentes variables que intervienen en el análisis.

$p_m$ (MPa)	$n_s$ (rpm)	$T_C$ (°C)	$N_{SG}$ --	$N_{MA}$ --	$N_p$ --	$\zeta_0$ --	$\zeta_0/(1-\tau)$ --	$\dot{Q}_E/(p_m V_{sw} n_s)$ --
3.7	1505.0	34.6	7.75E+09	0.00182	1.41E+07	0.2058	0.313	0.4225
4.0	1505.4	35.8	8.37E+09	0.00182	1.52E+07	0.2052	0.313	0.4175
5.0	1506.9	40.0	1.05E+10	0.00181	1.89E+07	0.2029	0.311	0.4069
6.0	1508.4	43.4	1.25E+10	0.00180	2.26E+07	0.2011	0.311	0.4013
7.0	1509.9	47.1	1.46E+10	0.00179	2.62E+07	0.1991	0.309	0.4007
8.0	1511.4	50.1	1.67E+10	0.00179	2.98E+07	0.1975	0.308	0.3961
9.0	1512.8	53.5	1.87E+10	0.00178	3.33E+07	0.1957	0.308	0.4039
10.0	1514.3	56.8	2.08E+10	0.00177	3.68E+07	0.1940	0.307	0.3924
11.0	1515.8	59.7	2.29E+10	0.00176	4.04E+07	0.1924	0.306	0.3894
12.0	1517.3	63.0	2.49E+10	0.00176	4.38E+07	0.1907	0.305	0.3838
12.5	1518.0	64.7	2.59E+10	0.00175	4.55E+07	0.1899	0.304	0.3856

En la Figura 36 se muestra la comparación entre las predicciones de  $\dot{Q}_E/(p_m V_{sw} n_s) - \zeta_0/(1-\tau)$  obtenidas con la ecuación anterior, para  $N_{MA}$  constante, y los valores experimentales. Esta diferencia representa el aumento de potencia térmica que hay que suministrar al motor debido a las irreversibilidades existentes a los regímenes de giro reales del motor, alejados de las condiciones cuasiestáticas. Se ha observado que dicho aumento oscila en el rango del 7.5 al 11%, principalmente debido a las variaciones en la presión media del ciclo. Los datos experimentales presentan una tendencia próxima a la linealidad con  $N_p$ , debido a la escasa variación del  $N_{MA}$  en las series de valores.



**Figura 36:** Incremento de potencia térmica debido a irreversibilidades.

### 5.2.4. Potencia indicada

Debido a que no había datos disponibles para utilizar las Ec. (39) y (40), los coeficientes  $\Phi$  y  $\Psi$  tuvieron que ser estimados mediante programas de simulación y otros datos experimentales.

Los resultados de los programas comerciales MarWeiss (Weiss et al., 1988), Prosa (Thomas, 2003) y SNAP (Altman, 2007) fueron utilizados junto a los proporcionados por García-Granados (2009) empleando el programa recientemente desarrollado en el proyecto EuroDish para simular el funcionamiento del motor V161 funcionando con hidrógeno (García-Granados et al., 2008).

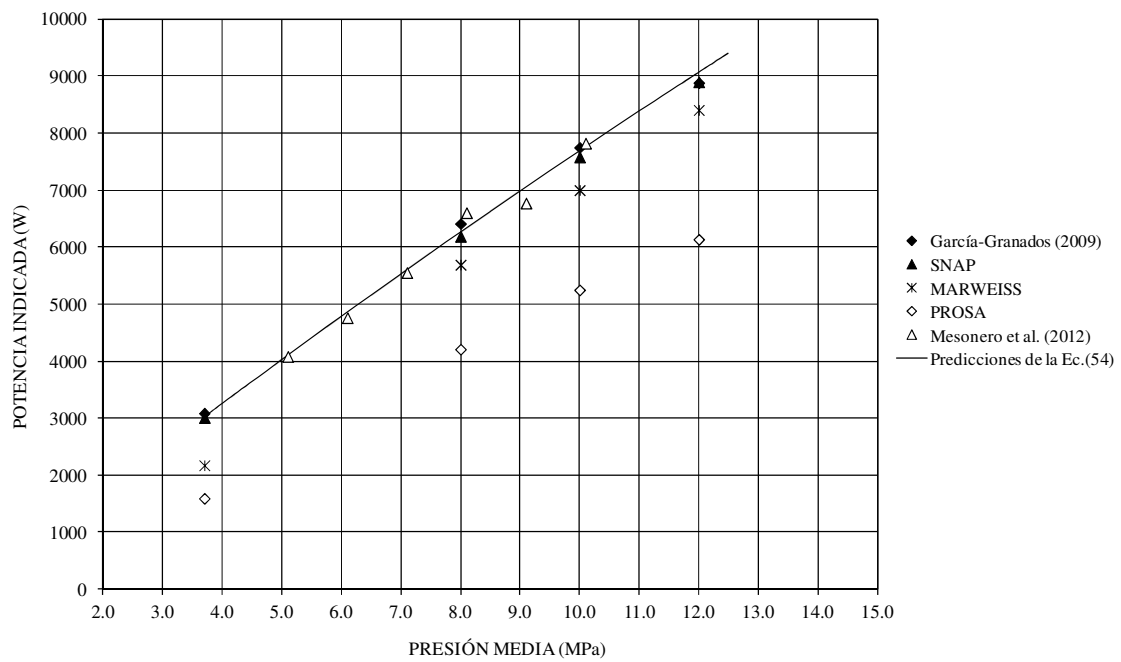
La Tabla 8 y la Figura 37 muestran la comparación entre las diferentes simulaciones para presiones medias de 3.7, 8, 10 y 12 MPa, suponiendo una temperatura de pared en el calentador de 625°C. Los valores de potencia indicada obtenidos mediante la Ec. (32) corresponden con  $\Phi = 20$  y  $\Psi = 675$ , valores que mejor se ajustan a las simulaciones de García-Granados, con diferencias porcentuales relativamente pequeñas, que se muestran en la Tabla 9. De esta forma la Ec. (32) se transforma en la siguiente expresión, en la que  $\zeta_0$  toma diferentes valores dependiendo de la temperatura del foco frío.

$$\zeta = \zeta_0 - 20N_{MA} - 675N_{MA}^2 \quad (64)$$

En los cálculos se ha supuesto que  $\Phi$  y  $\Psi$  no cambian prácticamente cuando en un motor varían la relación de temperaturas  $\tau$  y el número de presión  $N_p$ , de acuerdo con observaciones experimentales realizadas en diferentes prototipos (Prieto et al., 2000b, Prieto y Stefanovskiy, 2003). La Figura 37 también muestra como las estimaciones basadas en la Ec. (32) están de acuerdo con las medidas de potencia indicada realizadas recientemente en un V160F restaurado, instalado en los años 90 en el CEDER-Soria (Mesonero et al., 2012). Además se observa que las predicciones de SNAP son cercanas a las del código de García-Granados, mientras que PROSA y MarWeiss tienen mayores diferencias.

**Tabla 8:** Comparación de estimaciones de potencia indicada mediante diferentes programas.

$p_m$ (MPa)	$n_s$ (rpm)	Eq.(54) (W)	MarWeiss (W)	PROSA (W)	SNAP (W)	Ref.(FGG) (W)	error (%)
3.7	1505.0	3017	2172	1592	3010	3085	2.2%
4.0	1505.4	3253					
5.0	1506.9	4019					
6.0	1508.4	4780					
7.0	1509.9	5521					
8.0	1511.4	6259	5690	4208	6187	6410	2.4%
9.0	1512.8	6976					
10.0	1514.3	7683	6998	5247	7579	7747	0.8%
11.0	1515.8	8380					
12.0	1517.3	9060	8403	6134	8896	8880	-2.0%
12.5	1518.0	9398					



**Figura 37:** Predicciones de potencia indicada de diferentes programas.

Los datos de Mesonero et al. (2012) se han obtenido en el Banco de Ensayos de Motores Stirling (Figura 38) desarrollado por la Fundación Tekniker en colaboración con el CEDER-Soria.



**Figura 38:** Banco de Ensayos de Motores Stirling, en las instalaciones del CEDER, Soria. (Imagen cedida por la Fundación Tekniker).

El motor restaurado proviene de los desarrollos de USAB, a partir de licencias de Philips, es decir es una máquina que tiene detrás décadas de investigación y trabajo de desarrollo. Sin embargo el simple hecho de desmontar y volver a montar el motor es una tarea muy delicada. Además la unidad probada en Soria había estado almacenada sin funcionar desde los años 90, y cuando el equipo de investigadores de la Fundación Tekniker se hizo cargo del motor, no estaba en condiciones de funcionar. Ha sido necesario desmontar, limpiar y reparar el motor a fondo hasta conseguir su rehabilitación.

Volver a poner en funcionamiento esta máquina no fue tarea fácil, ni siquiera para el personal altamente cualificado de un centro tecnológico acostumbrado a manejar máquinas de todo tipo y expertos en mecatrónica de precisión. Fue necesario más de un año de trabajo descubriendo lo difícil que es conseguir estanqueidad con helio a altas presiones, o lo importante que es la limpieza, recomendándose el montaje de los componentes en sala blanca (Mesonero et al., 2013). Tras su rehabilitación el motor se integró en el banco de ensayos para ser sometido a pruebas de caracterización.

El dispositivo experimental utilizado permite caracterizar un motor Stirling y todos sus subsistemas asociados, de acuerdo con la Figura 26. A continuación se comentan las variables medidas y/o calculadas para evaluar los diferentes subsistemas del equipo:

a) Subsistema de combustión

El calentamiento del motor se realiza mediante un generador de aire caliente que utiliza gas natural como combustible. La energía aportada por el sistema de combustión al gas de trabajo se ha evaluado a través de un balance entálpico en la corriente de gases que circulan alrededor del calentador. Un caudalímetro mide el caudal de aire que entra en el quemador, y esta medida se corrige teniendo en cuenta la combustión de gas natural que ocurre en la cámara de combustión. La temperatura de los gases de combustión se mide por medio de 4 termopares tipo K en cada una de las secciones de entrada y salida del calentador. Los valores de calor específico de los gases de combustión han sido proporcionados por el fabricante del generador de aire caliente.

b) Subsistema del gas de trabajo

Para caracterizar el comportamiento del gas de trabajo se ha calculado la potencia indicada del motor, basándose en medidas de la presión mediante un transductor de presión y las curvas de volúmenes de los diferentes espacios del motor que pueden ser obtenidas de forma analítica al utilizar un accionamiento biela-manivela. El sensor de presión se ha colocado en la parte fría del motor. Además es necesario tener un encoder que permita asociar cada medida de presión con la posición del cigüeñal, definiendo el ciclo termodinámico.

c) Subsistema del accionamiento mecánico

El mecanismo de accionamiento se puede caracterizar a través de su rendimiento mecánico. Para obtener este valor es necesario conocer la potencia al freno del motor, y realizar el cociente con la potencia indicada calculada anteriormente. La potencia al freno se obtiene como producto del par entregado y la velocidad angular a la que se entrega. El par se mide fácilmente con un transductor de par colocado en el eje del motor, entre el motor Stirling y el generador eléctrico. Para la medida de velocidad se utiliza el mismo encoder que sirve para determinar la posición angular del cigüeñal.

## d) Subsistema eléctrico

La potencia eléctrica suministrada por el equipo se obtiene midiendo las tensiones y corrientes del sistema trifásico. El punto de medida de dichas variables eléctricas se hace después de una primera etapa electrónica que permite adaptar la salida del generador para ser inyectada a la red eléctrica.

## e) Subsistema de refrigeración

La potencia térmica disipada por el motor Stirling se calcula como la potencia térmica transferida al líquido refrigerante en el enfriador. Para ello se determina el caudal de refrigerante con un caudalímetro volumétrico y la temperatura a la entrada y salida del enfriador se mide con dos sondas PT100. Las propiedades térmicas del refrigerante se conocen en función de su temperatura.

### 5.2.5. Pérdidas mecánicas y el rendimiento del alternador

Una vez obtenida la potencia indicada, y por tanto el rendimiento indicado  $\eta_{ind}$ , queda determinado el producto entre el rendimiento del alternador y el rendimiento mecánico. Para obtener por separado cada uno de ellos se han obtenido mediante iteración numérica los coeficientes de la Ec. (52) que permite estimar las pérdidas mecánicas para el motor V160. Conocidas las pérdidas mecánicas se deduce el rendimiento mecánico y posteriormente el rendimiento del alternador.

Dichos coeficientes se han obtenido de forma que conducen a la mejor correlación entre los valores de  $\eta_{alt}$  obtenidos y los siguientes datos previos disponibles:

- El rendimiento del alternador de la unidad V160F instalada en el CEDER-CIEMAT en los años 90 es del orden del 92%, para una potencia eléctrica de 9 kW a unas 1500 rpm y está comprendido entre 75-80% para “bajas potencias” (Martínez et al., 1996).
- La reciente restauración de esta unidad ha permitido obtener medidas del rendimiento del alternador que eliminan la imprecisión de la información anterior a bajas potencias Mesonero et al. (2012).
- Un rendimiento del 92.5% para una potencia eléctrica de 10850 W fue estimado por Reinalter et al. (2008), en un alternador similar acoplado a una unidad SOLO V161 instalada en el laboratorio CNRS-PROMES de Odeillo, Francia, dentro del proyecto EnviroDish.

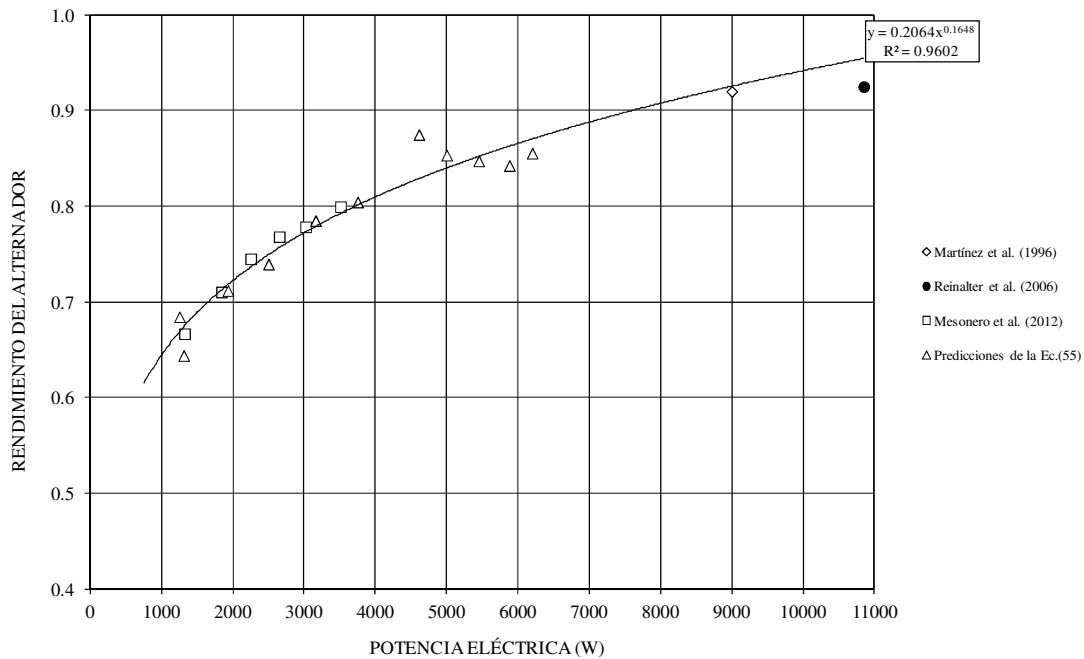
La Tabla 9 y la Figura 39 resumen los resultados de la mejor correlación obtenida para el conjunto de datos del rendimiento del alternador, que puede ser expresado a través de la siguiente expresión suponiendo una viscosidad del lubricante  $\mu_L = 0.3 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ .

$$\zeta_{mec} = 0.50 N_p^{-0.139} e^{-7.25 \cdot 10^{10} (\mu/\mu_L)^{0.02} / N_{SG}} + 0.58 N_p^{-0.199} + 2.99 \cdot 10^8 N_p^{0.008} / N_{SG} \quad (65)$$

Es necesario destacar que en la correlación anterior no se ha considerado  $N_m$  entre las variables, por lo que algunos de los coeficientes numéricos de dicha ecuación en realidad dependen de este parámetro. Sin embargo, para los objetivos de este análisis se ha considerado aceptable este procedimiento simplificado.

**Tabla 9:** Resultados numéricos del análisis del motor V160.

$p_m$ (MPa)	$n_s$ (rpm)	$T_C$ (°C)	$N_p$ --	$N_{SG}$ --	$1/N_{SG}$ --	$\zeta_{mec}$ --	$P_{mec}$ (W)	$P_B$ (W)	$\eta_{mec}$ --	$\eta_{alt}$ --
3.7	1505.0	34.6	1.41E+07	7.75E+09	1.29E-10	0.066	1191	1826	0.605	0.684
4.0	1505.4	35.8	1.52E+07	8.37E+09	1.19E-10	0.062	1218	2035	0.626	0.644
5.0	1506.9	40.0	1.89E+07	1.05E+10	9.56E-11	0.054	1308	2711	0.675	0.712
6.0	1508.4	43.4	2.26E+07	1.25E+10	7.98E-11	0.048	1399	3381	0.707	0.739
7.0	1509.9	47.1	2.62E+07	1.46E+10	6.85E-11	0.044	1495	4026	0.729	0.785
8.0	1511.4	50.1	2.98E+07	1.67E+10	6.00E-11	0.041	1597	4662	0.745	0.804
9.0	1512.8	53.5	3.33E+07	1.87E+10	5.33E-11	0.039	1706	5270	0.755	0.875
10.0	1514.3	56.8	3.68E+07	2.08E+10	4.81E-11	0.037	1823	5860	0.763	0.853
11.0	1515.8	59.7	4.04E+07	2.29E+10	4.37E-11	0.036	1948	6432	0.768	0.847
12.0	1517.3	63.0	4.38E+07	2.49E+10	4.01E-11	0.035	2080	6979	0.770	0.842
12.5	1518.0	64.7	4.55E+07	2.59E+10	3.85E-11	0.035	2149	7248	0.771	0.855

**Figura 39:** Rendimiento del alternador para el motor V160.

De la Figura 39 se deduce que la correlación predice un rendimiento del alternador de aproximadamente un 90% para una potencia eléctrica de 7550 W, comparable con el valor de 85% estimado (García-Granados et al., 2008) para el alternador similar del EuroDish SOLO V161 instalado en la Universidad de Sevilla dentro del proyecto EnviroDish.

### 5.2.6. Discusión

La Figura 40 muestra los diversos tipos de rendimiento del motor V160 en función del número adimensional característico de la presión. Cuando se representan gráficos de rendimiento o potencia de un motor Stirling, es conveniente especificar no sólo las variables de funcionamiento sino también los parámetros que se mantienen



constantes en las curvas características. En este caso, la frecuencia de giro es aproximadamente constante, pero la relación de temperaturas varía casi un 10% entre los puntos de menor y mayor presión de cada línea.

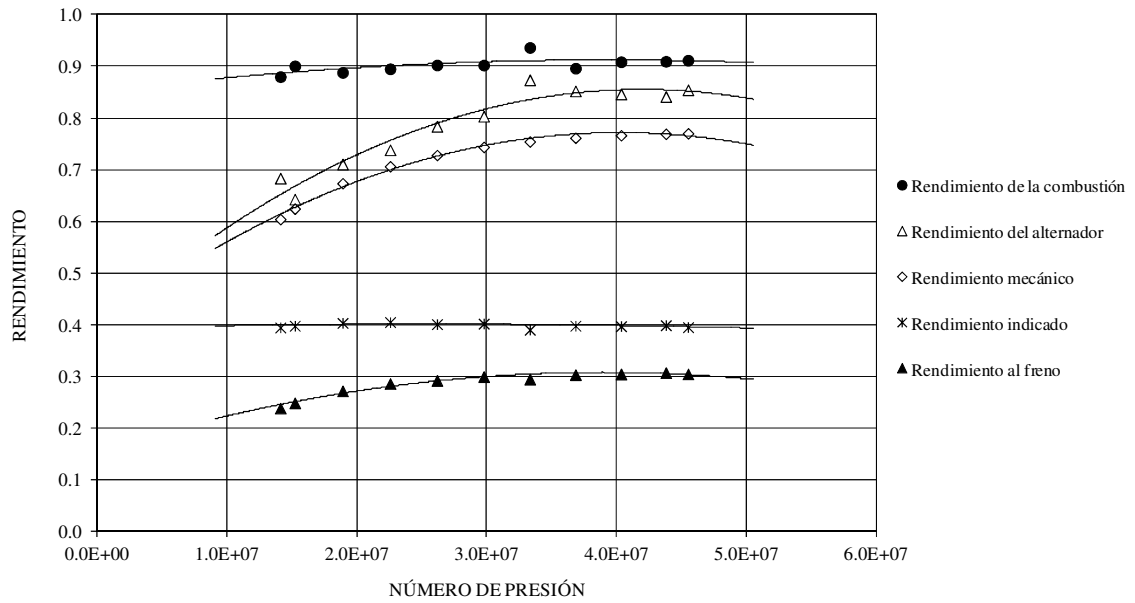
Además de lo ya comentado respecto del rendimiento del sistema de combustión y del rendimiento del alterador, se observa que el rendimiento indicado es prácticamente igual al 40% con independencia del valor de  $N_p$ , que está influido por las dos variables de control ( $p_m$  y  $T_C$ ). También es evidente que el rendimiento al freno presenta variaciones pequeñas para presiones medias y altas, donde alcanza valores ligeramente superiores al 30%. Con respecto al rendimiento mecánico, parece que hasta el momento no ha sido observado que el motor V160 alcanza valores relativamente altos con respecto a otros prototipos, del orden del 77% en las proximidades del funcionamiento nominal de la serie experimental analizada, lo que no había sido destacado hasta el momento.

La Figura 41 muestra que los rendimientos presentan mayores variaciones con respecto a la frecuencia de giro, cuando se mantienen constantes la relación de temperaturas y la presión media. Los datos experimentales no permiten corroborar las líneas de tendencia a muy bajas velocidades, pero la figura indica que el motor podría tener, por ejemplo, un incremento del orden del 13% en el rendimiento al freno operando a 1000 rpm, lo que puede ser interesante desde el punto de vista de eventuales sistemas de control con regulación de velocidad.

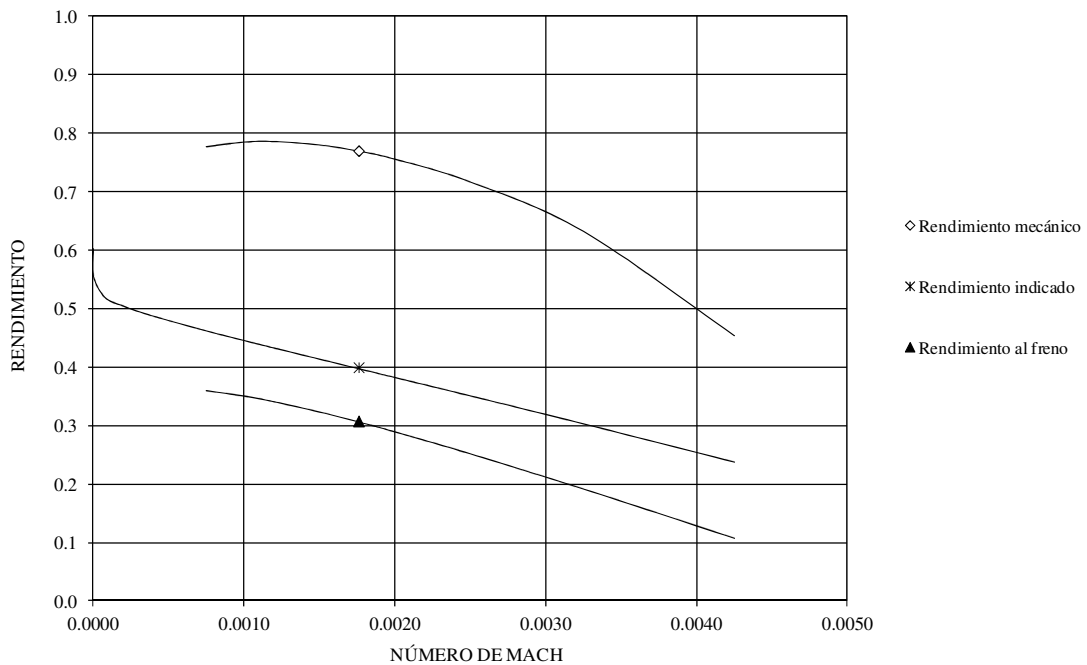
La Figura 42 y la Figura 43 representan las curvas de potencia adimensional en las mismas condiciones supuestas para las anteriores curvas características de rendimientos. Dado que la potencia adimensional es proporcional al par motor, este tipo de curvas no sólo tienen interés para análisis de potencia sino también desde el punto de vista de la estabilidad operativa.

En resumen, los modelos de curvas características de rendimiento y de potencia adimensional se pueden ajustar a los datos experimentales del motor V160 con un grado de precisión aceptable. Estos modelos permiten analizar la influencia de cada parámetro de operación que haya sido seleccionado como variable, especialmente si se mantienen constantes los restantes parámetros. Con el procedimiento se puede evaluar el margen de mejora posible para cada subsistema.

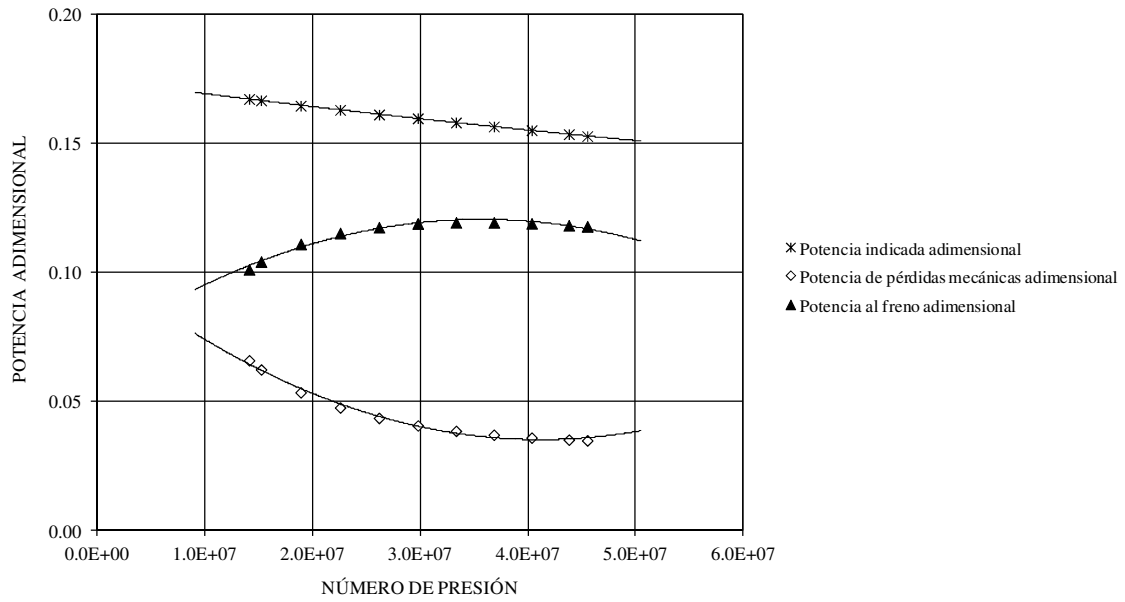
Las ecuaciones analíticas de este tipo de modelos no suelen ser lineales, pero presentan las ventajas de estar justificadas por conceptos físicos y tener menos coeficientes numéricos que los modelos matriciales desarrollados recientemente bajo patrocinio de la Agencia Internacional de la Energía (Lombardi et al., 2010).



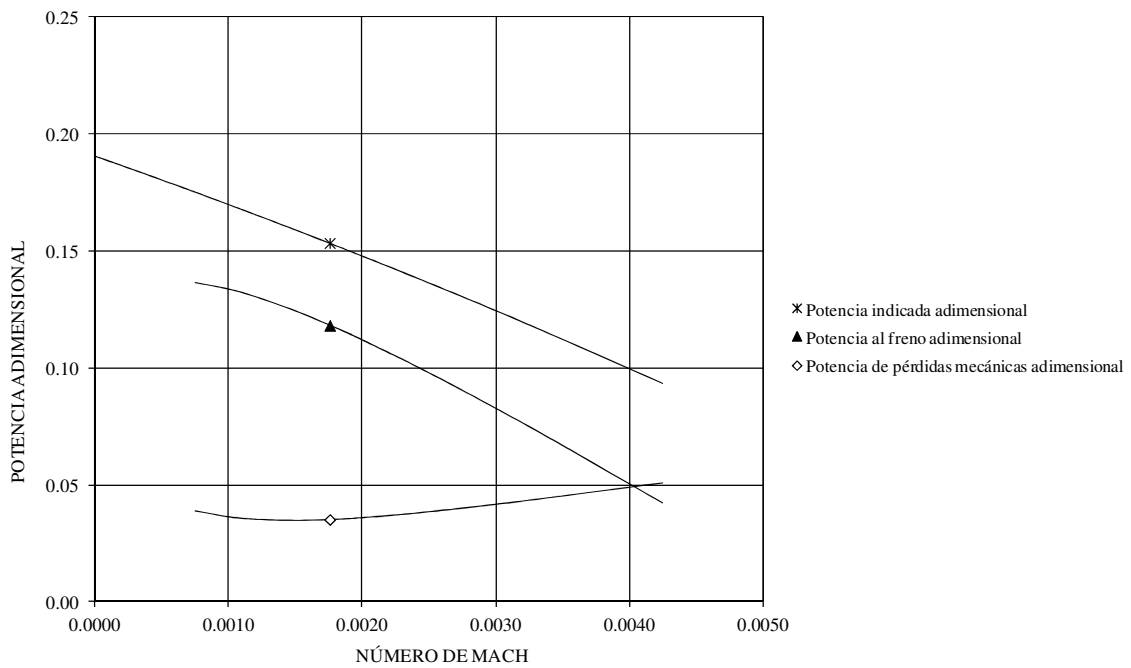
**Figura 40:** Rendimientos del motor V160 en función de  $N_p$ , con helio a  $0.342 \leq \tau \leq 0.376$  y  $N_{MA} \approx 0.0018$ .



**Figura 41:** Rendimientos del motor V160 en función de  $N_{MA}$ , con helio a  $\tau \approx 0.374$  y  $N_p = 4.38 \cdot 10^7$ .



**Figura 42:** Potencias adimensionales del motor V160 en función de  $N_p$ , con helio a  $0.342 \leq \tau \leq 0.376$  y  $N_{MA} \approx 0.0018$ .



**Figura 43:** Potencias adimensionales del motor V160 en función de  $N_{MA}$ , con helio a  $\tau = 0.374$  y  $N_p = 4.38 \cdot 10^7$ .

La utilización de variables adimensionales presenta la ventaja adicional de facilitar la generalización de resultados a otros motores empleando criterios de semejanza dinámica. En este sentido, los valores de  $\eta_e^*$  mostrados en la Figura 35 están de acuerdo con el valor de 26.5% estimado para una unidad V161 trabajando con hidrógeno a la presión media de 11.22 MPa (García-Granados et al., 2008). Este resultado puede ser interpretado como una consecuencia de la semejanza entre ambos motores, sin embargo el motor V161 presenta diferencias geométricas sobre todo en el calentador, causadas por la adaptación a un sistema de aporte energético basado en energía solar.

Además el uso de gases diferentes causa que los números adimensionales característicos del punto de operación sean ligeramente distintos. Estas diferencias impiden mantener las condiciones de semejanza dinámica, con influencia tanto en la potencia indicada como en el rendimiento indicado.

La Tabla 10 permite comparar las características geométricas de los intercambiadores de calor de ambos motores, que son influyentes en su potencia y rendimiento indicados. Como se dijo anteriormente, los datos del motor V160 son los que figuran en el software PROSA 2.4, mientras que los del V161 corresponden a medidas realizadas en las unidades instaladas en la Universidad de Sevilla (García-Granados, 2009) y en Odeillo (Nepveu et al., 2008). Los 24 tubos de 240 mm de longitud del calentador del motor V160 fueron sustituidos por 78 tubos de 320 mm y menor diámetro en el receptor solar del motor V161, con las ventajas de lograr un calentador con más del doble de superficie de intercambio de calor y favorecer una distribución uniforme de temperatura, pero con los inconvenientes de aumentar el volumen muerto y disminuir la relación entre el radio hidráulico y la longitud. En el enfriador y en el regenerador no existen diferencias, excepto en la porosidad del regenerador que ocasiona diferencias en los volúmenes muertos de dicho intercambiador.

**Tabla 10:** Características principales de los motores V160 y V161.

MOTOR	V160E	V161
Configuración	<i>alpha</i>	<i>alpha</i>
Nº cilindros	2 en V	2 en V
Gas	Helio / Hidrógeno	Helio / Hidrógeno
<b>CILINDROS</b>		
$D_E$ (mm)	68	68
$D_C$ (mm)	68	68
$s_E$ (mm)	44	44
$s_C$ (mm)	44	44
$\alpha$ (deg)	105	105
$V_{sw}$ (cc)	194.6	194.6
<b>CALENTADOR</b>		
	Tubos	Tubos
$n_{xE}$	24	78
$L_{xE}$ (mm)	240	320
$d_{xE}$ (mm)	3	1.8
$V_{dxE}$ (cc)	40.72	63.52
<b>ENFRIADOR</b>		
	Tubos	Tubos
$n_{xC}$	302	302
$L_{xC}$ (mm)	88	88
$d_{xC}$ (mm)	1.25	1.25
$V_{dxC}$ (cc)	32.61	32.61
<b>REGENERADOR</b>		
$L_R$ (mm)	30.6	30
$r_{hR}$ (mm)	0.0196	0.0279
$d_w$ (mm)	0.05	0.05
$V_{dxR}$ (cc)	63.86	68.68

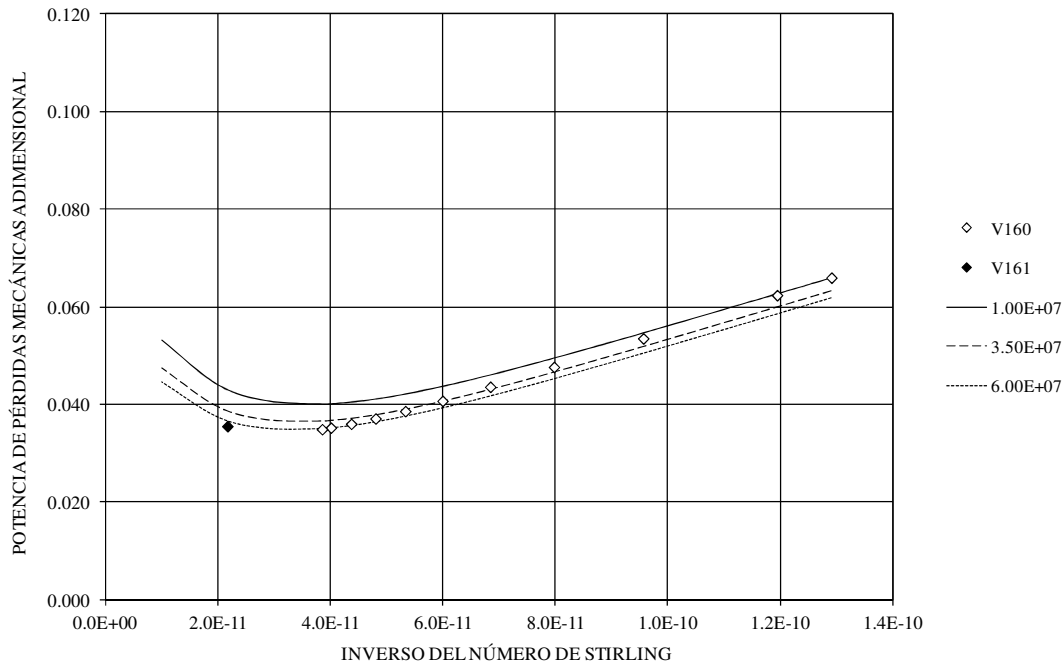
En la Tabla 11 se muestran los valores adimensionales de las variables que definen los intercambiadores y que son influyentes en el cálculo de  $\zeta_0$ ,  $\Phi$  y  $\Psi$ .

**Tabla 11:** Características adimensionales de los intercambiadores de los motores V160 y V161.

	$V_{sw}$	$\frac{V_{dxE}}{V_{sw}}$	$\frac{V_{dR}}{V_{sw}}$	$\frac{V_{dxC}}{V_{sw}}$	$\sum \mu_{dx}$	$\frac{r_{hxE}}{L_{xE}}$	$\frac{r_{hR}}{L_R}$	$\frac{r_{hxC}}{L_{xC}}$	$\mathbb{I}_V$	$\frac{A_{wxE}}{V_{sw}^{2/3}}$	$\frac{A_{wR}}{V_{sw}^{2/3}}$	$\frac{A_{wC}}{V_{sw}^{2/3}}$
(cm <sup>3</sup> )	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--
V160	194.55	0.209	0.328	0.190	1.729	0.00313	0.00064	0.00313	0.61	16.169	972.766	35.322
V161	194.55	0.326	0.353	0.190	2.005	0.00141	0.00093	0.00313	0.69	42.038	735.239	35.322

Una potencia indicada de 13670 W y un rendimiento indicado del 48% fueron calculados para el motor SOLO V161 del proyecto EnviroDish, operando con hidrógeno a  $p_m = 11.22$  MPa y una temperatura de pared en el calentador de unos 732°C (García-Granados et al., 2008). Los autores cuestionan la validez del rendimiento mecánico, que habría de ser igual al 64.9% para alcanzar la potencia eléctrica medida de 7550 W con un rendimiento del alternador estimado del 85%.

Como se dice a continuación, tal rendimiento mecánico parece bajo, pues los motores V160 y V161 analizados tienen mecanismos de accionamiento similares, y el modelo de la Ec. (65) pronostica para el punto de operación del motor V161 unas pérdidas mecánicas que habrían de ser del mismo orden que las del V160 a presiones altas (Figura 44). Por otro lado, la incoherencia parece aún más evidente si se tiene en cuenta que la Figura 39 predice un rendimiento del alternador del orden del 90%.



**Figura 44:** Pérdidas mecánicas adimensionales en función del inverso de  $N_{SG}$ , con  $N_p$  como parámetro.

El modelo de la Ec. (32) proporciona argumentos para analizar si el motor V161 debe producir una potencia indicada menor que el resultado de 13670 W predicho por el programa de simulación, y por tanto debe alcanzar mayor rendimiento mecánico.

En primer lugar, con los datos geométricos de la Tabla 11 y con los parámetros correspondientes al punto de funcionamiento considerado, que figuran en la Tabla 12, el valor de  $\zeta_0$  que se obtiene para el motor V161 es mayor que los obtenidos para el V160 a presiones altas.

**Tabla 12:** Análisis de potencia indicada para el motor V161.

$p_m$	$n_s$	$N_{MA}$	$N_{SG}$	$N_p$	$T_C$	$\zeta_0$
(MPa)	(rpm)	--	--	--	(°C)	--
11.22	1523	0.00128	4.61E+10	5.87E+07	55.3	0.2019

Por otro lado, es de esperar que los coeficientes de pérdidas  $\Phi$  y  $\Psi$  sean menores para el motor V161 con hidrógeno que para el V160 con helio, pues la siguiente relación fue observada en el funcionamiento del motor GPU-3 con ambos gases (Prieto et al., 1997):

$$\frac{\Phi, \Psi(\text{H}_2)}{\Phi, \Psi(\text{He})} \approx \frac{46}{50} = 0.92 \quad (66)$$

Asimismo, las diferencias entre los coeficientes  $\Phi$  y  $\Psi$  de los motores V160 y V161 pueden ser debidas a causas geométricas. Como muestra la Tabla 6, la relación  $r_{hr}/L_R$  y la porosidad del regenerador son, respectivamente, 45.3% y 13.1% mayores en el motor V161 que en el V160. Dado que usualmente las pérdidas de potencia indicada son un orden de magnitud mayores en el regenerador que en los restantes intercambiadores de calor (Organ, 2007), coeficientes de pérdidas inferiores a los estimados para el motor V160 son esperables para el motor V161. Pero ni siquiera con coeficientes de pérdidas nulos se alcanzarían 13670 W aplicando la Ec. (32).

Sea cual sea el origen de las discrepancias, puede comprobarse que, aceptando el modelo de la Ec. (65) para el motor V161, se obtiene  $P_{mec} \approx 1970$  W, así como  $P_B \approx 8389$ W, suponiendo  $\eta_{alt} \approx 90\%$ . Por tanto, resultaría  $P_{ind} \approx 10359$  W y  $\eta_{mec} \approx 81\%$ .

La Ec. (32) se ajusta a este cálculo de potencia indicada para  $\Phi \approx 13$  y  $\Psi \approx 440$ , lo que conduce a  $N_{MA,max} \approx 0.0060$ . Este valor de  $N_{MA,max} \approx 0.0060$  excede los resultados observados hasta el momento para otros motores, e indica que el circuito de gas del motor V161 tiene un grado de desarrollo avanzado, aunque la potencia indicada sea inferior al resultado del programa de simulación citado. Mayores coeficientes de pérdidas darían lugar a menor potencia indicada, pero en tal caso el rendimiento mecánico o el rendimiento del alternador habrían de ser aún mayores.

La posibilidad de alcanzar el valor de  $N_{MA,max} \approx 0.0060$  puede ser evaluada mediante los experimentos llevados a cabo en el proyecto EnviroDish en Odeillo, ya que los coeficientes  $\Phi$  y  $\Psi$  varían poco con los cambios en las temperaturas y la presión media. En dicho proyecto se midió una potencia eléctrica del orden de 10850 W con una irradiancia solar directa sobre superficie perpendicular a los rayos solares de 906 W/m<sup>2</sup> y una temperatura ambiente de -5°C (Reinalter et al., 2008). El punto de funcionamiento no ha sido publicado por los autores, pero los datos facilitados por Nepveu et al. (2009) permiten deducir las temperaturas de pared de los intercambiadores, siendo de 780°C en el calentador y de 40°C en el enfriador, mientras que la presión media es de 14 MPa.

Sustituyendo los valores  $N_{SG} \approx 5.72 \cdot 10^{10}$  y  $N_p \approx 7.29 \cdot 10^7$  en la Ec. (65) se obtiene  $P_{mec} \approx 2517$  W para esas condiciones de operación. Asimismo, si se admite un  $\eta_{alt} \approx 92.5\%$  resulta  $P_{ind} \approx 14247$  W, y consecuentemente un  $\eta_{mec} \approx 82\%$ .

Por otro lado, el trabajo indicado cuasiestático adimensional para dichas condiciones de funcionamiento resulta ser de  $\zeta_0 \approx 0.2172$ , y con la Ec. (32) se obtiene una  $P_{ind} \approx 13884$  W, a 1530 rpm utilizando los coeficientes de pérdidas obtenidos para el motor instalado en Sevilla ( $\Phi \approx 13$  y  $\Psi \approx 440$ ).

La diferencia de un 2.6% en los cálculos de potencia indicada puede ser atribuida a pequeños errores en los datos experimentales o más probablemente en las estimaciones del rendimiento del alternador y los coeficientes de pérdidas adimensionales. Sin embargo se puede decir que las estimaciones son suficientemente próximas a los datos experimentales y que los datos medidos en Odeillo son consistentes con valores de  $N_{MA,max} \approx 0.0060$  o ligeramente superiores.

Así pues la potencia indicada del V161 puede superar los 13670 W estimados por el programa de García-Granados, pero no para las condiciones de funcionamiento que el motor tuvo en Sevilla. No parece probable que la discrepancia sea debida a un defecto importante del programa, ya que en las secciones anteriores se mostró que las predicciones de dicho código son compatibles con los datos experimentales del motor V160. Posiblemente la causa de error son los datos geométricos asumidos en la simulación del V161. Por ejemplo, García-Granados et al. (2008) asumen datos geométricos facilitados por Organ (1997) que son del motor V160. Dichos datos son de una versión que tiene un volumen muerto en el calentador inferior al especificado en la Tabla 11 para el motor V160, y lo que es más importante, con un mecanismo de accionamiento que genera un ángulo de desfase de  $90^\circ$ , modificando los volúmenes instantáneos y la cilindrada del motor,  $V_{sw} = 225 \text{ cm}^3$  en lugar de  $194.6 \text{ cm}^3$ .

De todas maneras, lo que sí se puede decir es que tanto el motor V160 como el V161 son unidades con un elevado grado de desarrollo, como queda evidenciado por los rendimientos elevados que tienen en cada subsistema.

### 5.3. CURVAS CARACTERÍSTICAS DEL MOTOR V160

Después del análisis realizado del motor V160, mediante las Ec. (32) y (65) es posible hacer una estimación de sus curvas características de funcionamiento. A modo de ejemplo se ha realizado una comparación de dicho motor funcionando con hidrógeno y helio como gases de trabajo a las presiones medias de 80, 120 y 150 bar. Para el funcionamiento con hidrógeno los coeficientes de pérdidas adimensionales se han estimado con la relación de la Ec. (66).

Las temperaturas del foco caliente analizadas han sido  $625^\circ\text{C}$  y  $800^\circ\text{C}$ . En todos los casos se ha considerado una temperatura del foco frío de  $40^\circ\text{C}$ . Las figuras siguientes resumen el análisis realizado, comparando las prestaciones del motor con ambos gases de trabajo.

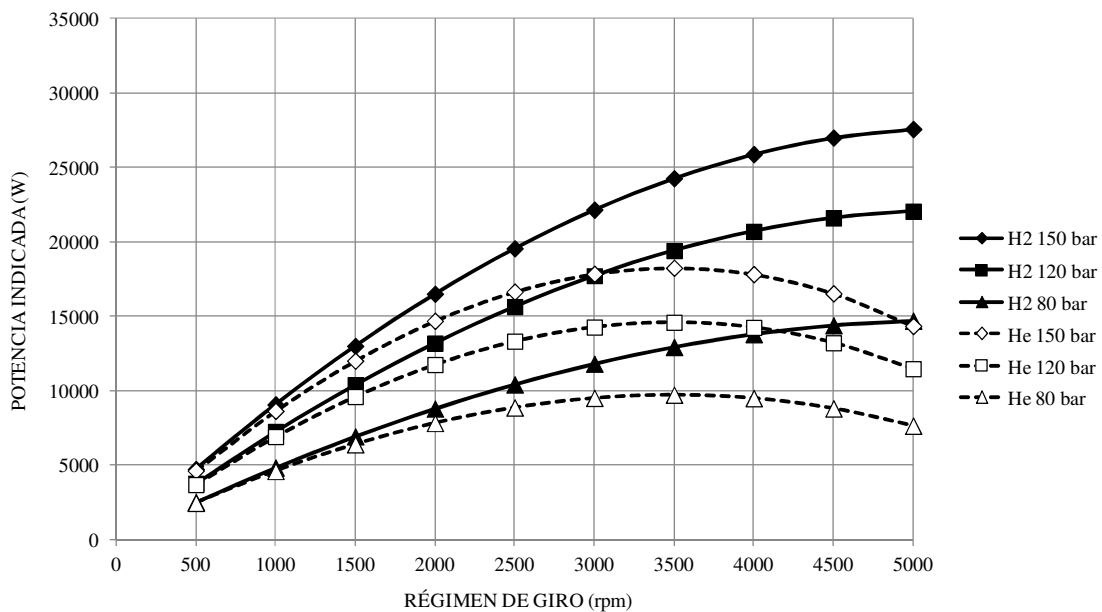


Figura 45: Potencia indicada en función de la velocidad con  $T_E = 625^\circ\text{C}$ .



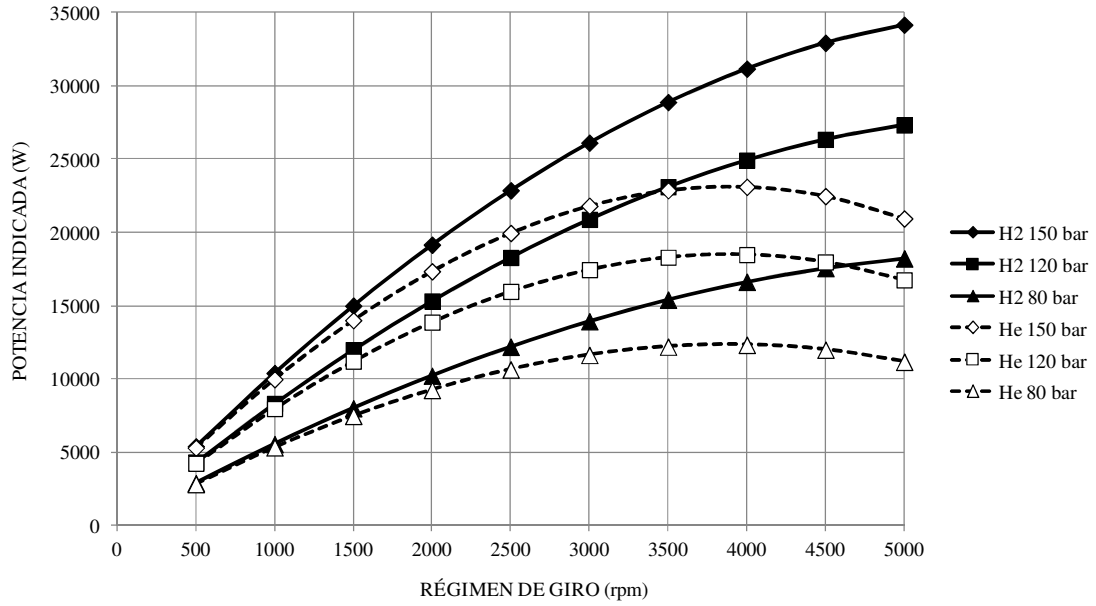


Figura 46: Potencia indicada en función de la velocidad con  $T_E = 800^\circ\text{C}$ .

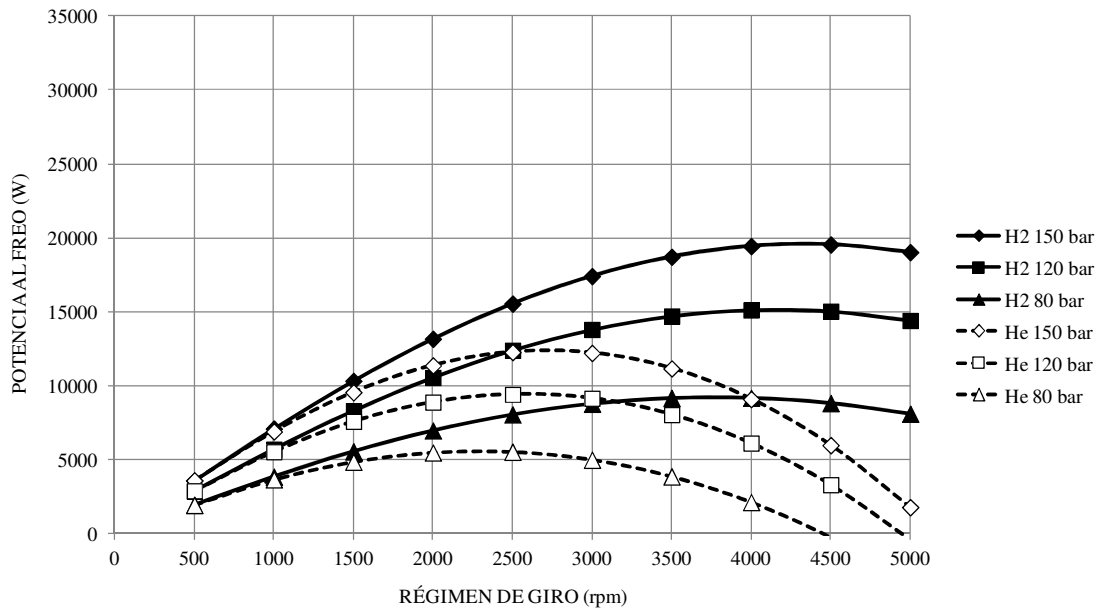


Figura 47: Potencia al freno en función de la velocidad con  $T_E = 625^\circ\text{C}$ .

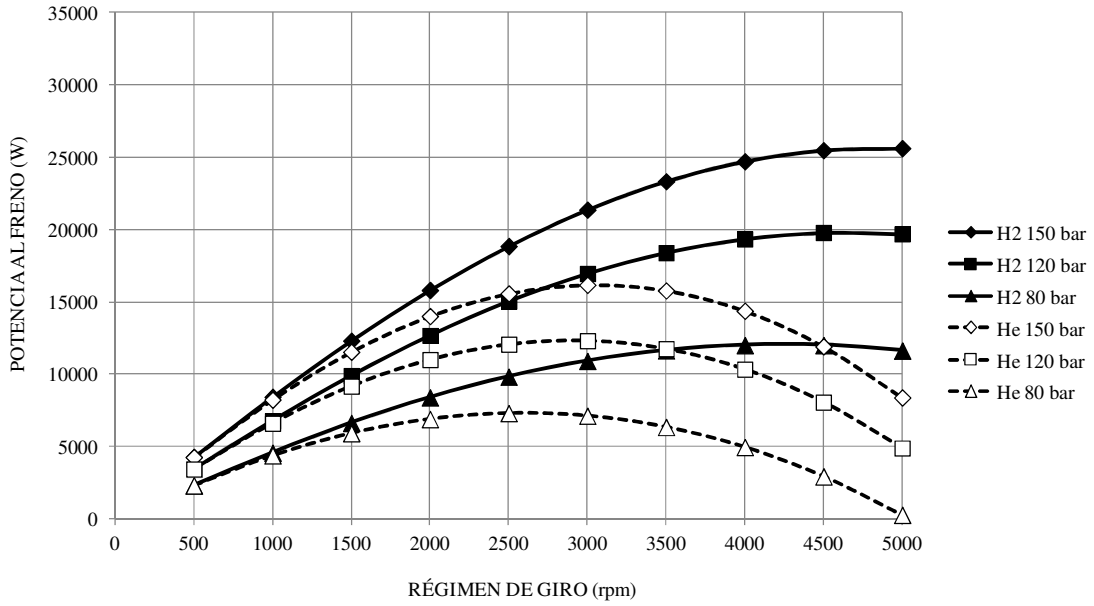


Figura 48: Potencia al freno en función de la velocidad con  $T_E = 800^\circ\text{C}$ .

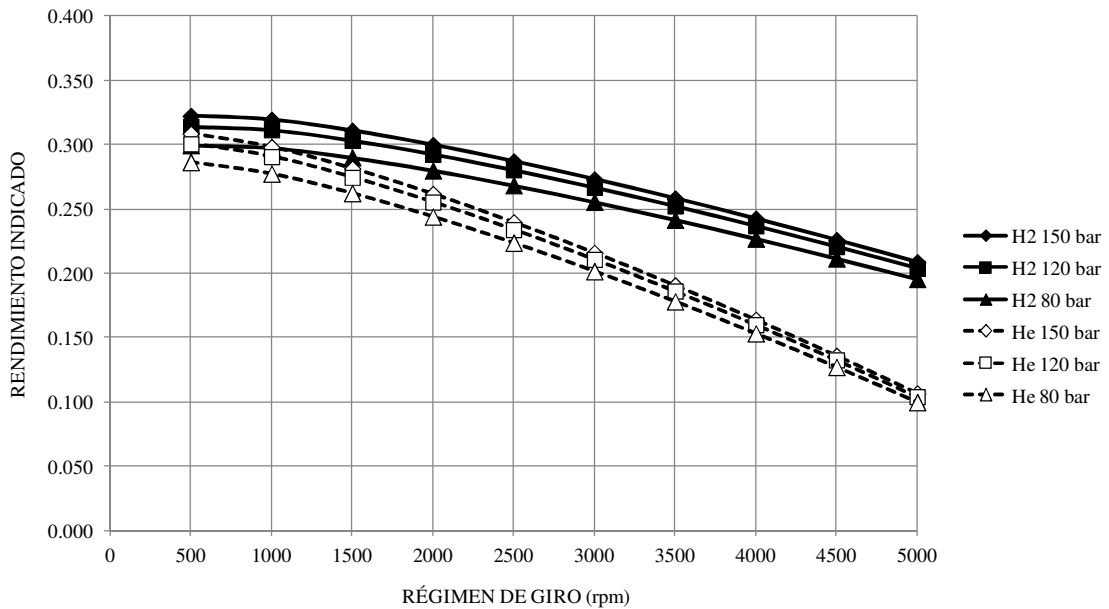


Figura 49: Rendimiento indicado en función de la velocidad con  $T_E = 625^\circ\text{C}$ .

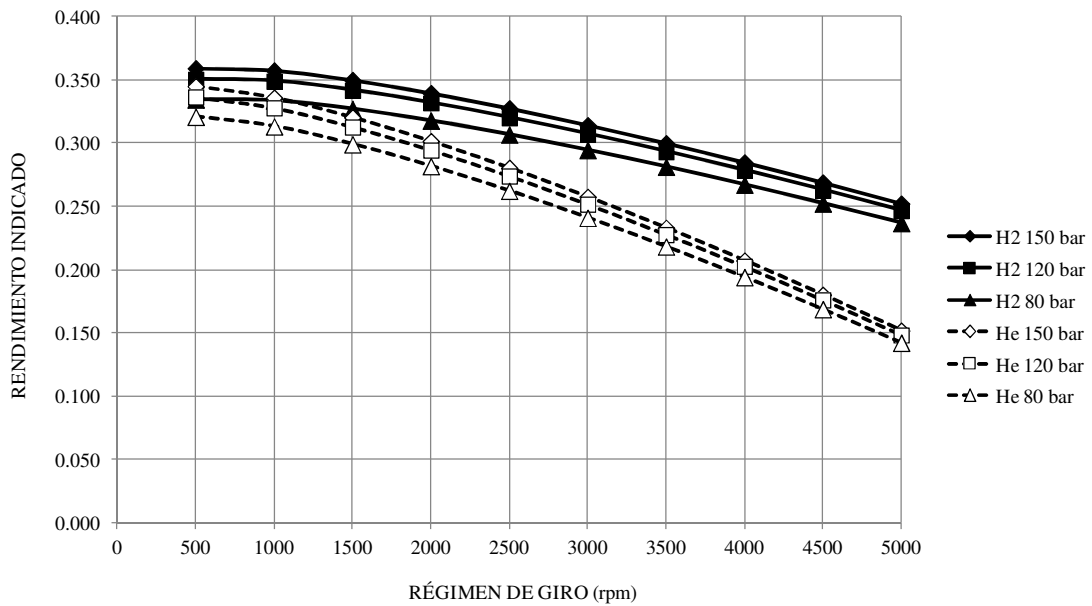


Figura 50: Rendimiento indicado en función de la velocidad con  $T_E = 800^\circ\text{C}$ .

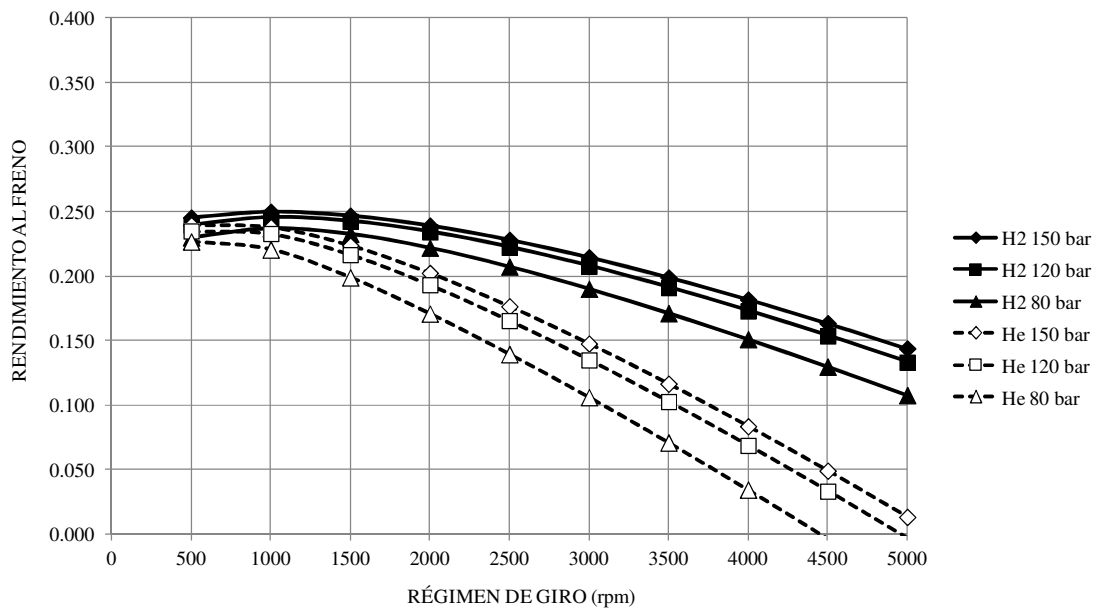
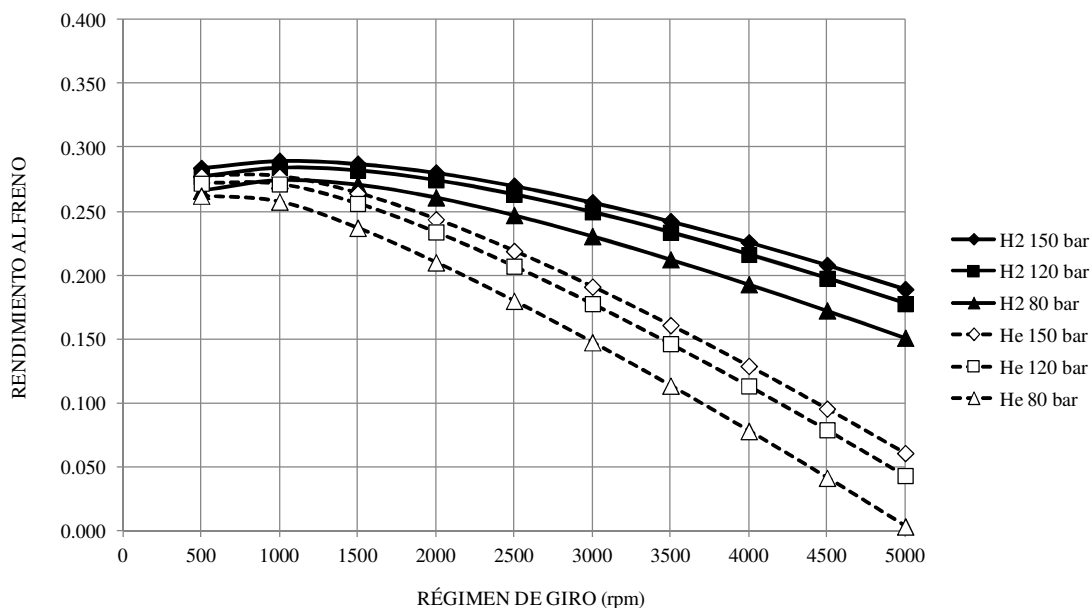


Figura 51: Rendimiento al freno en función de la velocidad con  $T_E = 625^\circ\text{C}$ .



**Figura 52:** Rendimiento al freno en función de la velocidad con  $T_E = 800^\circ\text{C}$ .

A la vista de las curvas de potencia indicada y potencia al freno se puede decir que con hidrógeno se alcanzan mayores prestaciones, sobre todo a partir de 2000 rpm. Sin embargo a la velocidad de 1500 rpm, que es a la que funcionaba este motor en las aplicaciones de conexión a la red eléctrica, apenas hay diferencia en la potencia generada con ambos gases.

Analizando las curvas de rendimiento también se observa un mejor comportamiento con hidrógeno que con helio, resultando curvas prácticamente descendentes en función de la velocidad de giro del motor, siendo más acusado el descenso del rendimiento a partir de 1500 rpm.

Se puede decir que el punto de trabajo con helio a 1500 rpm permite mantener unos buenos niveles de rendimiento a la vez que se obtienen valores de potencia interesantes. Trabajar a mayores velocidades permitiría obtener mayores potencias pero posiblemente penalizando el rendimiento en exceso.

Una conclusión interesante de la comparación es que para aplicaciones en las que el motor trabaje acoplado a la red eléctrica con velocidad más o menos constante de 1500 rpm, no es interesante trabajar con hidrógeno, pese a la idea generalizada de que trabajar con este gas es siempre mejor.

En aplicaciones que permitan trabajar a velocidades mayores, bien sea porque incorporen una electrónica con variación de frecuencia, o porque el alternador se sustituya por uno de 2 polos, que trabaje en torno a las 3000 rpm, podría ser interesante utilizar hidrógeno en lugar de helio.

#### 5.4. CONCLUSIONES DEL CAPÍTULO

- Las pruebas del motor V160 previamente documentadas se realizaron prácticamente a velocidad constante pero con variaciones en la presión media suficientes para alcanzar el objetivo de deducir la potencia y el funcionamiento de los subsistemas del equipo, empleando técnicas de Análisis Dimensional.

- El sistema de combustión muestra un rendimiento prácticamente uniforme en todas las series de medidas, con valores próximos al 90%.
- Los subsistemas internos han sido analizados mediante modelos semiempíricos, previamente desarrollados a partir de datos experimentales de motores muy diferentes.
- Para el motor V160 funcionando con helio, en un rango de presiones medias de 10 a 12.5 MPa, los valores de rendimiento eléctrico (basado en el calor absorbido en el calentador) superan ligeramente el 26%, lo que está de acuerdo con los cálculos realizados para el motor V161 instalado en la Universidad de Sevilla, operando con hidrógeno a una presión media de 11.22 MPa.
- El aumento en el consumo de potencia térmica que es atribuido a las irreversibilidades varía entre 7.5 y 11%, principalmente debido a la variación de la presión. Las curvas de la potencia térmica absorbida en el calentador en función de la presión media tienen forma lineal debido a la escasa variación en el número de Mach característico.
- Operando con helio a una presión media de 12 MPa y una relación de temperaturas de 0.374, el motor V160 puede alcanzar un rendimiento indicado del 40%, con un rendimiento mecánico del 77% y un rendimiento del alternador de aproximadamente el 84%.
- La potencia eléctrica de 7550 W medidos a 1523 rpm en el motor V161 instalado en Sevilla, operando con hidrógeno a 12 MPa de presión media y una relación de temperaturas de 0.327, es compatible con un rendimiento mecánico del 81% y un rendimiento del alternador del 90%. Estos valores corresponden con una potencia indicada de aproximadamente 10360 W, significativamente inferior a la estimada en publicaciones anteriores, probablemente debido a errores en los parámetros geométricos considerados entonces.
- La potencia eléctrica de 10850 W medida a 1530 rpm en el motor V161 instalado en Odeillo, operando con hidrógeno a una presión media de 14 MPa y una relación de temperaturas de 0.297, es compatible con un rendimiento mecánico del 82% y un rendimiento del alternador del 92.5%.
- El análisis muestra que ambos motores tienen un alto grado de desarrollo, evidenciado por el alto rendimiento alcanzado en sus subsistemas. Sin embargo los motores no mantienen semejanza dinámica. Desde este punto de vista, las diferencias entre el motor V160 y el V161 no son importantes en términos de parámetros geométricos, temperaturas ni presiones, pero si es destacable la influencia del gas de trabajo.
- Las pérdidas de potencia indicada causadas por irreversibilidades son mayores en el motor V160 que en el motor V161, cuyo número de Mach característico es un tercio menor. Además los coeficientes de pérdidas de potencia indicada del motor V161 son tan bajos que el número de Mach correspondiente al máximo de potencia indicada alcanza uno de los valores más altos observados hasta el momento,  $N_{MA,max} = 0.0060$ .
- La utilización de hidrógeno aumenta el número de Stirling característico del motor V161, lo que le permite alcanzar pérdidas mecánicas moderadas incluso con presiones superiores a las utilizadas en el motor V160.

## 6. MOTORES STIRLING DE MEDIO SALTO TÉRMICO

Los motores Stirling desarrollados por los laboratorios de Philips en Holanda durante buena parte del siglo XX han sido el principal punto de partida para el desarrollo de otros motores posteriores. Los motores originalmente desarrollados por Philips estaban concebidos para funcionar mediante combustión, de forma que el calentador estaba diseñado para el intercambio convectivo entre gases de combustión a temperatura elevada y la pared metálica del intercambiador.

El diseño habitual desde mediados del siglo XX consiste en haces de tubos o ranuras, por cuyo interior circula el gas de trabajo del ciclo termodinámico. Desde el punto de vista de la transmisión de calor y las pérdidas de presión, este tipo de geometrías eran las más conocidas, aunque las correlaciones experimentales normalmente están obtenidas para flujo unidireccional en régimen estacionario, condiciones muy diferentes del flujo bidireccional alternativo de los intercambiadores en los motores Stirling.

Posiblemente el grado de desarrollo de este tipo de intercambiadores haya sido tal que con una geometría relativamente sencilla se han conseguido calentadores que funcionan satisfactoriamente cuando son calentados mediante gases de combustión.

Sin embargo los haces de tubos presentan algunos problemas:

- Dificultad en la fabricación de los colectores o *manifolds*, debido a que generalmente se trata de tubos metálicos con diámetro exterior de 1 a 3 mm, y espesores inferiores al milímetro, lo que dificulta la ejecución de las soldaduras. Los tubos suelen unirse a los cilindros mediante soldadura en atmósfera de hidrógeno o vacío.
- Dificultad para adaptar el diseño a otras fuentes de energía, como por ejemplo la energía solar, de forma que se obtenga una distribución de temperatura

homogénea y no haya tubos que den sombra a otros, pudiendo ocasionar tensiones térmicas importantes.

- Dificultad para realizar labores de mantenimiento o limpieza, como ha sido el caso de los prototipos que se han querido utilizar para generación de energía eléctrica a partir de biomasa.

Un ejemplo típico de este tipo de intercambiador es el calentador del motor 4- 215 DA probado en un Ford Torino en los años setenta. Se trata de un haz de tubos con disposición helicoidal que conectan los cuatro cilindros del motor con los ocho regeneradores (dos por cilindro). Los tubos son de Multimet con aletas de acero inoxidable AISI 310 en los tubos exteriores. La disposición helicoidal de los tubos permite conseguir una estructura menos rígida que con los tubos rectos, de forma que disminuye el riesgo de fallo a fatiga cuando trabaja con cargas variables. (Hargreaves, 1991).

El propio Meijer, ingeniero de Philips, afirmó en 1976 que la complejidad de los intercambiadores de tubos fabricados con materiales exóticos, debería ser reducida para conseguir que fuesen competitivos económicamente. (Hargreaves, 1991).

La sustitución o modificación del calentador típico de tubos debe realizarse manteniendo la simetría en el flujo del gas lo máximo posible, sin penalizar en volumen muerto u otros parámetros que afecten al funcionamiento del intercambiador desde el punto de vista de la transmisión de calor y las pérdidas de presión por fricción del gas.

El caso del motor SOLO V-160 es un ejemplo de adaptación para aplicaciones solares. Originalmente el motor V-160, de dos cilindros en V tipo *alpha*, estaba integrado en un cogenerador de unos 9 kW<sub>e</sub>, que utilizaba gas natural como combustible. Desde los años 90 SOLO ha desarrollado diferentes versiones, con distintos intercambiadores de tubos que se unen en colectores con forma de torre o *manifolds*. Estos intercambiadores han funcionado durante miles de horas como receptores de radiación solar directa en sistemas Dish-Stirling. (Baumüller et al., 1999). Sin embargo el diseño de colectores tipo torre no permite mantener la simetría del flujo y penaliza el volumen muerto, lo que sugiere la posibilidad de mejorar el rendimiento del sistema SOLO con otras soluciones.

Una alternativa puede ser el diseño de Mahkamov et al. (1999) para el calentador de un motor de 3 kW que combina gas natural y energía solar en aplicaciones remotas de Asia Central. El diseño incorpora una cavidad que rodea al calentador, y que tiene una ventana en la parte superior, por donde permite la entrada de la radiación solar concentrada. El calentador está formado por dos colectores y dos haces de anillos semicirculares compuestos de tubos de acero inoxidable.

En el motor 4-95 (cuatro cilindros de doble efecto) de United Stirling se utiliza otra alternativa diferente, concentrando la radiación solar directamente sobre el calentador del motor, compuesto de haces de tubos situados en el fondo de una cavidad cilíndrica. La utilización de la cavidad pretende evitar pérdidas de energía desde el calentador, sobre todo por radiación, aunque también se reducen las pérdidas convectivas al limitar la velocidad del aire que rodea a los tubos del calentador.

Con el fin de limitar las restricciones geométricas que se presentan a la hora de adaptar los calentadores de haces de tubos a aplicaciones de energía solar, se han utilizado receptores de tubos de calor o *heat-pipes* como sistemas de transferencia de

calor intermedios entre la radiación solar y los tubos del calentador. El motor STM 4-120 adaptado por Stirling Thermal Motors es un ejemplo de esta tecnología, aplicada a motores en el rango alto de potencias.

En los motores de menor potencia también se han implementado los tubos de calor, como es el caso de del motor NASLEM 500, concebido originalmente para suministro energético en aplicaciones aeroespaciales. Este motor utiliza una interfaz de tubos de calor con sales de sodio de forma que consigue transmitir calor a los tubos del calentador a una temperatura constante y homogénea.

Sin embargo la utilización de sistemas de transmisión intermedios presenta desventajas en costes, complejidad y eficiencia, lo que los penaliza en su utilización en aplicaciones terrestres de baja potencia, donde la sencillez y economía son factores clave.

Además, a pesar del hecho de que los motores Stirling solares más eficientes se han desarrollado por empresas licenciarias de Philips, los métodos de diseño, las especificaciones y los resultados de los ensayos de los prototipos nunca han sido publicados.

Autores independientes como Tew et al. (1990), Tsuchiya et al. (1993), Rice y Hennes (1993), Lee et al. (1995) y Organ et al. (1998) han estudiado el comportamiento dinámico del gas y la transferencia de calor de los intercambiadores de tubos o ranuras. Lamentablemente no existen correlaciones para el factor de fricción o los números de Stanton o Nusselt suficientemente corroboradas para el flujo bidireccional no completamente desarrollado con caudal variable.

Las publicaciones relacionadas con otro tipo de geometría pueden ser consideradas de excepcionales e incompletas. Por ejemplo, Isshiki et al. (2007) muestran resultados experimentales de un motor con un calentador que no tiene geometría tubular, pero las características de funcionamiento del calentador no han sido publicadas.

En resumen, los calentadores de los motores Stirling para aplicaciones solares suelen estar compuestos de haces de tubos o ranuras cuyo nivel de desarrollo no parece totalmente satisfactorio ni definitivo. Al mismo tiempo, el diseño de calentadores con otra geometría diferente presenta el inconveniente de que se desconocen las correlaciones que permiten predecir el funcionamiento del intercambiador.

En todos los sistemas Dish-Stirling los motores utilizados han sido adaptados de prototipos desarrollados originalmente para funcionar con los gases de una combustión en otras aplicaciones. Por este motivo los calentadores de dichos motores, son adaptaciones de haces de tubos por los que circula el gas de trabajo. La geometría tubular ha demostrado tener un buen comportamiento y posiblemente sea la geometría más estudiada lo que permite una mejor estimación en la fase de diseño del comportamiento del gas. Al sustituir la combustión por la energía solar como fuente primaria de energía, se están cambiando los mecanismos físicos de la transmisión de calor entre la fuente de energía y el calentador del motor, de forma que parece razonable pensar que puedan existir otras geometrías que puedan adaptarse mejor a la energía solar que la geometría tubular utilizada hasta este momento.

La Universidad de Oviedo y el Centro de Investigación Tecnológico Fundación Tekniker, de Éibar, Guipúzcoa, han firmado un contrato de colaboración a través del



proyecto FUO-EM-113-07, *Proyecto de Investigación y Desarrollo de un Micro-cogenerador Stirling*, para la finalización de la fabricación y montaje de un micro-generador de ciclo Stirling que llevaba años siendo desarrollado en la Universidad de Oviedo. La capacidad de fabricación e ilusión del personal de la Fundación Tekniker fueron factores decisivos para finalizar la fabricación de los componentes del motor. Las soluciones a los diferentes problemas encontrados fueron debatidas en reuniones conjuntas entre la Fundación Tekniker y la Universidad de Oviedo.

El prototipo ha sido diseñado para poder utilizar dos tipos diferentes de calentador, uno de los cuales tiene una geometría no tubular. El estudio del comportamiento de dicho calentador no tubular es uno de los objetivos de esta tesis doctoral ya que este tipo de intercambiadores puede presentar ventajas desde el punto de vista del diseño así como de funcionamiento de la máquina.

El motor está actualmente en fase de pruebas y se espera que pueda ser utilizado en aplicaciones de pequeña potencia, para las cuales está reconocido que los motores Stirling pueden ser competitivos (Frangopoulos, 2001). La Tabla X muestra la comparación de diferentes sistemas de cogeneración.

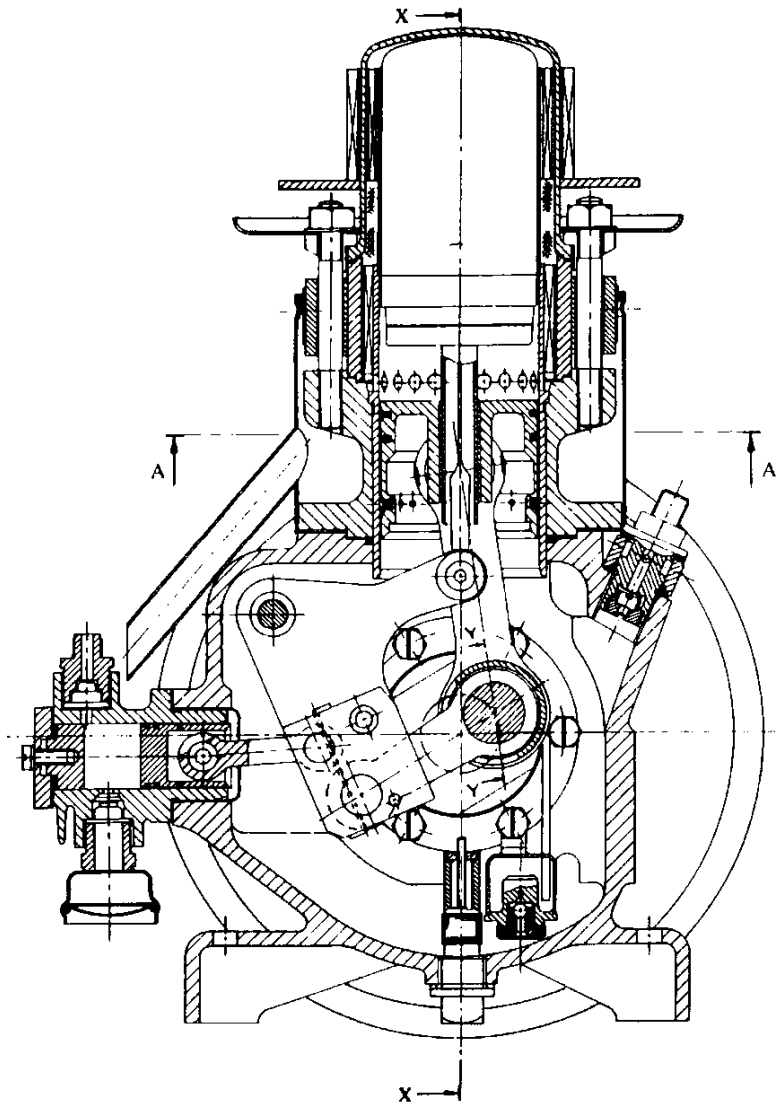
**Tabla 13:** Características técnicas de sistemas de cogeneración.

Sistema	Potencia eléctrica	Disponibilidad media anual	Rendimiento eléctrico %		Rendimiento total	Relación potencia/calor
	MW	%	Plena carga	Media carga	%	---
Turbina de vapor	0.5-100	90-95	14-35	12-28	60-85	0.1-0.5
Turbina de gas ciclo abierto	0.1-100	90-95	25-40	18-30	60-80	0.5-0.8
Turbina de gas ciclo cerrado	0.5-100	90-95	30-35	30-35	60-80	0.5-0.8
Ciclo combinado Joule-Rankine	4-100	77-85	35-45	25-35	70-88	0.6-2.0
Motor Diesel	0.070-50	80-90	35-45	32-40	60-85	0.8-2.4
Otros motores alternativos de combustión interna	0.015-2	80-85	27-40	25-35	60-80	0.5-0.7
Pilas de combustible	0.040-50	90-92	37-45	37-45	85-90	0.8-1.0
Motor Stirling	0.003-1.5	85-90	35-50	34-49	60-80	1.2-1.7

## 6.1. DISEÑO FABRICACIÓN Y MONTAJE DEL MICRO-COGENERADOR EXPERIMENTAL

Se han utilizado criterios de semejanza de máquinas Stirling previamente publicados por Organ (1992a y 1997), Prieto (1992), Prieto et al. (1994 y 2000b) y Prieto y Stefanovskiy (2003) para el diseño preliminar del motor Stirling desarrollado por la Universidad de Oviedo y la Fundación Tekniker. El motor desarrollado se ha escalado a partir del motor M102C de Philips (Ward, 1972), de tipo *beta* y con

accionamiento bell-crank (Figura 53). El motor de Philips funcionaba con aire a diferentes presiones medias y temperaturas, y tiene intercambiadores idénticos en el calentador y el enfriador, característica poco habitual en este tipo de motores.



**Figura 53:** Sección transversal del motor M102C (Organ, 1997).

Se ha supuesto que la presión media y la velocidad son variables que tienen mucha influencia en el coste del motor, más que el volumen. Por un lado la presión media es indicativa del nivel de esfuerzos mecánicos a los que van a estar sometidas las piezas del motor, especialmente las envolventes de los diferentes espacios. Por tanto a mayor presión mayores espesores (a igualdad de geometría), y mayores espesores significan coste mayor en materiales. Por otro lado la velocidad del motor puede considerarse una especie de indicador del nivel tecnológico del mismo, de forma que a mayor velocidad es necesaria mejor tecnología y por tanto mayor coste. Además a mayor velocidad de funcionamiento son mayores los desgastes, generando operaciones de mantenimiento más frecuentes.

Por este motivo se ha escogido un factor de escala de longitudes  $s_L = 1.6$ , que permite obtener un motor más potente, y más grande, pero con menor presión media y menor velocidad, utilizando el mismo fluido de trabajo y manteniendo las temperaturas en los focos del motor. (Prieto et al., 1995 y 1997).

La Tabla 14 muestra las principales características y punto de operación del prototipo de Philips y del modelo a escala, considerando semejanza dinámica estricta, que implica la igualdad en todas las variables adimensionales del modelo y del prototipo.

**Tabla 14:** Principales características del motor M102C y del prototipo a escala.

	$T_E$ (°C)	$T_C$ (°C)	$V_E$ (cm <sup>3</sup> )	$V_{sw}$ (cm <sup>3</sup> )	$p_m$ (MPa)	$n_s$ (rpm)	$P_{ind}$ (W)	$P_B$ (W)
M102C	600	60	59.4	64.2	1.103	~1860	~375	~163
Modelo	600	60	243.3	262.8	0.69	~1160	~600	~260

La teoría de semejanza proporciona criterios de dimensionado que permiten adaptar un motor de una aplicación a otra, pero como ya se comentó en el capítulo 4 de esta memoria de Tesis, resulta complicado innovar en el diseño de componentes, como por ejemplo el calentador, sin salirse de las condiciones de escala. Por esta razón parece interesante tener en cuenta el concepto de Semejanza Relajada, comentado en el capítulo 4. Con este concepto se puede obtener un prototipo interesante, a pesar de no mantener la igualdad en las variables adimensionales del modelo y el prototipo.

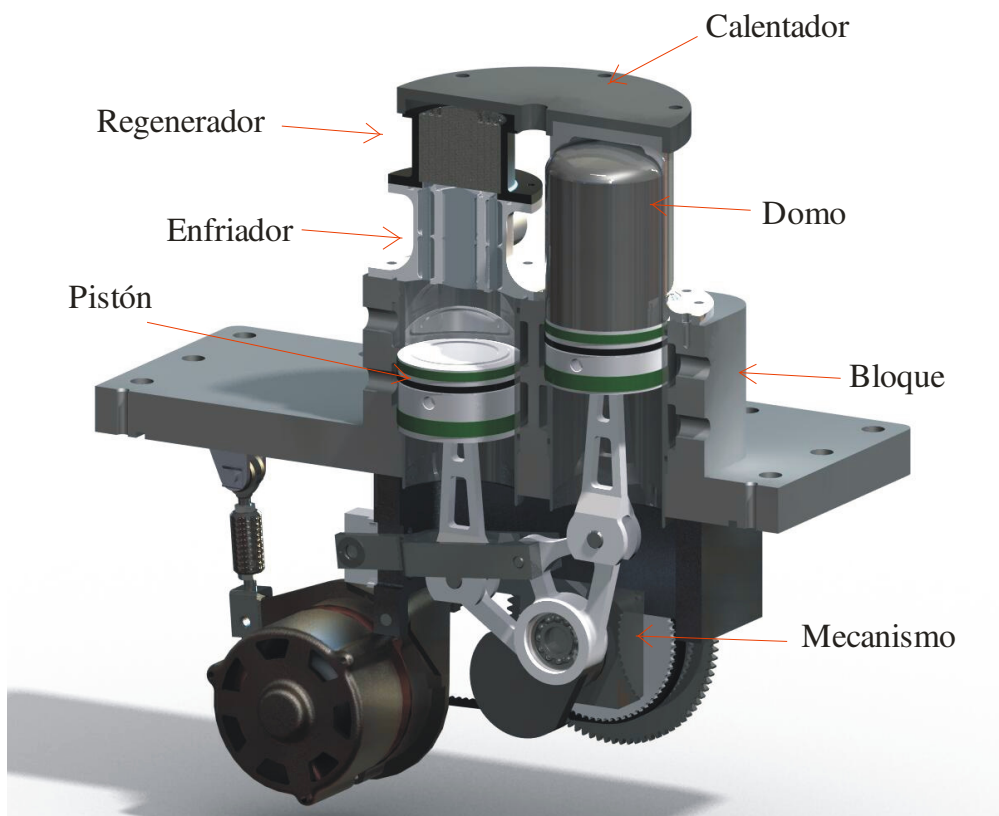
En el caso que nos ocupa, la semejanza estricta sólo se ha mantenido en diámetros de los cilindros, las carreras de los pistones y en la geometría del enfriador de ranuras, así como el diámetro de alambre, la porosidad volumétrica y el área transversal del regenerador. Buscando una mayor compacidad, la configuración del motor se ha cambiado a un motor tipo *alpha* con dos pistones y con accionamiento yugo-Ross, que parece apropiado para motores de velocidades moderadas.

La combinación de los criterios de diseño anteriormente citados da lugar a un modelo fuera de escala con respecto al motor M102C, con un volumen barrido en el ciclo de 341.82 cm<sup>3</sup> frente a los 262.80 cm<sup>3</sup> que tendría en condiciones de semejanza estricta. La validez del procedimiento de diseño sólo puede ser aceptada si la falta de semejanza conduce a un modelo cuyos valores de las variables adimensionales características del prototipo son favorables.

En la Figura 54 se muestra una sección transversal del prototipo experimental, sin la carcasa que encierra al mecanismo para una mayor claridad. Los detalles del diseño del micro-cogenerador están recogidos en diferentes documentos, entre los que están las actas de las numerosas reuniones mantenidas entre el equipo investigador de la Universidad de Oviedo y el equipo de la Fundación Tekniker durante los años 2008 a 2011. Además se ha desarrollado una colección de planos de fabricación, esquemas de sensores y control, así como protocolos de montaje y prueba. Toda esta documentación no se ha incluido en esta memoria de Tesis, dejando el protagonismo al diseño del calentador, por ser el elemento clave de la investigación realizada. No obstante a continuación se comentan algunos aspectos generales del diseño y fabricación del micro-cogenerador.

En primer lugar conviene tener en cuenta que no se trata simplemente de diseñar un motor Stirling, se pretende tener una comprobación experimental del trabajo

desarrollado por el grupo acerca de la aplicación de la teoría de semejanza en motores Stirling. Sin embargo el micro-cogenerador puede entenderse como un banco de ensayos en sí mismo que permita en el futuro realizar distintas tareas de investigación en componentes o en el conjunto del motor.



**Figura 54:** Sección transversal del micro-cogenerador.

El prediseño básico y el diseño de los intercambiadores de calor fue realizado intentando que el enfriador y el regenerador mantuvieran las condiciones de semejanza con el motor M102C de Philips, mientras que el calentador se diseñó de forma completamente diferente al original, como ya se ha comentado.

El accionamiento mecánico de tipo bell-crank fue sustituido por un accionamiento yugo Ross que permite tener ángulos de inclinación de las bielas muy pequeños (Prieto y Méndez, 2001), y que se adapta perfectamente a una configuración *alpha* de 2 pistones.

La envolvente exterior del accionamiento, que conforma la carcasa presurizada del motor, *buffer*, fue diseñada en base al análisis estructural realizado mediante elementos finitos por el profesor López Aenlle de la Universidad de Oviedo. La Figura 55 muestra el estado tensional de la carcasa del motor, y la deformación obtenida bajo la acción de la presión interior.

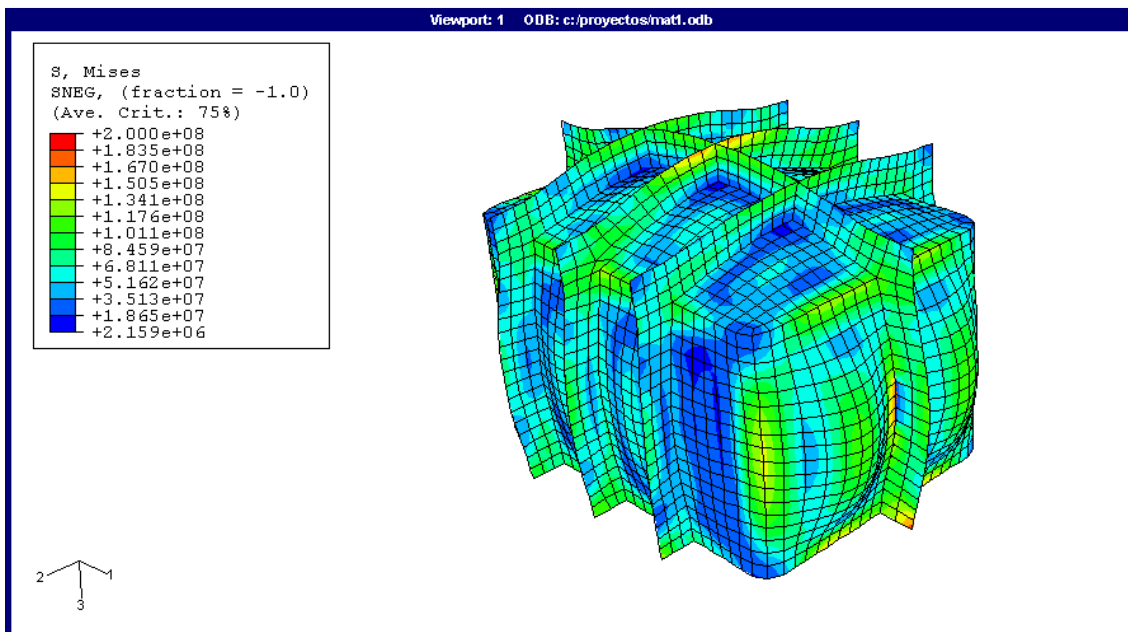


Figura 55: Estado tensional de la carcasa del prototipo experimental.

Después de varios años de trabajo se llega al año 2010, en el que por fin se está en condiciones de montar el nuevo motor. Las especificaciones de dicho motor se recogen en la Tabla 15, mientras que en la Tabla 16 se muestran las condiciones de funcionamiento esperadas.

Tabla 15: Características geométricas del modelo a escala.

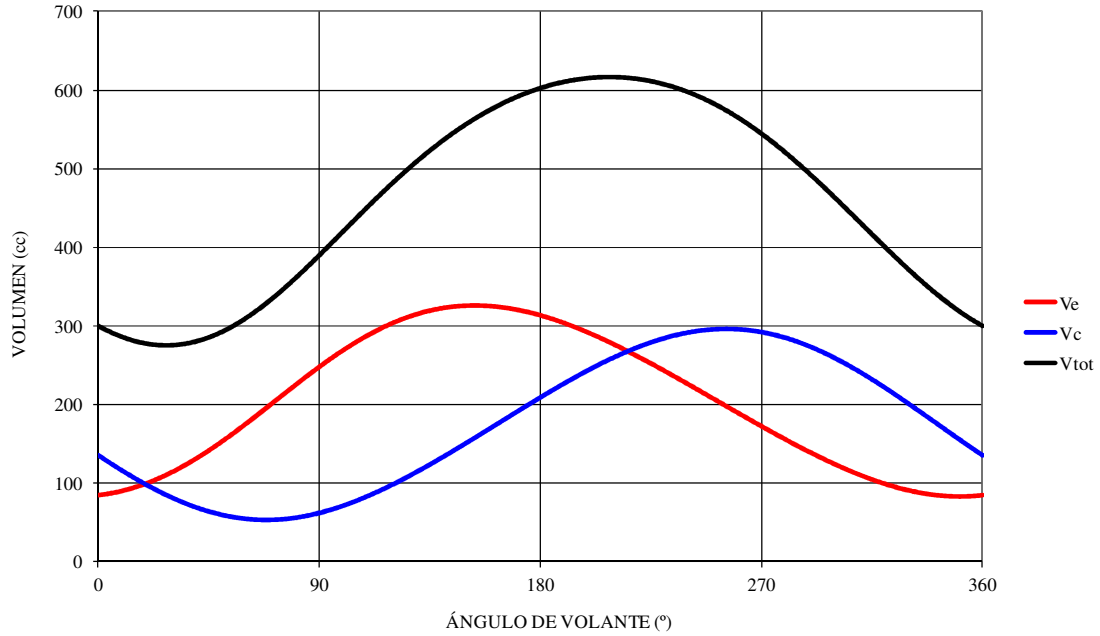
Generales		Cilindro de Expansión		Cilindro de Compresión		Calentador		Regenerador		Enfriador	
$\alpha$	$D_E$ (mm)	80	$D_C$ (mm)	80	$V_{dxE}$ (cm <sup>3</sup> )	57.00	$V_{dR}$ (cm <sup>3</sup> )	79.97	$V_{dxC}$ (cm <sup>3</sup> )	23.41	
2 pistones	$s_E$ (mm)	48.41	$s_C$ (mm)	48.44	$A_{wxE}$ (cm <sup>2</sup> )	817.79	$\eta_v$	0.748	$A_{wxC}$ (cm <sup>2</sup> )	854.32	
Yugo-Ross	$V_E$ (cm <sup>3</sup> )	243.35	$V_C$ (cm <sup>3</sup> )	243.47	$A_{xxE}$ (cm <sup>2</sup> )	5.28	$A_{xR}$ (cm <sup>2</sup> )	17.77	$A_{xxC}$ (cm <sup>2</sup> )	3.90	
$V_{sw}$ (cm <sup>3</sup> )	$V_{dE}$ (cm <sup>3</sup> )	76.85	$V_{dC}$ (cm <sup>3</sup> )	47.26	$R_{hxE}$ (mm)	0.697	$R_{hR}$ (mm)	0.090	$R_{hxC}$ (mm)	0.274	
					$L_{xE}$ (mm)	108	$L_R$ (mm)	45	$L_{xC}$ (mm)	60	
							$d_w$ (mm)	0.065			

Tabla 16: Condiciones nominales de funcionamiento del modelo a escala.

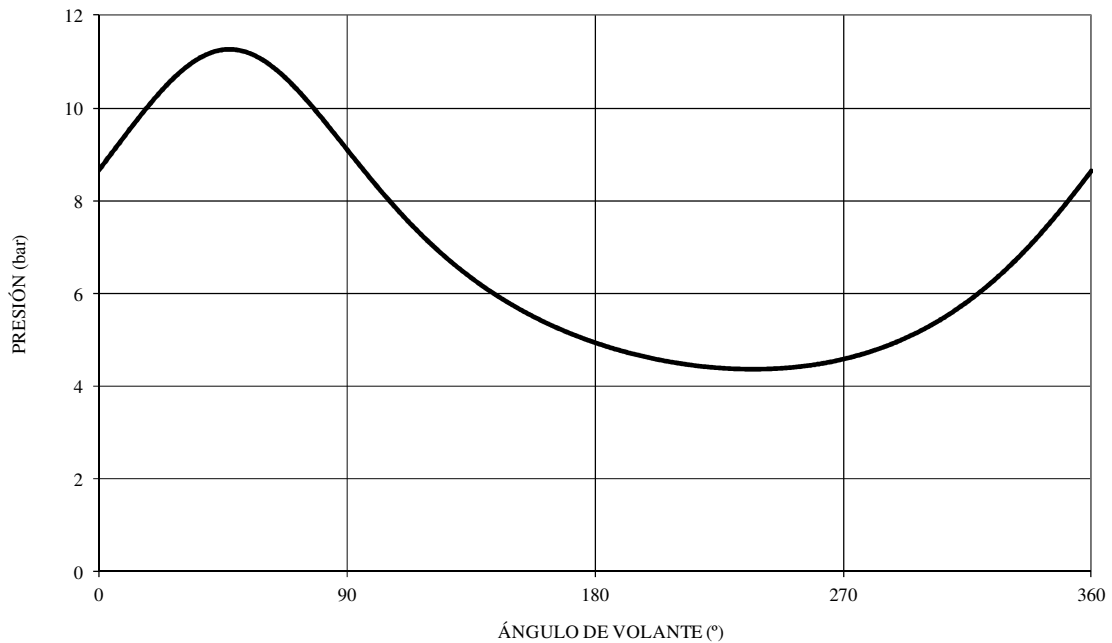
Gas	$p_m$ (bar)	$T_E$ (°C)	$T_C$ (°C)	$n_s$ (rpm)	$P_{ind}$ (W)
aire	6.9	600	60	1160*	600*

\* Aceptando los coeficientes de pérdidas del M102C:  $\Phi = 10.2$  y  $\Psi = 4035$ .

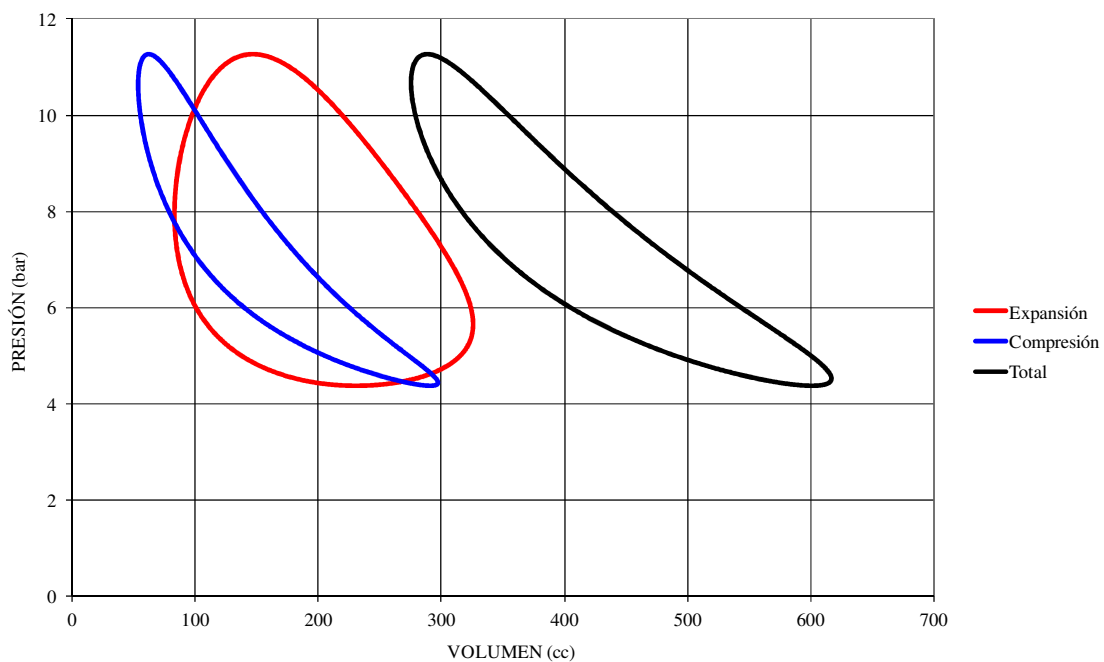
A continuación se presentan una serie de figuras que representan el funcionamiento indicado del prototipo, en condiciones nominales. Las figuras están generadas a partir de la simulación cuasiestática realizada con la aplicación Análisis de Motores Stirling, AMS, de desarrollo propio.



**Figura 56:** Curvas de volúmenes en el modelo.



**Figura 57:** Evolución de la presión en función del ángulo de giro del cigüeñal.



**Figura 58:** Diagramas de indicador en el modelo.

Las primeras piezas del motor fabricadas fueron los intercambiadores de calor, y debido a su complejidad fueron fabricados en la Fábrica de Oviedo de la empresa Santa Bárbara. Las ranuras del enfriador se realizaron mediante electroerosión por hilo mientras que el calentador fue fabricado por electroerosión con un electrodo de grafito, que se muestra en la Figura 59.



**Figura 59:** Electrodo de grafito utilizado en la fabricación del calentador no tubular.

Posteriormente se fabricaron las envolventes del regenerador y del domo, y se soldaron al calentador, completando el subsistema térmico del motor, a excepción de las mallas del regenerador, que se encargaron a la empresa alemana PACO Paul GmbH & Co.

Una primera versión del mecanismo de accionamiento se fabricó en la Universidad de Oviedo, realizándose la versión definitiva en los talleres de la Fundación Tekniker.

La envolvente del mecanismo fue fabricada en el taller de la empresa El Rodamiento S.A.

El resto de componentes (pistones, domo, camisas, bloque...) fue fabricado por la Fundación Tekniker.

El montaje inicial del motor fue realizado en los talleres de la Fundación Tekniker en Éibar. Se realizaron dos montajes preliminares y tras resolver pequeños problemas de ajustes o retoques de fabricación, se pudo realizar el montaje definitivo del conjunto del motor.

## 6.2. GEOMETRÍA DEL CALENTADOR NO TUBULAR

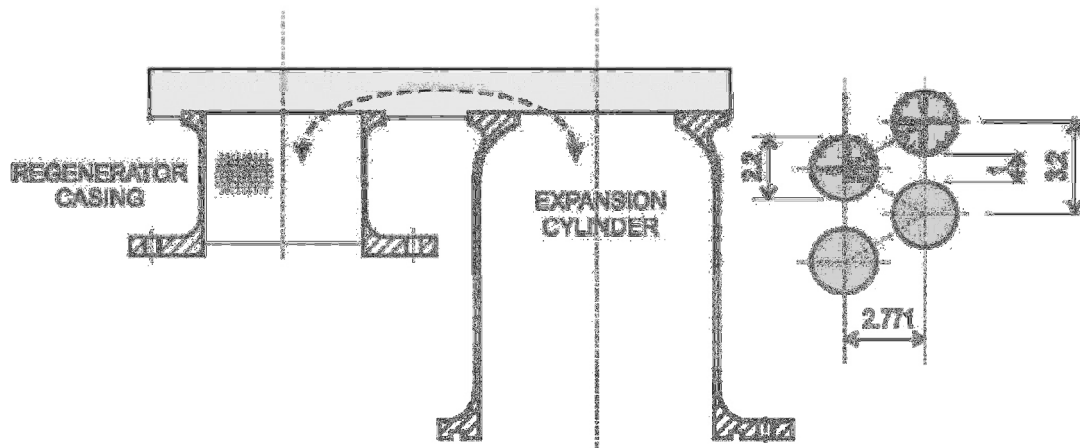
La geometría del calentador consiste en una superficie plana que pretende recibir la radiación solar directa de un concentrador solar convencional, como por ejemplo un concentrador de disco parabólico o una lente Fresnel. La energía absorbida por la placa se transmite a casi un millar de aletas cilíndricas de 10 mm de longitud y 2.2 milímetros de diámetro, colocadas a tresbolillo sobre la superficie interior de la placa. Con el movimiento de los pistones, el gas circula alrededor de las aletas, en un flujo alternativo entre los dos cilindros, confinado en un volumen con forma de prisma de sección oval.

En la Figura 60 se muestra el aspecto exterior del calentador una vez acoplado al cilindro del regenerador (derecha) y al cilindro del domo (izquierda). Pueden observarse las dos secciones de entrada y salida del calentador. El gas entra en el calentador por una de las secciones circulares, con dirección paralela al eje longitudinal de las aletas y realiza un cambio de dirección de 90 grados para circular a través de más aletas hasta que sale por la otra sección circular, tal y como se puede ver en el esquema de la Figura 61. Un detalle de las secciones de entrada y salida puede verse en la Figura 62.

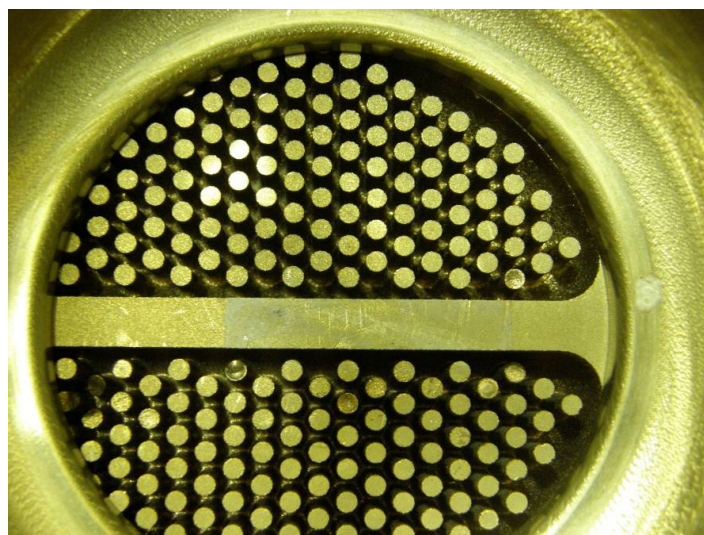


**Figura 60:** Vista del conjunto calentador y cilindros del regenerador y del domo.





**Figura 61:** Esquema conceptual del calentador no tubular.



**Figura 62:** Detalle de la sección de entrada-salida del calentador.

El diseño final consta de 962 aletas, que dan lugar a un área de transmisión de calor aproximadamente igual a la correspondiente en condiciones de semejanza estricta.

La geometría del nuevo calentador requiere una definición particular para la longitud del calentador,  $L_{xE}$ , que ha sido definida como la distancia entre los ejes longitudinales de los cilindros del motor (distancia entre los centros de las secciones de entrada y salida del calentador). De esta forma  $L_{xE}$  es una especie de longitud equivalente que debe ser tenida en cuenta para interpretar correctamente el significado del área transversal libre de paso  $A_{xxE}$ , así como los parámetros adimensionales  $R_{hxE}/L_{xE}$  y  $\alpha_{xxE}$ .

En la Tabla 17 se comparan los valores de las variables características del calentador con los que deberían tener en condiciones de semejanza.

**Tabla 17:** Comparación del nuevo calentador y el diseño en semejanza.

	$V_{dxE}$ (cm <sup>3</sup> )	$V_{dE}$ (cm <sup>3</sup> )	$A_{wxE}$ (cm <sup>2</sup> )	$R_{hxE}$ (mm)	$L_{xE}$ (mm)	$A_{xxE}$ (cm <sup>2</sup> )	$\mu_{dxE}$ (---)	$\mu_{dE}$ (---)	$\alpha_{wxE}$ (---)	$\lambda_{hxE}$ (---)	$\alpha_{xxE}$ (---)	$R_{hxE}/L_{xE}$ (---)
M102C	5.67	16.77	331.38	0.171	37.25	1.52	0.088	0.261	20.679	0.0043	0.0949	0.0046
Semejanza estricta	23.22	68.69	848.17	0.274	59.60	3.89	0.088	0.261	20.679	0.0043	0.0949	0.0046
Semejanza relajada	57.00	76.85	817.00	0.698	108.00	5.28	0.167	0.225	16.712	0.0100	0.1080	0.0065

La semejanza dinámica requiere que los calentadores tanto del modelo como del prototipo tengan los mismos valores de un conjunto de parámetros adimensionales, que pueden ser tres variables independientes relacionadas con la geometría del intercambiador, por ejemplo el volumen muerto adimensional,  $\mu_{dxE}$ , el área adimensional de transmisión de calor,  $\alpha_{wxE}$  y el radio hidráulico adimensional,  $\lambda_{hxE}$ , y aquellos parámetros relacionados con las condiciones de funcionamiento:  $\tau$ ,  $\gamma$ ,  $N_p$  y  $N_{MA}$ .

A la vista de los valores de la Tabla 17, puede decirse que los calentadores del M102C y del micro-cogenerador son diferentes. Veamos qué efectos tienen esas diferencias.

### 6.2.1. Aumento del volumen muerto del calentador

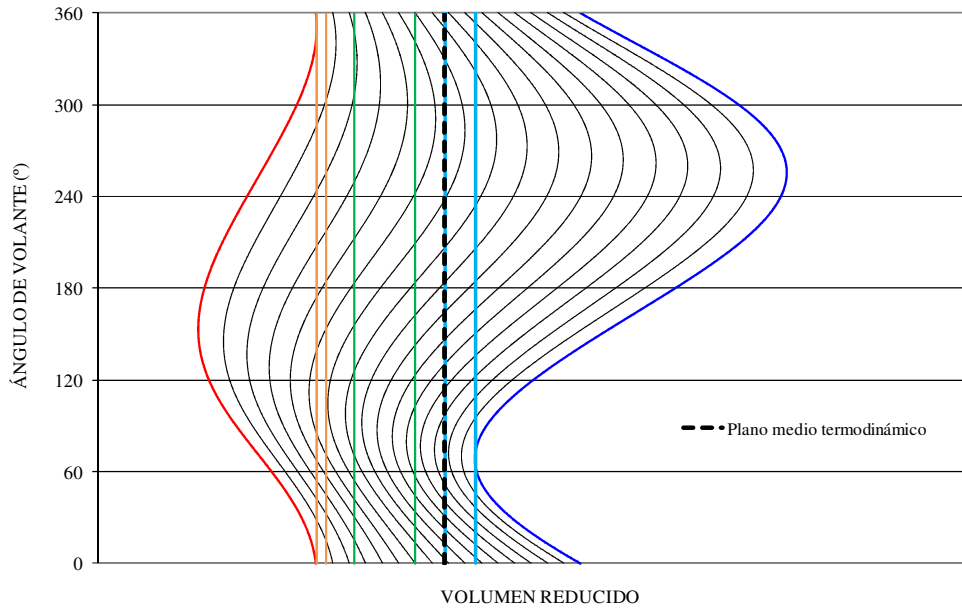
El nuevo calentador tiene un volumen muerto que es más del doble del que debería tener en condiciones de semejanza estricta. Esta desventaja termodinámica se ha compensado parcialmente por el hecho de reducir el volumen muerto en las transiciones del calentador hacia los espacios adyacentes del cilindro de expansión y el cilindro del regenerador. Se ha realizado una simulación cuasi-estática con el nuevo calentador obteniéndose un valor de  $\zeta_0 \approx 0.302$ , ligeramente superior al valor  $\zeta_0 \approx 0.277$  que presenta el motor de Philips, con un mecanismo y una configuración diferentes.

### 6.2.2. Variación de la posición del plano medio termodinámico

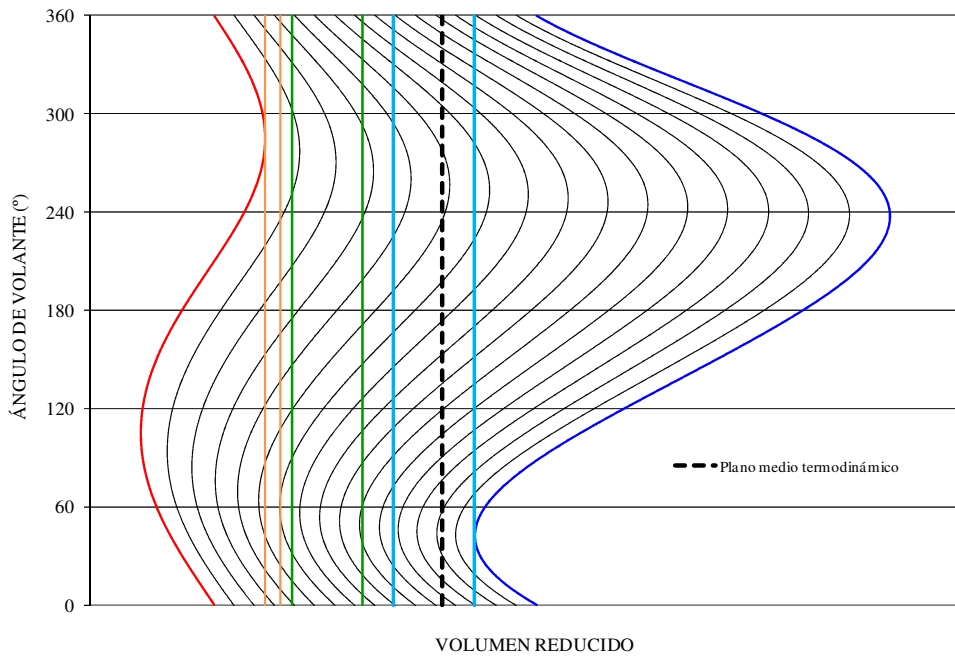
Finkelstein (1995) hace comentarios acerca de la posición ideal del plano medio termodinámico (aquel que en promedio a lo largo de un ciclo tiene igual masa del lado caliente que del frío), indicando que debería situarse en una zona cercana al regenerador. Analizando el plano medio termodinámico del M102C, que se muestra en la Figura 63, se puede ver cómo está en el enfriador (espacio comprendido entre las líneas verticales de color azul) del motor, lo que indica que de alguna manera, por término medio hay más masa de gas en la zona fría que en la zona caliente, constituyendo un posible punto de mejora.

El aumento de volumen muerto en el calentador hace que el plano medio termodinámico se desplace hacia zonas más calientes del motor, siguiendo las recomendaciones de Finkelstein. En la Figura 64 se muestra el mapa de trayectoria de partículas del prototipo en el que se puede apreciar el desplazamiento del plano medio termodinámico, situándose en la transición entre el enfriador y el regenerador.

En los mapas de trayectorias de partículas también se pueden observar la distinta evolución de los volúmenes de los dos cilindros, debido al cambio del mecanismo bell-crank por el mecanismo yugo-Ross.



**Figura 63:** Mapa de trayectorias de partículas del motor M102C.



**Figura 64:** Mapa de trayectorias de partículas del prototipo.

### 6.2.3. Variación del cociente $R_{hxE} / L_{xE}$

El cociente entre el radio hidráulico y la longitud está relacionado con las pérdidas de presión que se producen en el gas al atravesar el calentador. Cuanto mayor es el radio hidráulico y más pequeña es la longitud menores pérdidas de presión. Por tanto el aumento del cociente  $R_{hxE} / L_{xE}$  implica una reducción en las pérdidas de presión, mejorando el comportamiento del calentador. Este cociente es un 41% superior en el nuevo calentador.

### 6.2.4. Variación del área adimensional de transmisión de calor

Un valor elevado de este parámetro predice una mejor transferencia de calor desde las paredes del calentador al gas que un valor bajo. Por este motivo una disminución de casi un 20 % en el parámetro  $\alpha_{xxE}$  representa un peor comportamiento del calentador con respecto al calentador en condiciones de semejanza.

## 6.3. RESISTENCIA MECÁNICA DEL CALENTADOR

El análisis de la resistencia mecánica de esta pieza fue realizado a través de elementos finitos con ANSYS, por la empresa SOLUTEC G98. De dicho análisis se concluyó que era necesario poner un nervio central de refuerzo y un espesor de 5 mm en la pared. El nivel tensional del calentador que se puede observar en la Figura 65 fue considerado aceptable.

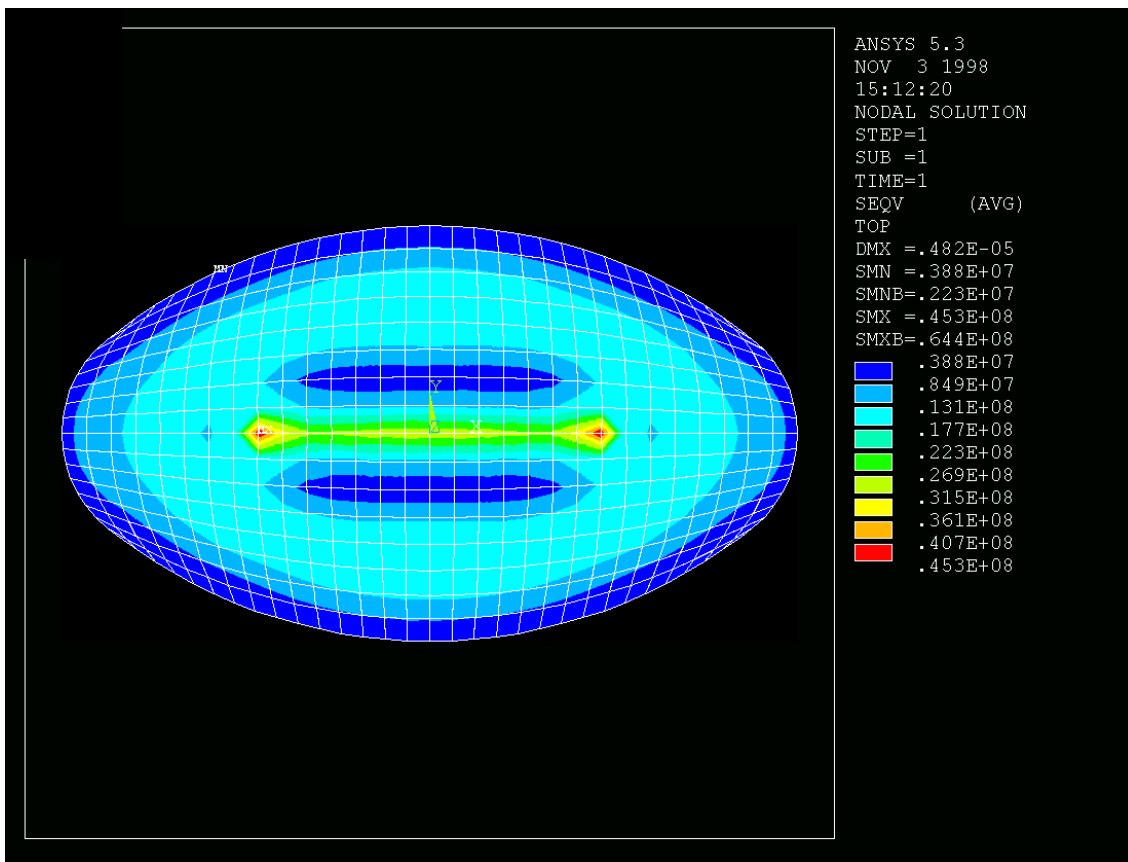


Figura 65: Esfuerzos en el calentador obtenidos mediante simulación por elementos finitos.

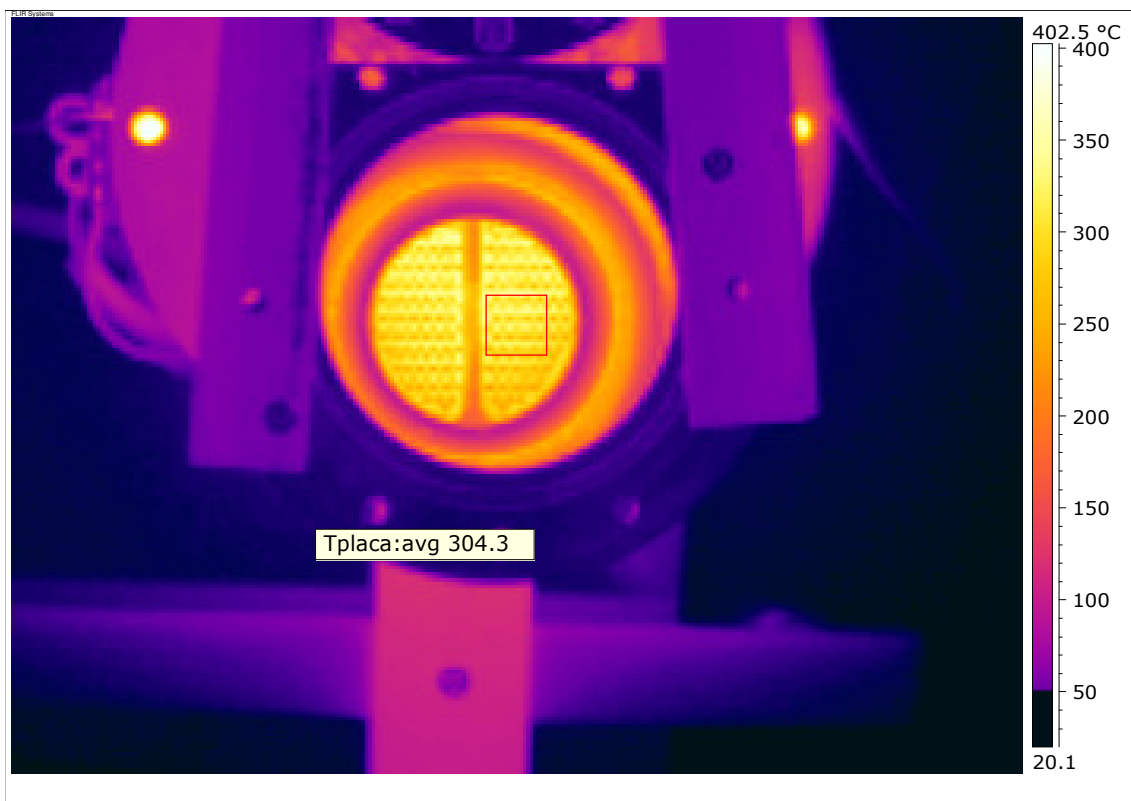
#### 6.4. DISTRIBUCIÓN TÉRMICA EN EL CALENTADOR

Una de las características que debe cumplir el calentador es que tenga una distribución de temperaturas lo más homogénea posible. Posiblemente la termografía basada en radiación infrarroja sea la técnica más adecuada para analizar este fenómeno, ya que con sólo una imagen nos muestra el estado térmico de todo el calentador, y no solamente de un punto concreto.

Para que la información proporcionada por la termografía sea no solamente cualitativa, sino también cuantitativa, es necesario conocer la emisividad térmica del material del calentador.

El proceso seguido para determinar la emisividad del calentador está basado en la comparación de la temperatura superficial medida con una sonda de contacto y el valor proporcionado por la termografía. Previamente se ha comprobado la fiabilidad de la sonda de contacto sometiéndola a dos condiciones de temperatura conocida, en un baño de hielo fundente y en agua en ebullición a presión atmosférica. Tanto el baño de hielo fundente como el agua en ebullición se han obtenido a partir de agua destilada, utilizando recipientes previamente esterilizados.

En la Figura 66 puede comprobarse que la distribución de la temperatura en el calentador es bastante homogénea. Se puede apreciar como la base de las aletas está más caliente que su extremo libre, más oscuro en la imagen.



**Figura 66:** Termografía del calentador con la superficie a unos 300°C.

## 6.5. FRICCIÓN Y TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL CALENTADOR EXPERIMENTAL

En los apartados anteriores se ha visto que las características geométricas del modelo pueden ser aceptables considerando diversos criterios de diseño, particularmente desde el punto de vista del ciclo termodinámico cuasiestático. Sin embargo, antes de aceptar la viabilidad del nuevo calentador, son necesarios análisis adicionales que permitan evaluar la influencia de las variables no geométricas en las pérdidas de potencia indicada.

Los resultados de las pruebas de transferencia de calor y pérdidas de presión en el calentador no tubular, han sido publicados recientemente (García and Prieto, 2012), aunque habían comenzado a estudiarse años antes (Prieto et al., 2004, García, 2004 y García y Prieto, 2004). A continuación se expone todo el desarrollo seguido para la obtención de dichos resultados.

Suponiendo un modelo unidimensional, las pérdidas de presión locales e instantáneas a través de un tramo de calentador de longitud infinitamente pequeña se pueden expresar como función de: la presión del gas, los parámetros geométricos del calentador, las propiedades físicas del fluido y la velocidad con la que el fluido está circulando.

Para definir la geometría del calentador habría que definir completamente su forma, incluyendo la sección ovalada y la disposición de las aletas, además de otros detalles constructivos como radios de acuerdo, etc. Todos estos parámetros pueden ser sustituidos en una primera aproximación por el radio hidráulico local del calentador.

La densidad del gas y su viscosidad se incluyen en la lista de variables a tener en cuenta para caracterizar los efectos de inercia, arrastre y disipación viscosa. Además la presión del gas se incluye como variable influyente para tener en cuenta posibles efectos de compresibilidad del gas que se pueden presentar a altas velocidades. De esta forma, se puede plantear la siguiente relación funcional

$$\frac{\delta p}{\delta x} = f(p, R_{hxE}, \rho, \mu, u) \quad (67)$$

Integrando esta expresión a lo largo de la longitud del calentador se obtiene la expresión de las pérdidas de presión instantáneas en el calentador,  $\Delta p$ . El proceso permite caracterizar el flujo de gas a través de una velocidad promediada espacialmente, definida como:

$$\bar{u} = \frac{\dot{m}}{\rho A_{xxE}} \quad (68)$$

La lista de variables influyentes se debe completar con las temperaturas del gas a la entrada y a la salida del calentador,  $T_{g0}$  y  $T_{gL}$  respectivamente, así como la temperatura de la pared del calentador, que normalmente se considera uniforme. De esta forma las posibles variaciones espaciales de las propiedades físicas del gas quedan caracterizadas.

De forma alternativa, las variables  $T_{g0}$  y  $T_{gL}$  pueden ser reemplazadas por la diferencia entre ambas,  $\Delta T_g$  y la temperatura media del gas en el calentador,  $\bar{T}_g$ .

Así pues, se puede escribir:

$$\Delta p = f(p, R_{hxE}, \rho, \mu, \bar{u}, L_{xE}, \Delta T_g, \bar{T}_g, T_w) \quad (69)$$

La aplicación del Teorema Pi de Buckingham a la expresión anterior conduce a la siguiente relación funcional con seis grupos adimensionales. Se han utilizado  $R_{he}$ ,  $\rho$ ,  $\bar{u}$  y  $T_w$  como variables de referencia:

$$\frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho \bar{u}^2} = F\left(\frac{\mu}{\rho \bar{u} R_{hxE}}, \frac{p}{\frac{1}{2} \rho \bar{u}^2}, \frac{L_{xE}}{R_{hxE}}, \frac{\Delta T_g}{T_w}, \frac{\bar{T}_g}{T_w}\right) \quad (70)$$

Si se acepta que el gas de trabajo se comporta como un gas ideal se puede sustituir la presión del gas por el producto  $\rho RT_{ref}$ , donde  $T_{ref}$  es la temperatura de referencia a la que se calculan las propiedades físicas del fluido de trabajo. Así pues, el monomio relacionado con las pérdidas de presión, normalmente llamado número de Euler, es función del número de Reynolds, del número de Mach y de los monomios térmicos y geométricos:

$$N_{eu} = F\left(N_{re}, N_{ma}, \frac{L_{xE}}{R_{hxE}}, \frac{\Delta T_g}{T_w}, \frac{\bar{T}_g}{T_w}\right) \quad (71)$$

La caracterización de los fenómenos que ocurren en las máquinas Stirling presenta ventajas cuando se utiliza el número de Stirling (Prieto and Stefanovsky, 2003, Prieto, 2000 y Organ 2007) como variable relevante. Sin embargo se considera conveniente mantener el número de Reynolds como variable explícita, debido a su amplia utilización y a que permite comparar más fácilmente los resultados. La utilización de uno u otro monomio es equivalente pues se cumple:

$$N_{re} = \frac{N_{ma}^2}{N_{sg}} \quad (72)$$

Mediante sencillas sustituciones algebraicas se puede convertir la Ec. (71) en la siguiente expresión en la que aparecen las pérdidas de presión relativas a la presión del gas de forma explícita:

$$\frac{\Delta p}{p} = N_{ma}^2 \cdot F\left(N_{re}, N_{ma}, \frac{L_{xE}}{R_{hxE}}, \frac{\Delta T_g}{T_w}, \frac{\bar{T}_g}{T_w}\right) \quad (73)$$

Se puede realizar un procedimiento análogo para analizar el coeficiente instantáneo de transferencia de calor convectiva entre el calentador y el gas, siendo necesario en este caso completar la lista de variables influyentes de la Ec. (74) con los parámetros que caracterizan el comportamiento térmico del gas, es decir, sus calores específicos. Además, si se considera que la conducción de calor en las aletas del calentador influye en el fenómeno, es necesario añadir como variables influyentes el calor específico volumétrico, la difusividad térmica y la conductividad térmica del material del calentador. La presión no hace falta considerarla de forma explícita, ya que el producto  $RT_{ref}$  está determinado por las temperaturas del gas y sus calores específicos. Con todo ello se puede escribir la siguiente relación funcional:

$$h_{xE} = f(R_{hxE}, \rho, \mu, \bar{u}, \kappa, c_p, c_v, L_{xE}, \Delta T_g, \bar{T}_g, T_w, \rho_w c_w, \alpha_w) \quad (74)$$

Aplicando el Teorema Pi de Buckingham a la expresión anterior se obtiene la siguiente relación que incluye 10 monomios adimensionales. Se han utilizado  $R_{he}$ ,  $\rho$ ,  $\bar{u}$  y  $c_p$  como variables de referencia en la adimensionalización:

$$\frac{h_{xE}}{\rho \bar{u} c_p} = F\left(\frac{\mu}{\rho \bar{u} R_{hxE}}, \frac{L_{xE}}{R_{hxE}}, \frac{k}{\rho \bar{u} c_p R_{hxE}}, \frac{c_v}{c_p}, \frac{c_p \Delta T_g}{\bar{u}^2}, \frac{c_p \bar{T}_g}{\bar{u}^2}, \frac{c_p T_w}{\bar{u}^2}, \frac{\rho_w c_w}{\rho c_p}, \frac{\alpha_w}{\bar{u} R_{hxE}}\right) \quad (75)$$

Teniendo en cuenta que se cumple la siguiente ecuación:

$$\frac{c_p}{R} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \quad (76)$$

se puede manipular la expresión Ec. (65) para obtener otra relación funcional con grupos adimensionales más significativos:

$$N_{st} = F\left(N_{re}, \frac{L_{xE}}{R_{hxE}}, N_{pr}, \gamma, \frac{\Delta T_g}{T_w}, \frac{\bar{T}_g}{T_{ref}} \cdot N_{ma}^{-2}, \frac{\bar{T}_g}{T_w}, N_{TCR}, N_f\right) \quad (77)$$

Si finalmente se decide que la temperatura de referencia sea igual a la temperatura media del gas en el calentador,  $T_{ref} = \bar{T}_g$ , se llega a la expresión:

$$N_{st} = F\left(N_{re}, N_{pr}, N_{ma}, \gamma, \frac{L_{xE}}{R_{hxE}}, \frac{\Delta T_g}{T_w}, \frac{\bar{T}_g}{T_w}, \frac{\rho_w c_w \Delta T_g}{p}, \frac{\alpha_w}{R_{hxE} \sqrt{R \Delta T_g}}\right) \quad (78)$$

Las Ec. (71), (73) y (78) son la base del análisis experimental que se describe en los apartados siguientes de esta memoria de Tesis. Para interpretar correctamente los resultados conviene tener en cuenta que dichas ecuaciones se pueden aplicar a gran variedad de fenómenos físicos, cuya comprensión depende de las interrelaciones de los números adimensionales que intervienen en las ecuaciones que describen el fenómeno.

Como ejemplo se puede analizar las pérdidas de presión de un fluido newtoniano e incompresible que circula por el interior de un conducto recto y sin rugosidad, en condiciones de flujo laminar totalmente desarrollado. Suponiendo además condiciones isotermas, las Ec. (71) y (73) se reducen a la conocida expresión:

$$N_{eu} = \frac{16}{N_{re}} \cdot \frac{L_{xE}}{R_{hxE}} \quad (79)$$

La expresión anterior puede reescribirse de otras formas normalmente utilizadas:

$$\frac{\Delta p}{p} = N_{ma}^2 \cdot \frac{8}{N_{re}} \cdot \frac{L_{xE}}{R_{hxE}} \quad (80)$$

$$C_f = \frac{16}{N_{re}} \quad (81)$$

Sin embargo debe advertirse que la utilización de los números de Euler, Reynolds y Mach en este problema es arbitraria, ya que los efectos de inercia, arrastre y



compresibilidad no deben ser considerados ya que la densidad y la presión no son variables influyentes en las pérdidas de presión, tal y como se refleja en la ley de Hagen-Poiseuille:

$$-\frac{\delta p}{\delta x} = \frac{2\mu u}{r_{hxE}^2} \approx \text{constante} \quad (82)$$

Integrando la expresión anterior a lo largo de todo el conducto se obtiene:

$$\Delta p = \frac{2\mu \bar{u}}{R_{hxE}^2} L_{xE} \quad (83)$$

Revisando el análisis después de eliminar la densidad y la presión de la lista de variables influyentes, se muestra que en este caso, sólo hay un monomio adimensional relacionado con el cociente entre la longitud y el radio hidráulico. Ese monomio adimensional puede interpretarse como una versión del número de Stirling, que es el producto de los números adimensionales comentados anteriormente, y por tanto, no pueden variar independientemente:

$$\frac{\Delta p R_{hxE}}{\mu \bar{u}} = 2 \frac{L_{xE}}{R_{hxE}} \leftrightarrow N_{eu} \cdot N_{re} = 16 \frac{L_{xE}}{R_{hxE}} \leftrightarrow \frac{\Delta p}{p} \cdot N_{re} \cdot N_{ma}^{-2} = 8 \frac{L_{xE}}{R_{hxE}}$$

Las Ec. (71) y (73) pueden conducir a expresiones aplicables a casos en los que la densidad del fluido sea necesaria para describir el fenómeno. Un ejemplo de estos casos puede ser la ley de Forchheimer, que no sólo tiene en cuenta las pérdidas de presión ocasionadas por la viscosidad, sino que además tiene en cuenta los efectos causados por las aceleraciones y deceleraciones del fluido según va atravesando un recorrido tortuoso a través de un medio poroso:

$$-\frac{\delta p}{\delta x} = \mu \frac{u}{\kappa} + \beta \rho u^2 \leftrightarrow \frac{(-\delta p / \delta x) / \beta}{\rho u^2} = \frac{\mu}{\rho u \kappa \beta} + 1$$

La integración espacial de esta ley permite obtener expresiones en las que el número de Reynolds es independiente del número de Euler:

$$N_{eu} = \left( \frac{a}{N_{re}} + b \right) \frac{L_{xE}}{R_{hxE}} \quad (84)$$

La expresión anterior se puede modificar sustituyendo el número de Euler por su definición y, ordenando el resultado, se obtiene:

$$\frac{\Delta p}{p} = \frac{1}{2} N_{ma}^2 \left( \frac{a}{N_{re}} + b \right) \frac{L_{xE}}{R_{hxE}} \leftrightarrow C_f = \frac{a}{N_{re}} + b \quad (85)$$

En resumen, tanto la ley de Hagen –Poiseuille como la ley de Forchheimer son modelos de flujo incompresible en los que  $\Delta p/p$  es una función explícita del cuadrado del número de Mach, y  $C_f$  no depende de  $N_{ma}$ .

Las Ec. (71) y (73) también están de acuerdo tanto con las medidas experimentales llevadas a cabo por Su (1986) para fluido compresible en régimen estacionario a través de mallas apiladas como con los análisis del regenerador de los

motores Stirling desarrollados por Organ (1992a, 1997 y 2007). Este último autor recomienda que las correlaciones experimentales para regeneradores deben representarse utilizando  $N_{ma}$  como parámetro, ya que es influyente incluso para valores tan bajos como  $N_{ma} \approx 0.1$ .

A pesar de que los efectos de la compresibilidad del gas no son probables a velocidades moderadas, en este trabajo se va a tener en cuenta la recomendación de Organ para mostrar cómo estos efectos pueden ser evaluados mediante las diferentes relaciones funcionales del  $N_{ma}$ , al igual que se hizo en los casos estudiados para flujo incompresible.

Así pues, en las pruebas experimentales del nuevo calentador, se espera que tanto el coeficiente de fricción como el número de Stanton sean independientes del número de Mach, mientras que las pérdidas de presión adimensionales  $\Delta p/p$  dependerán de  $N_{ma}^2$ .

### 6.5.1. Dispositivo experimental

La utilización de correlaciones obtenidas en condiciones de flujo estacionario para caracterizar las pérdidas de presión y la transmisión de calor en los intercambiadores de calor de los motores Stirling es discutible, debido a que el funcionamiento de estas máquinas implica un flujo bidireccional no desarrollado con caudal másico variable.

Gedeon y Wood (1996) señalaron que no hay una gran diferencia en el coeficiente de fricción en flujo estacionario o en flujo oscilante, bajo las condiciones en las que se ensayaron unos pocos regeneradores. Por el contrario, Isshiki et al. (1997) concluyen que los coeficientes de fricción en régimen oscilante son mayores que los obtenidos en condiciones de flujo estacionario. En la misma línea están las conclusiones de Ibrahim et al. (2004), que estudiaron las pérdidas de presión a través de geometrías complejas en condiciones de flujo oscilante. Los autores encontraron que las pérdidas en flujo oscilante eran entre un 20% y un 30% mayores que los valores estimados en flujo estacionario.

Dejando a un lado esta discusión, en lo que sí hay acuerdo es en la utilidad de las correlaciones obtenidas en condiciones de flujo estacionario para caracterizar el comportamiento de los intercambiadores de calor de los motores Stirling. Así pues, se ha diseñado y construido un dispositivo experimental para caracterizar los fenómenos de pérdidas de presión y transmisión de calor en el nuevo calentador en condiciones de flujo estacionario.

Como se pretende estudiar la influencia de la compresibilidad del gas en las correlaciones (a través de  $N_{ma}$ ), se realizaron medidas de cada una de las variables influyentes para diferentes condiciones de funcionamiento del calentador:

- 4 niveles de temperatura de pared exterior del calentador, aproximadamente: 100°C, 200°C, 300°C y 400°C.
- 11 niveles de  $N_{ma}$ : 0.0010, 0.0020, 0.0030, 0.0040, 0.0050, 0.0060, 0.0100, 0.0120, 0.0140, 0.0160 y 0.0180.

- En cada una de las combinaciones anteriores se estudiaron 6 valores diferentes de  $N_{re}$ , que varían entre 40 y 1250.

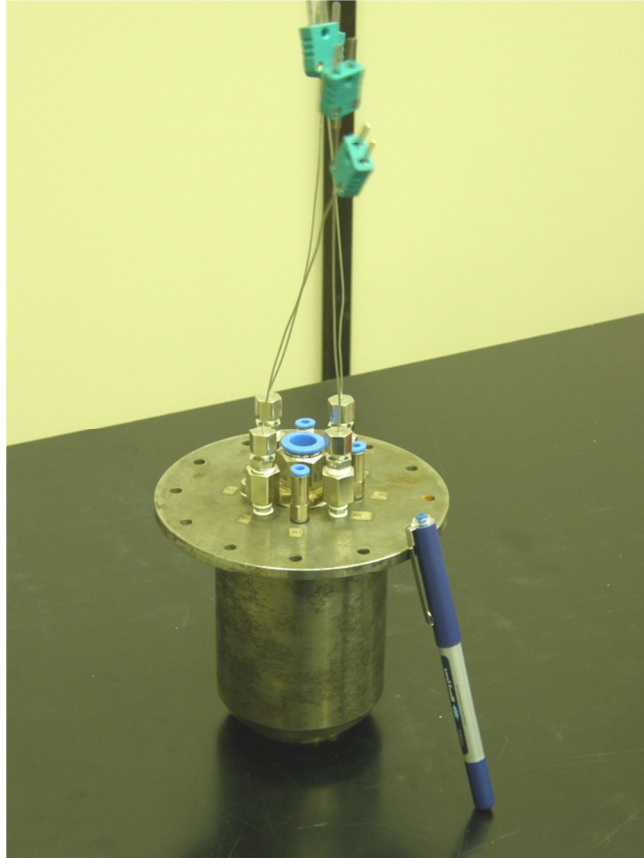
En total son 264 puntos de funcionamiento diferentes, aunque no ha sido posible reproducir las condiciones de todos los puntos previstos, debido a las limitaciones en caudales y presiones disponibles en el dispositivo experimental.

Para evaluar las variables adimensionales es necesario medir las siguientes variables ordinarias:

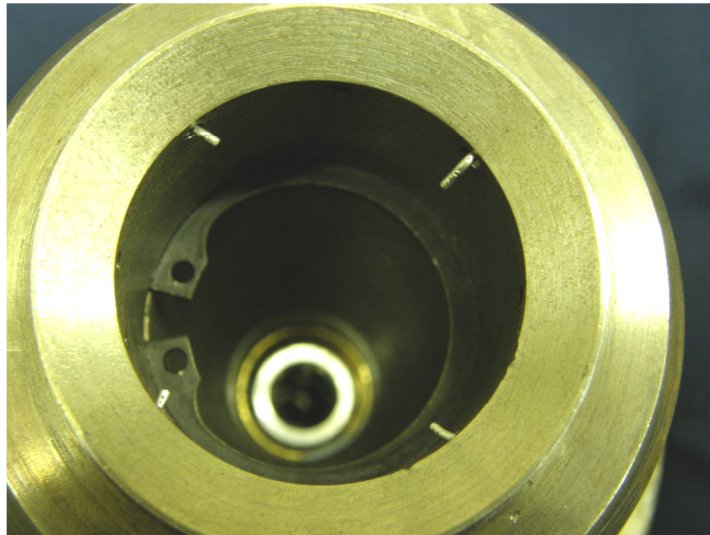
- Presión del gas a la entrada del calentador.
- Diferencia de presión entre la entrada y la salida del calentador.
- Temperatura del gas a la entrada del calentador.
- Temperatura del gas a la salida del calentador.
- Temperatura de la pared del calentador en la zona media.
- Caudal másico de gas.

Para medir las temperaturas se han utilizado termopares tipo K con unión aislada y vaina de acero inoxidable de 1 mm de diámetro, con una respuesta suficientemente rápida para los ensayos realizados en condiciones estacionarias. El diámetro de los conductores del termopar es de 200  $\mu\text{m}$  y han sido fabricados según el estándar IEC 584-2 (1982), que garantiza una precisión de  $\pm 1.6^\circ\text{C}$ .

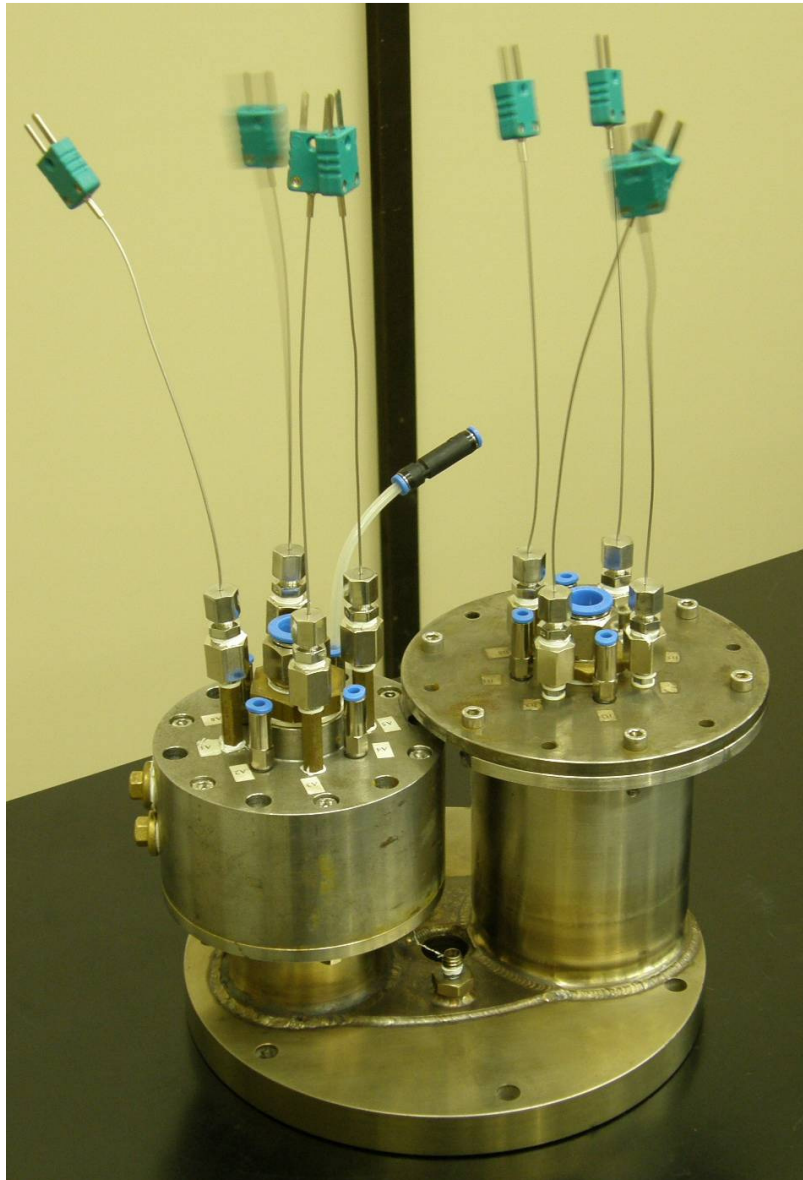
La temperatura de pared del calentador se midió con un único termopar, mientras que para medir las temperaturas del gas en las secciones de entrada y salida del calentador se utilizaron 4 termopares en cada sección. La colocación de los termopares en las secciones de entrada y salida requirió la fabricación de unas piezas auxiliares, de acero al carbono, con unos taladros que permitieron introducir los termopares en las secciones deseadas. En la Figura 67 se puede ver una de las piezas auxiliares, mientras que en la Figura 68 se muestra el detalle de la punta de los termopares saliendo por los orificios de las piezas auxiliares. En la Figura 69 se muestra el calentador con las piezas auxiliares y los termopares ya colocados.



**Figura 67:** Pieza auxiliar para introducir los termopares en la sección de entrada-salida del calentador.



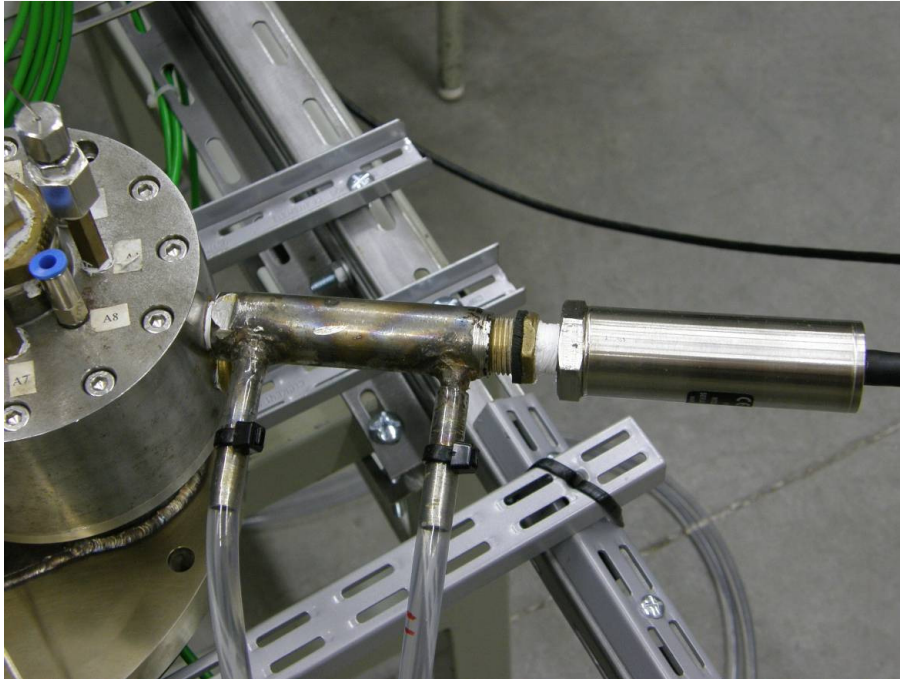
**Figura 68:** Detalle de las puntas de los termopares saliendo de la pieza auxiliar.



**Figura 69:** Termopares y piezas auxiliares colocados sobre el calentador.

Los termopares se conectan a una tarjeta de adquisición de datos Agilent 34901A gestionada mediante un multímetro Agilent 34970A. La conexión se realiza mediante cables de extensión para termopares tipo K, debidamente apantallados para evitar perturbaciones en la señal eléctrica.

La presión del gas a la entrada del calentador se mide con un transductor de presión absoluta con un rango de medida de 0 a 10 bar. El sensor tiene una salida de 0-5 V DC, lineal con la presión y una precisión de 0.05% del fondo de escala. El transductor está colocado en la pieza auxiliar que sirve para situar los termopares, y como no soporta temperaturas superiores a 80°C, ha sido necesario utilizar un intercambiador de carcasa refrigerado por agua (ver Figura 70).



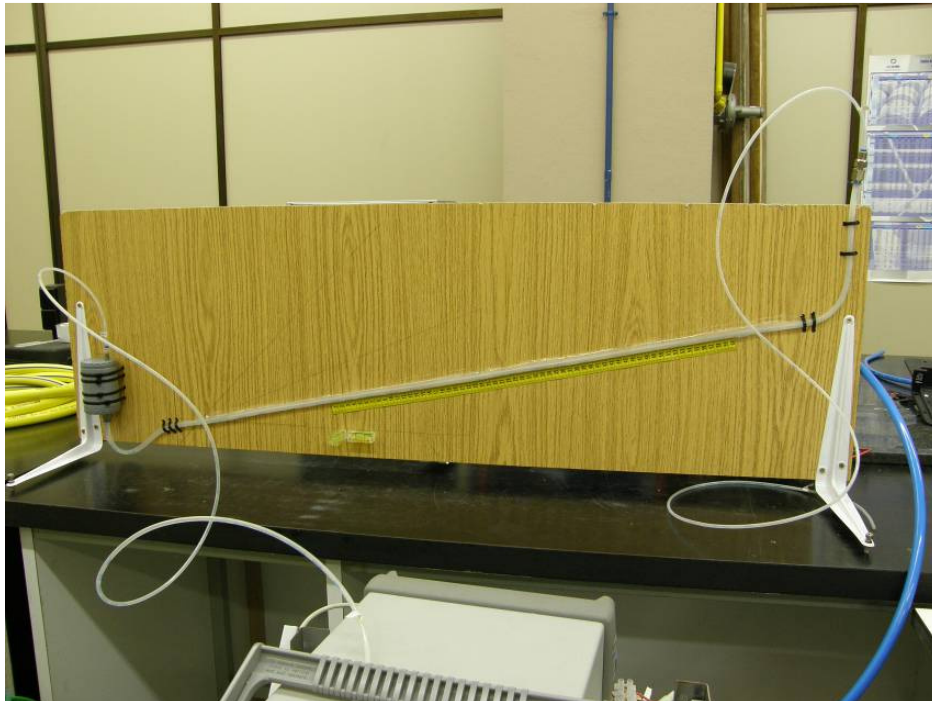
**Figura 70:** Transductor de presión con intercambiador para refrigeración.

Inicialmente la diferencia de presión entre la entrada y la salida del calentador se intentó medir con un transductor de presión diferencial que tenía una salida de 0 a 5 V. Sin embargo durante las pruebas preliminares dicho transductor resultó dañado. El análisis de lo ocurrido permitió comprobar que debido al sistema de regulación de caudal se producían unas sobrepresiones diferenciales entre ambas secciones del calentador, que sobrepasaban los límites admisibles del sensor.

Para solventar el contratiempo se decidió construir un manómetro diferencial de columna de agua, que aunque presenta el inconveniente de no proporcionar una salida eléctrica, tiene como ventajas definitivas la sencillez y robustez frente a sobrepresiones. De hecho ante una sobrepresión el único inconveniente es que el manómetro puede perder parte del agua, siendo necesario rellenarlo nuevamente, pero sigue funcionando perfectamente.

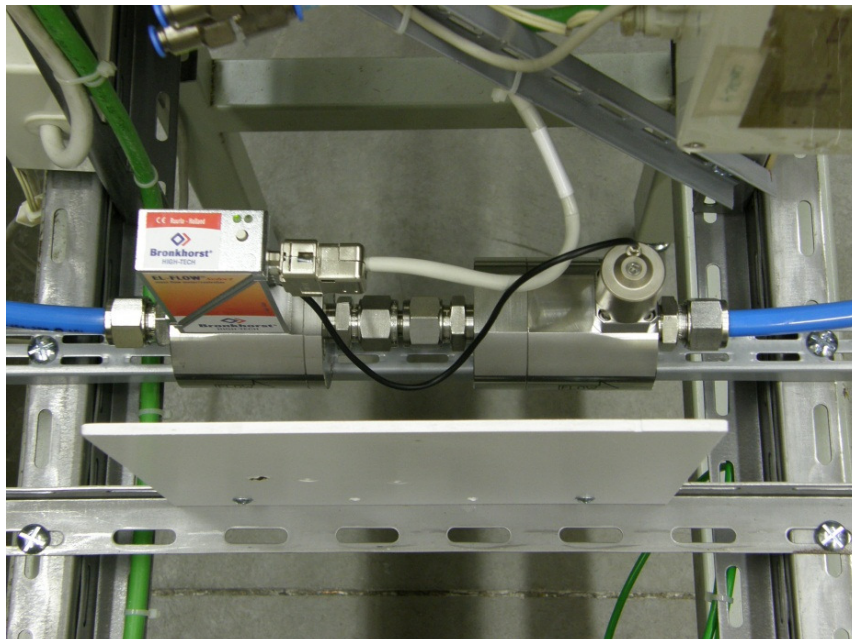
El diseño de dicho manómetro se realizó con un tubo inclinado, con el fin de conseguir mayor resolución en la medida que con un tubo vertical. En la parte baja del manómetro se incorporó un depósito de agua destilada con el objeto de garantizar en todo momento que el tubo tenga una columna de agua continua. En la Figura 71 se muestra una imagen del manómetro en la que se puede observar el tramo final de tubo, en posición vertical que permite tener sobrepresiones considerables sin que se produzca pérdida del agua.

Mediante dos apoyos regulables en altura y dos niveles de burbuja se permite la nivelación del manómetro para garantizar una lectura correcta de la altura de la columna de agua. El manómetro diferencial se puede utilizar en un rango de 0 a 1200 Pa con una precisión del 0.16% del fondo de escala.



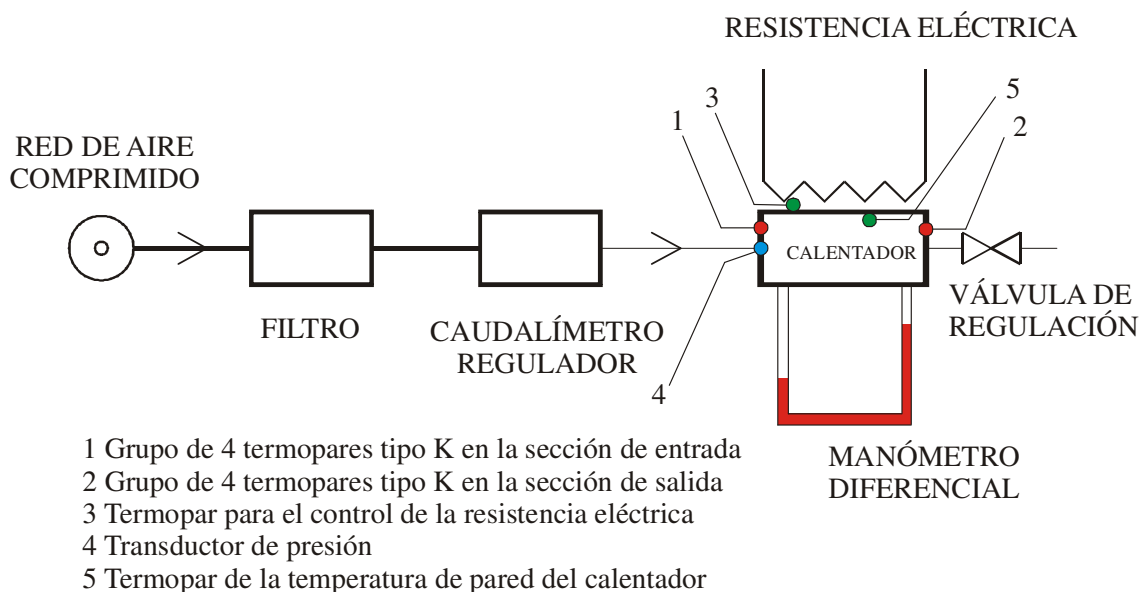
**Figura 71:** Manómetro diferencial de elaboración propia.

Por último, el caudal másico se midió y se reguló mediante un caudalímetro másico Bronkhorst F-002-AV-LIU-44-V con regulador de caudal Bronkhorst F-112AC-M20-AAD-44-V, que permitió ir variando el caudal en intervalos de 0.02 kg/h en un rango de 0 a 19 kg/h. En la Figura 72 se muestra el conjunto del caudalímetro y el regulador de caudal, colocados en el banco de ensayos.



**Figura 72:** Conjunto de caudalímetro y regulador de caudal.

Todos los sensores descritos anteriormente configuran una instalación experimental cuyo esquema se puede ver en la Figura 73.



**Figura 73:** Esquema conceptual del banco de ensayos.

El fluido utilizado en las pruebas fue aire proveniente de la red de aire comprimido del edificio, que estaba filtrado y deshumidificado previamente. Para evitar posibles alteraciones del aire durante su recorrido por la red de aire comprimido hasta llegar al punto de conexión con el banco de ensayos, se utilizó una unidad de acondicionamiento de aire comprimido con sistema de filtrado.

Una vez el aire estaba limpio y seco, se hizo pasar por el regulador de caudal y el caudalímetro, para ser introducido en el calentador posteriormente. Para poder variar la presión en el calentador se utilizó una válvula de regulación, colocada en la salida del calentador y con descarga a la atmósfera, de tal forma que el grado de apertura de dicha válvula permite controlar la diferencia de presión entre la atmósfera y la salida del calentador.

El aporte de calor se hizo a través de un fogón eléctrico de hostelería, con una resistencia eléctrica de 2000 W. El encendido de la resistencia se controló con un regulador de temperatura OMRON E5CN, mediante un sencillo control todo/nada que aprovecha la elevada inercia térmica del sistema para funcionar manteniendo estable su temperatura. El sistema de control tiene como señal de realimentación la temperatura de la pared exterior del calentador, en contacto con la resistencia eléctrica, que se midió a través de un termopar tipo K idéntico a los utilizados para medir la temperatura del gas.

En la Figura 74 se muestra el banco de ensayos al completo, montado sobre un bastidor de perfil ranurado de acero al carbono.





**Figura 74:** Banco de ensayos para el nuevo calentador.

Antes de incorporar el calentador al banco de ensayos, se le acoplaron las piezas auxiliares y los termopares. Esta operación requirió garantizar que numerosas juntas se comportan adecuadamente y no dejan fugas del aire a las presiones que se quieren ensayar. Se han realizado pruebas preliminares de estanqueidad sumergiendo el conjunto en agua y observando los puntos por los que fugaba el aire, corrigiendo posteriormente las juntas correspondientes. Este procedimiento se ha repetido en dos ocasiones hasta conseguir un grado de estanqueidad satisfactorio.

Para el desarrollo de las medidas experimentales se pretende realizar un barrido de condiciones para diferentes  $N_{ma}$  y  $N_{re}$  definidos previamente en un plan de pruebas. A partir de los valores de  $N_{ma}$  y  $N_{re}$  establecidos en el plan de pruebas, quedan determinados los valores de presión y caudal. Sin embargo, para conocer el valor de las variables ordinarias a partir de los valores deseados de las variables adimensionales es necesario conocer las propiedades físicas del gas, que dependen de la temperatura de referencia del gas, y ésta depende del funcionamiento, todavía desconocido del calentador. Por este motivo no es posible a priori determinar con precisión los valores de presión y caudal en los que se tienen que hacer las medidas. La variación de la viscosidad y la conductividad térmica del gas con la temperatura se ha estimado a través de las correlaciones de Sutherland recomendadas por Organ (1997).

Con la limitación anterior, se ha realizado una estimación de las condiciones y posteriormente, una vez obtenidas las medidas se han recalculado los valores de las variables adimensionales, que en general no difieren mucho de los valores estimados.

El procedimiento de medida consistió en primer lugar en definir la consigna de temperatura en la pared exterior del calentador y esperar a que se alcanzara dicha temperatura. En segundo lugar se introdujo la consigna del caudal deseado en el regulador de caudal, y ya con el aire circulando, se reguló la válvula situada a la salida del calentador para conseguir que la presión del aire en el calentador fuese la deseada. Una vez que el sistema se estabilizó en esas condiciones se dio orden de medida y se capturaron los valores de los sensores durante un intervalo de 10 segundos, con una frecuencia de muestreo de 1 Hz.

Los datos obtenidos se volcaron en una hoja de cálculo, en la que primero se comprobó la homogeneidad de las lecturas de cada canal a través del Coeficiente de Variación de Pearson, y posteriormente se calculó la media de cada canal durante el intervalo de medida. En todos los casos se obtuvo un valor del Coeficiente de Variación de Pearson pequeño (inferior al 2%), lo que indicó poca dispersión en los datos medidos y habilitó la utilización de la media como valor representativo de las medidas.

Así mismo, se calcularon los errores aleatorios en todas las series de medidas comprobándose que siempre el error aleatorio era menor que el error instrumental. Por ejemplo, en las lecturas de temperatura el error aleatorio es siempre inferior a 1°C y el error instrumental de dichas medidas es de 1.6°C. Para el sensor de presión el máximo error aleatorio registrado es de 0.0035 bar y el error instrumental es de 0.005 bar.

Una vez obtenidas las medias se calcularon los valores de las variables adimensionales que intervienen en los fenómenos a estudiar. Un ejemplo de la hoja de cálculo se puede ver en la Figura 75.

Scan	Channel Unit	101 Channel C	102 Channel C	103 Channel C	104 Channel C	105 Channel C	106 Channel C	107 Presion C	108 Channel C	109 Channel C	110 Channel C	111 Channel C	112 Channel C
1	10/01/2008 18:03	133.583	135.213	149.541	157.007	122.354	150.703	1.602508	249.083	72.364	63.164	50.674	54.825
2	10/01/2008 18:03	133.612	135.258	149.721	157.327	122.428	150.792	1.6042499	249.435	71.89	63.203	50.656	54.886
3	10/01/2008 18:03	133.737	135.261	149.691	157.373	122.467	150.889	1.6009239	249.637	72.026	63.273	50.68	54.899
4	10/01/2008 18:03	133.82	135.258	149.898	157.335	122.533	150.997	1.6044766	249.736	72.364	63.219	50.719	54.831
5	10/01/2008 18:03	133.758	135.293	150.095	157.384	122.584	151.116	1.6023042	249.776	72.718	63.216	50.779	55.043
6	10/01/2008 18:03	133.83	135.437	149.783	157.672	122.628	151.229	1.6047491	249.81	72.221	63.156	50.789	55.126
7	10/01/2008 18:03	133.817	135.477	149.95	157.748	122.679	151.342	1.6020827	250.026	71.471	63.182	50.703	55.194
8	10/01/2008 18:03	133.926	135.461	150.157	157.766	122.758	151.471	1.6021209	250.271	71.674	63.255	50.591	55.252
9	10/01/2008 18:03	134.017	135.533	150.219	158.071	122.79	151.582	1.6058875	250.498	72.804	63.245	50.753	55.158
10	10/01/2008 18:03	133.99	135.612	150.297	158.23	122.85	151.73	1.6017439	250.655	72.075	63.247	50.769	55.001
	e. aleatorio	0.0457	0.0442	0.0797	0.1187	0.0519	0.1094	0.0005	0.1522	0.1342	0.0126	0.0199	0.0496
	promedio	133.8	135.4	149.9	157.6	122.6	151.2	1.60	249.9	72.2	63.2	50.7	55.0
	CV	0.0011	0.0010	0.0017	0.0024	0.0013	0.0023	0.0010	0.0019	0.0059	0.0006	0.0012	0.0029
	Caudal (kg/h)	5.7		qreal (W)	133.9			$\mu$ (Pa·s)	2.18E-05		N <sub>NU</sub>	0.800	
	Caudal (kg/s)	0.00158						k (W/mK)	2.91E-02		N <sub>RE</sub>	384	
	Cp (J/kgK)	1008						$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	0.941		N <sub>FR</sub>	0.75	
	Te (K)	333.3						rh <sub>E</sub> (mm)	0.697		h (W/m <sup>2</sup> K)	33.45	
	Ts (K)	417.2		$\Delta$ TLM (K)	49.0			AW <sub>E</sub> (cm <sup>2</sup> )	817.34		NTU	1.714	
	Tplaca (K)	424.2		Tref (K)	375.2			Ax <sub>E</sub> (cm <sup>2</sup> )	5.278		N <sub>MA</sub>	0.00614	
								R (J/kgK)	287		N <sub>SG</sub>	2.55E+06	
											Ts/Te	1.252	
											$\Delta p/p$	0.00135	
	$\rho_{\text{agua}}$ (kg/m3)	994		L (mm)	121								
	g (m/s2)	9.81											
	Lo (mm)	7		$\Delta P$ (Pa)	217								
	$\alpha$ (°)	11.25											

Figura 75: Ejemplo de hoja de cálculo utilizada en el tratamiento de los datos experimentales.

### 6.5.2. Resultados experimentales

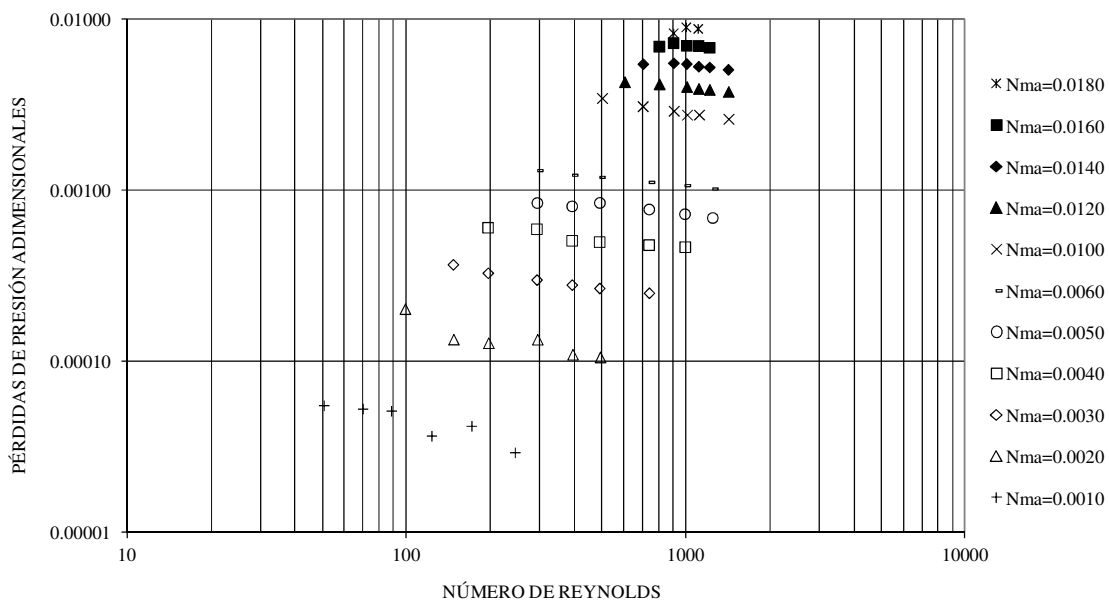
Las medidas experimentales se han llevado a cabo en casi todas las condiciones de funcionamiento previstas. Debido a la limitación de la presión de la red de aire comprimido, no fue posible superar los 6 bar de presión absoluta, y con ello no se pudo conseguir hacer todos los ensayos, especialmente los que tenían un valor de  $N_{ma}$  más elevado. Por este motivo las series con valores de  $N_{ma}$  por encima de 0.014 presentan

menos puntos experimentales. Finalmente se han realizado medidas en 239 puntos de los 264 previstos.

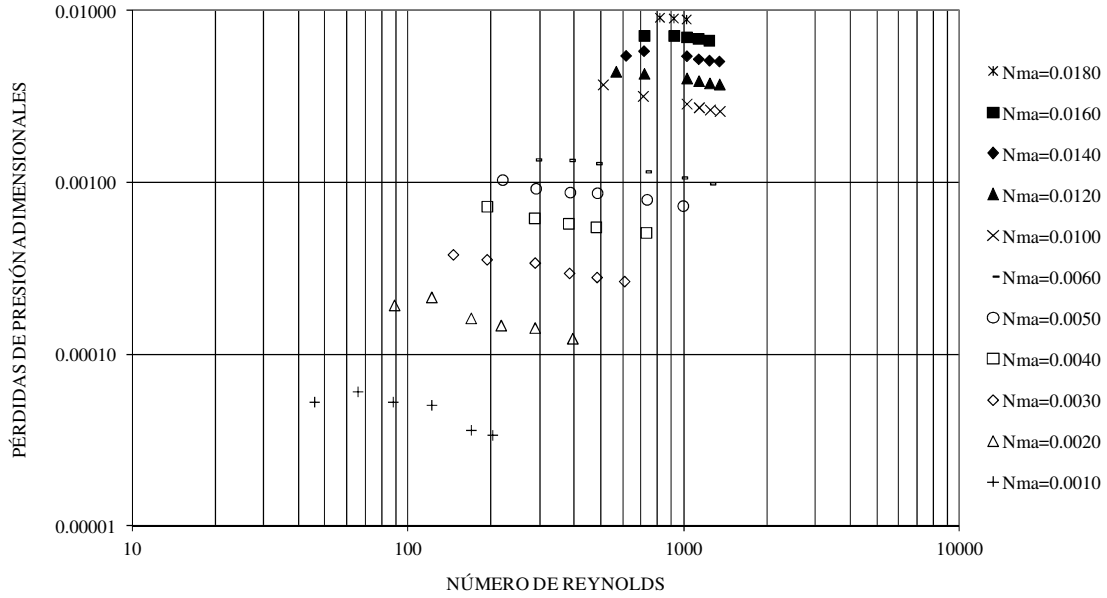
Además, algunas de las medidas presentaban valores significativamente alejados del resto de valores, y se han desestimado de estudios posteriores, interpretando que era debido a errores en el proceso de medida. Finalmente el número de puntos experimentales considerados es de 183.

Los valores de los cocientes de temperaturas que se han podido medir oscilan entre 0.045 y 0.325 para  $\Delta T_g / T_w$  y entre 0.725 y 0.950 para  $\bar{T}_g / T_w$ . Debido a las variaciones en las propiedades físicas del gas durante las pruebas, el número de Prandtl ha variado ligeramente en el intervalo de 0.745 a 0.765.

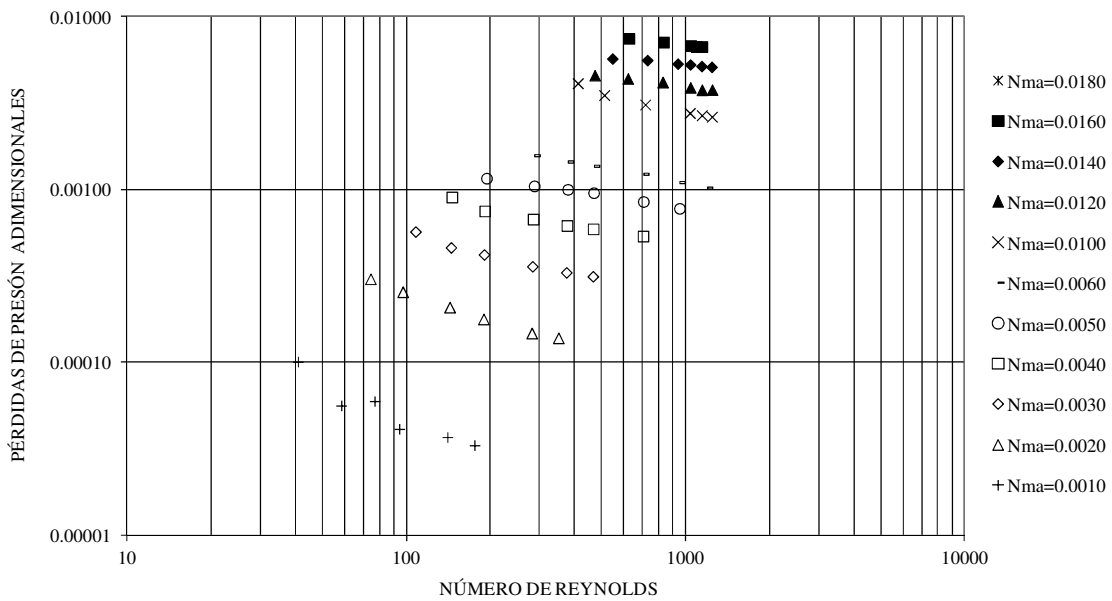
Para cada nivel de temperatura ensayado se presentan a continuación los resultados obtenidos. De la Figura 76 a la Figura 79 se muestran las pérdidas de presión adimensionales frente al número de Reynolds para los diferentes números de Mach ensayados a cada una de las temperaturas de consigna. Nótese que la temperatura de consigna es la existente en la superficie de contacto entre el calentador y la resistencia eléctrica con la que se calienta el conjunto. Esta temperatura difiere de la temperatura de pared del calentador, medida en la cara del mismo que está en contacto con el gas.



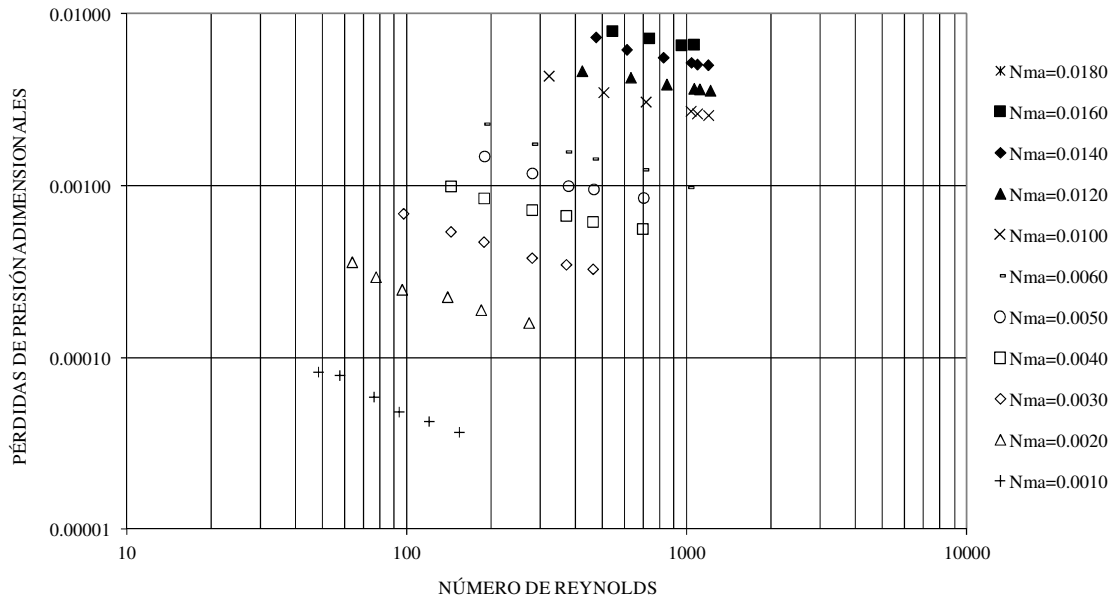
**Figura 76:** Pérdidas de presión adimensionales vs número de Reynolds para temperatura de consigna de 100°C.



**Figura 77:** Pérdidas de presión adimensionales vs número de Reynolds para temperatura de consigna de 200°C.



**Figura 78:** Pérdidas de presión adimensionales vs número de Reynolds para temperatura de consigna de 300°C.



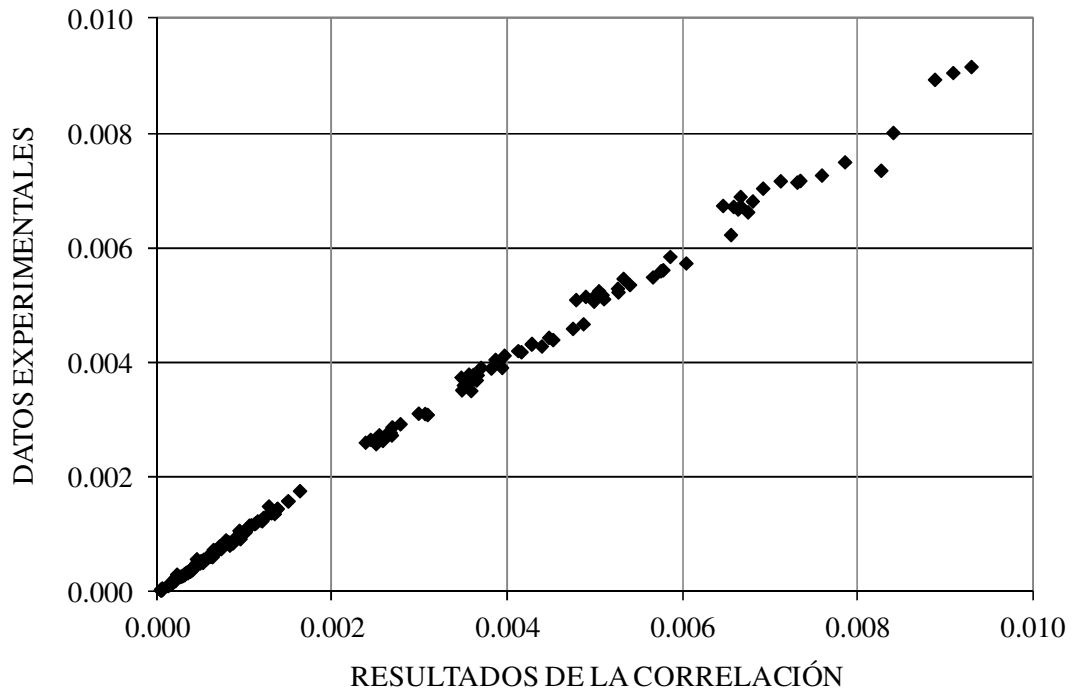
**Figura 79:** Pérdidas de presión adimensionales vs número de Reynolds para temperatura de consigna de 400°C.

En las figuras anteriores se puede observar la misma tendencia para todas las temperaturas ensayadas, agrupándose los valores en familias de curvas con un mismo número de Mach, aunque conviene matizar que en general los puntos que están agrupados tienen diferentes valores de los cocientes de temperaturas que influyen en el fenómeno.

La siguiente correlación es un caso particular de la Ec. (73), para el valor de  $R_{he}/L_e = 0.0065$  que presenta el nuevo calentador. El ajuste con las medidas experimentales presenta un coeficiente de determinación  $R^2 = 0.9985$  y un RMSE de 7.81%.

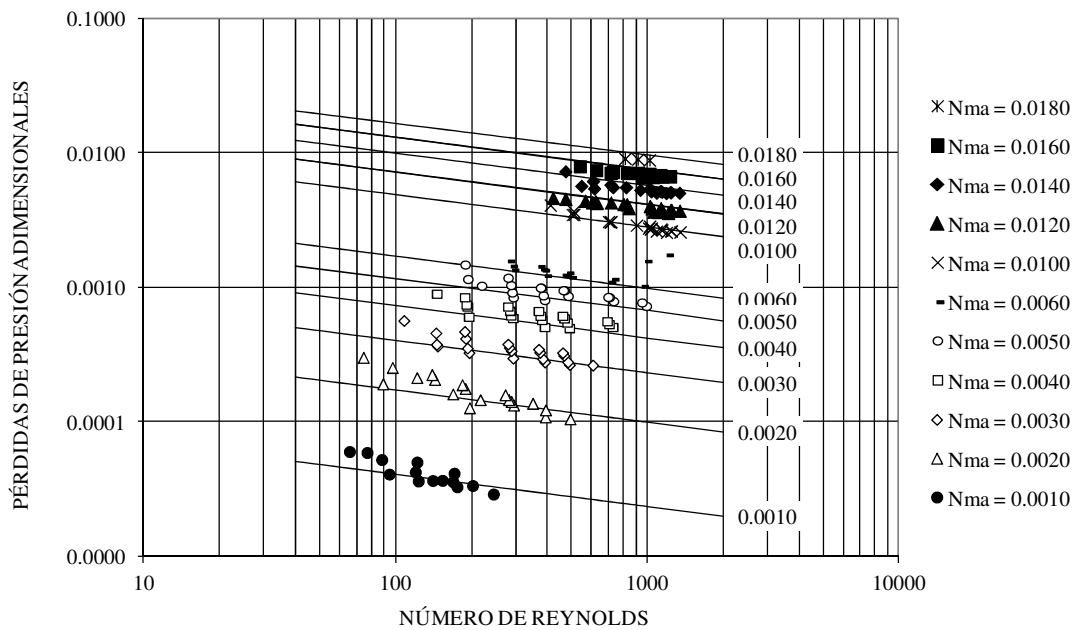
$$\frac{\Delta p}{p} = 174.058 N_{ma}^{2.079} N_{re}^{-0.238} \left( \frac{\bar{T}_g}{T_w} \right)^{-0.941} \left( \frac{\Delta T_g}{T_w} \right)^{-0.033} \quad (86)$$

En la Figura 80 puede comprobarse el grado de correlación entre las medidas experimentales y los resultados obtenidos con la correlación anterior.



**Figura 80:** Comparación entre los datos experimentales y el resultado de la correlación.

En el gráfico de la Figura 81 se muestran los valores experimentales y además se ha añadido la predicción de la correlación anterior para los valores medios de los cocientes de temperaturas, es decir,  $\bar{T}_g / T_w = 0.86$  y  $\Delta T_g / T_w = 0.200$ , con el fin de dar una idea de la dispersión causada por estos cocientes de temperaturas.

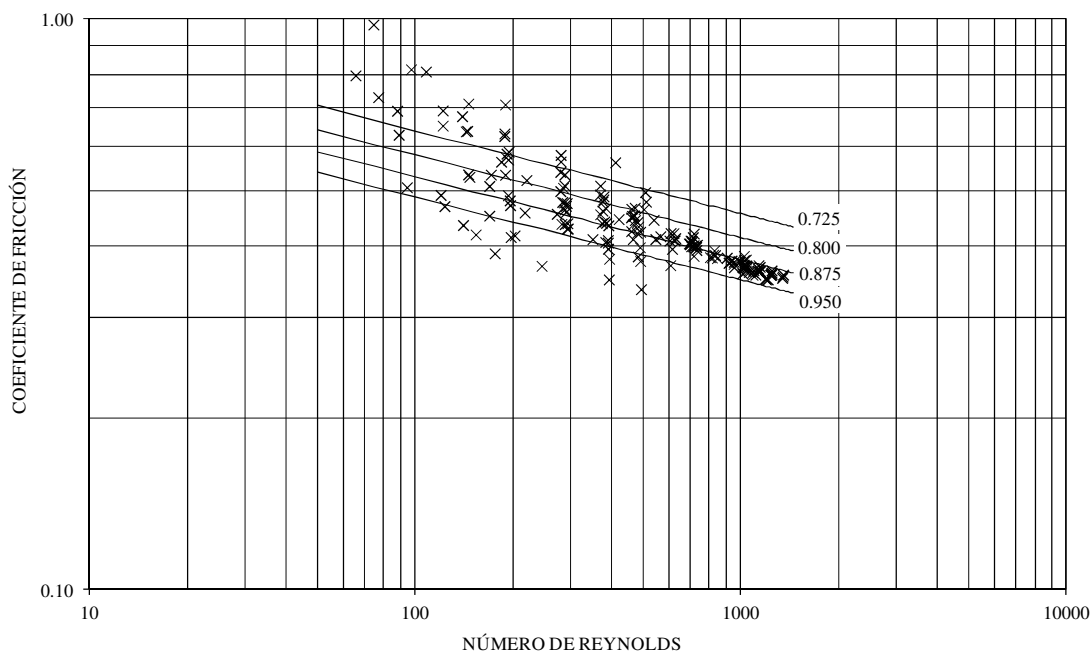


**Figura 81:** Pérdidas de presión adimensionales vs número de Reynolds.

El exponente del  $N_{ma}$  en la correlación de la Ec. (86), próximo a 2 y la observación de la relación funcional de la Ec. (73), parecen confirmar que los efectos de compresibilidad son despreciables. Además el valor casi nulo del exponente del monomio  $\Delta T_g / T_w$  es reflejo de su limitada influencia en  $\Delta p / p$ . Teniendo en cuenta estas consideraciones, se sugiere la utilización de la siguiente expresión del coeficiente de fricción, que es bastante más simple que la correlación original y presenta una precisión aceptable, ya que representa a los datos experimentales con un  $R^2 = 0.9990$  y un RMSE de 9.02%.

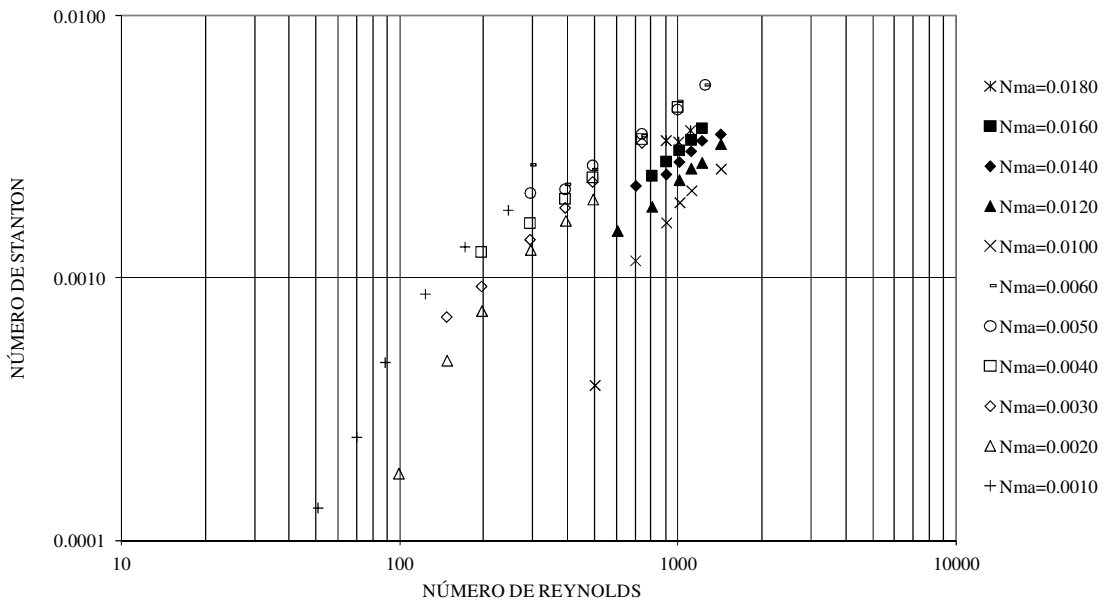
$$C_f = 0.904 N_{re}^{-0.145} \left( \frac{\bar{T}_g}{T_w} \right)^{-0.991} \tag{87}$$

La Figura 82 muestra los valores experimentales y las curvas de  $\bar{T}_g / T_w = Cte.$  predichas por la ecuación anterior.

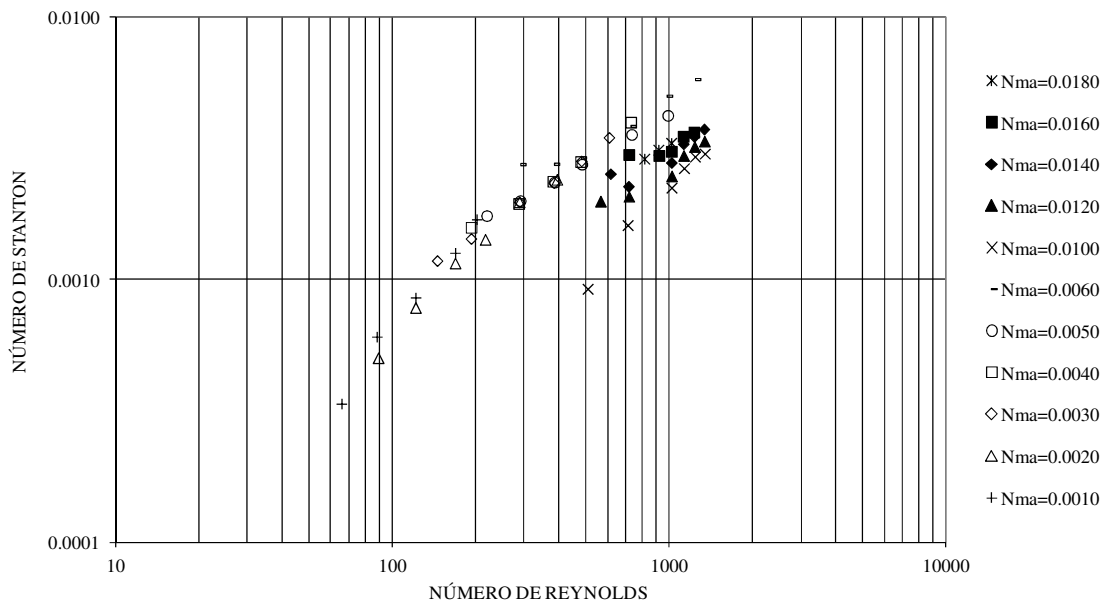


**Figura 82:** Coeficiente de fricción vs número de Reynolds.

De un modo análogo se pueden analizar los datos experimentales correspondientes a la transmisión de calor. De la Figura 83 a la Figura 86 se muestran los valores de  $N_{st}$  medidos frente al número de Reynolds para las diferentes temperaturas de consigan utilizadas.



**Figura 83:** Número de Stanton vs número de Reynolds para temperatura de consigna de 100°C.



**Figura 84:** Número de Stanton vs número de Reynolds para temperatura de consigna de 200°C.



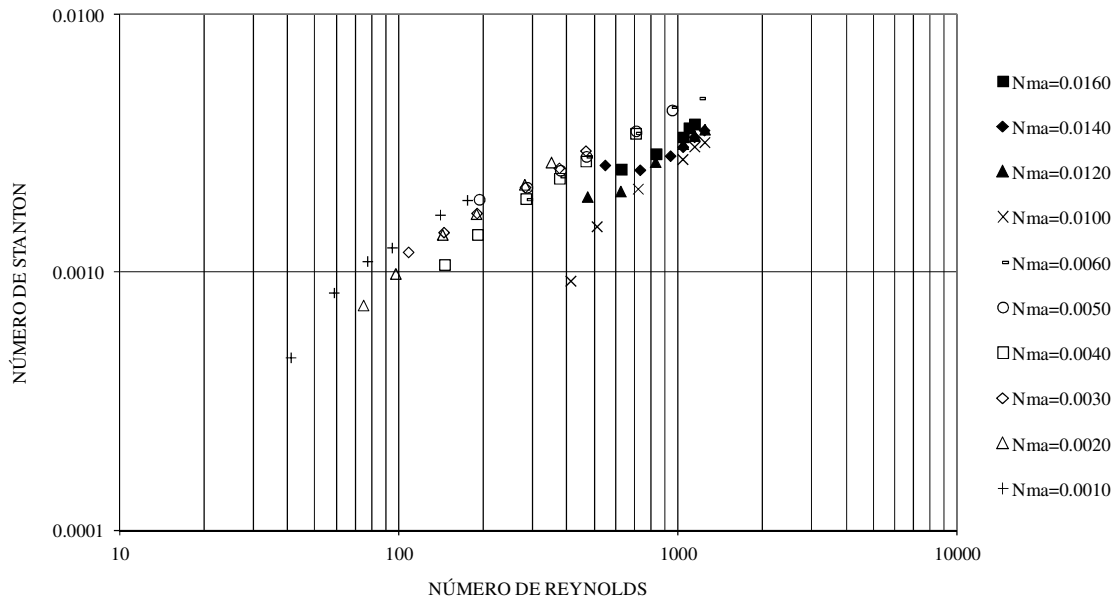


Figura 85: Número de Stanton vs número de Reynolds para temperatura de consigna de 300°C.

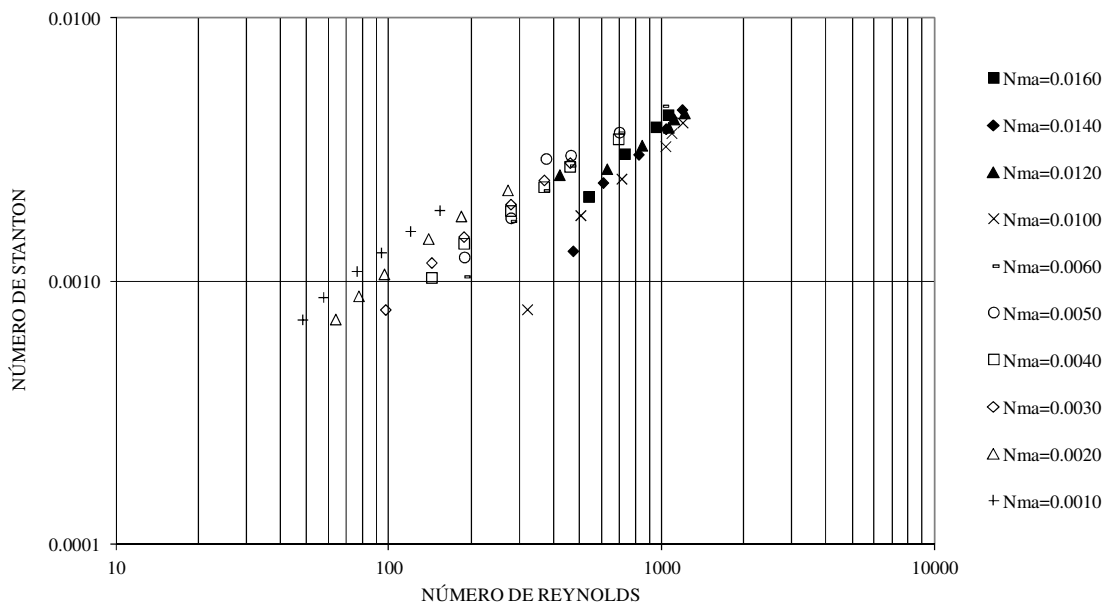


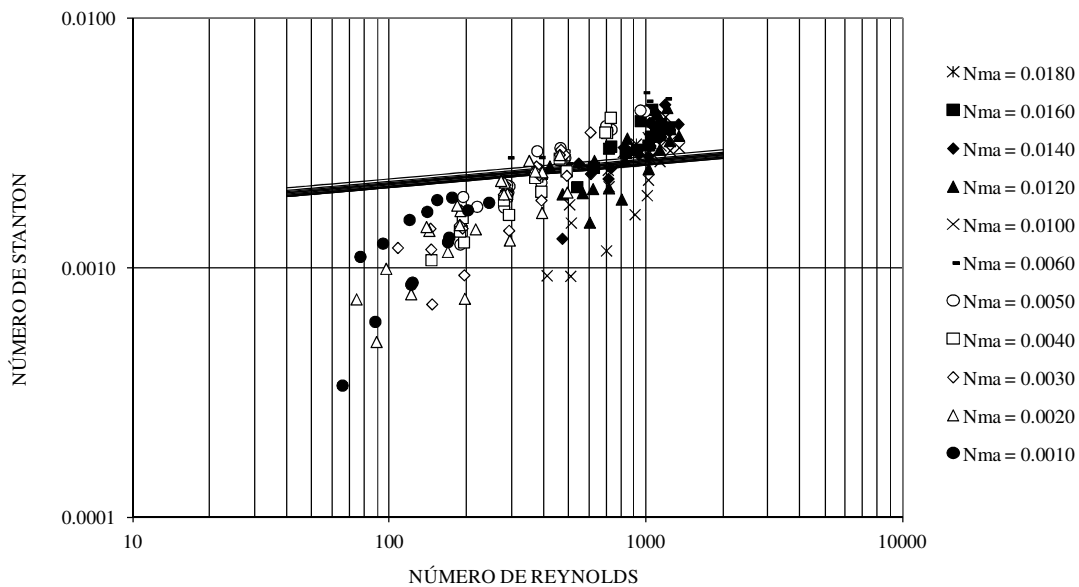
Figura 86: Número de Stanton vs número de Reynolds para temperatura de consigna de 400°C.

Combinando todas las medidas experimentales se puede construir una correlación que represente el comportamiento experimental. La siguiente correlación es

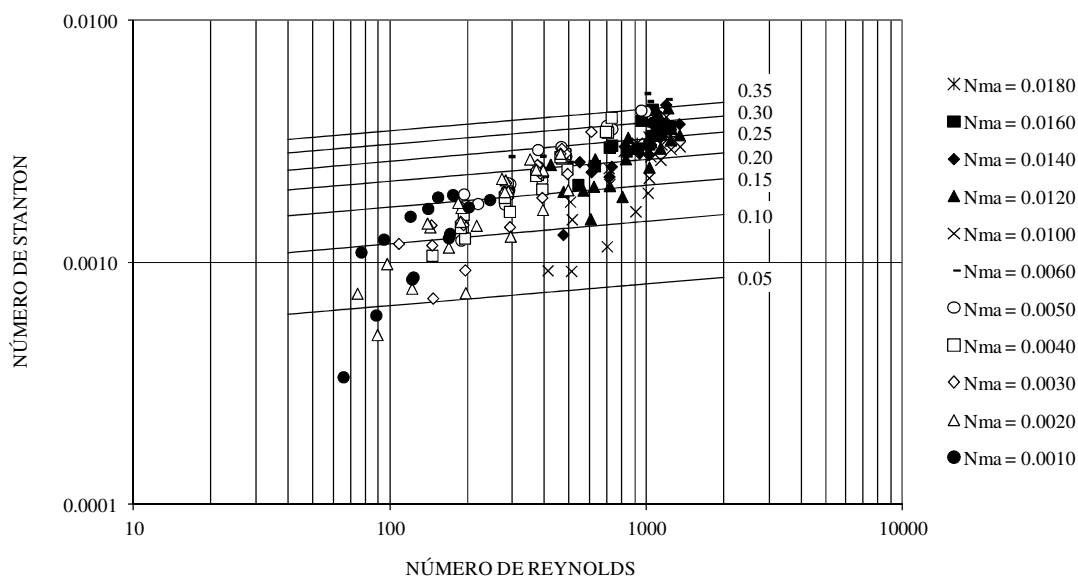
un caso particular de la Ec. (78), para el valor de  $R_{hxE}/L_{xE} = 0.0065$ , y se ajusta a los valores experimentales con un coeficiente de determinación  $R^2 = 0.9958$  y un RMSE de 7.47%. Las condiciones de flujo estacionario justifican la hipótesis de que las variables relacionadas con la conducción de calor en régimen transitorio,  $N_{TCR}$  y  $N_{fo}$ , no tienen influencia en los experimentos, y por tanto no aparecen en la correlación.

$$N_{st} = 0.0176 N_{re}^{0.091} N_{ma}^{-0.027} N_{pr}^{1.870} \left( \frac{\Delta T_g}{T_w} \right)^{0.856} \left( \frac{\bar{T}_g}{T_w} \right)^{4.940} \quad (88)$$

La Figura 87 muestra las curvas de número de Mach constante obtenido de la correlación anterior para los valores de  $\bar{T}_g/T_w = 0.86$ ,  $\Delta T_g/T_w = 0.200$  y  $N_{pr} = 0.75$ . La Figura 88 muestra las líneas de  $\Delta T_g/T_w = Cte.$ , deducidos de la correlación, Ec. (88), para los valores de  $\bar{T}_g/T_w = 0.86$ ,  $N_{pr} = 0.75$  y  $N_{ma} = 0.0075$ . En estas condiciones  $N_{st}$  aumenta ligeramente con  $N_{re}$ , mientras que  $N_{ma}$  tiene una influencia pequeña. La dispersión de los resultados está causada principalmente por las variaciones en los parámetros  $\Delta T_g/T_w$  y  $\bar{T}_g/T_w$ .



**Figura 87:** Comparación del número de Stanton experimental y las líneas de número de Mach constante deducidas de la Ec. (88), para valores de  $\bar{T}_g/T_w = 0.86$ ,  $\Delta T_g/T_w = 0.200$  y  $N_{pr} = 0.75$ .



**Figura 88:** Comparación del número de Stanton experimental y las líneas de  $\Delta T_g / T_w$  constante deducidas de la Ec. (88), para valores de  $\bar{T}_g / T_w = 0.86$ ,  $N_{pr} = 0.75$  y  $N_{ma} = 0.0075$ .

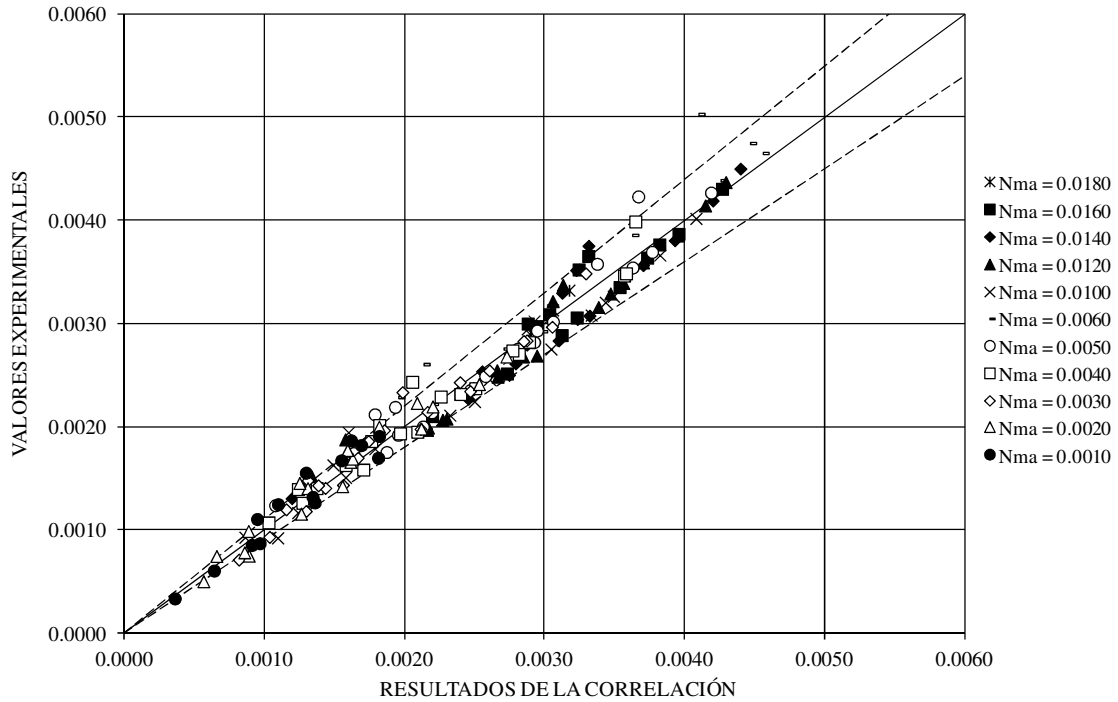
Al igual que ocurría con las pérdidas de presión, los efectos de compresibilidad asociados a la influencia de  $N_{ma}$  parecen despreciables, lo que permite sugerir la utilización de la siguiente correlación simplificada, que se ajusta a los datos experimentales con un valor  $R^2 = 0.9955$  y un  $RMSE = 7.57\%$ .

$$N_{st} = 0.023 N_{re}^{0.066} N_{pr}^{1.750} \left( \frac{\Delta T_g}{T_w} \right)^{0.856} \left( \frac{\bar{T}_g}{T_w} \right)^{4.975} \tag{89}$$

De la observación de las Ec. (87) y (89), puede comprobarse, que al contrario que ocurre en los calentadores con geometría tubular, no se satisface la analogía de Reynolds.

Por otro lado, la comparación con las correlaciones clásicas, muestra la influencia nada despreciable de los cocientes de temperaturas en las Ec. (87) y (89). Los ensayos realizados han mostrado la necesidad de incluir dichos parámetros en las correlaciones para conseguir resultados precisos. Además la precisión de las correlaciones decrece al disminuir el exponente de los cocientes de temperaturas. La Figura 89 muestra como las predicciones de la correlación (anterior) se ajustan a los resultados experimentales dentro de un margen de  $\pm 10\%$  señalado por las líneas a trazos. Sin embargo la siguiente ecuación, con los exponentes de los cocientes térmicos reducidos, ajusta a los datos experimentales con  $R^2 = 0.9818$  y  $RMSE = 17.5\%$  dentro de un rango del  $\pm 25\%$ .

$$N_{st} = 0.00086 N_{re}^{0.391} N_{pr}^{1.5} \left( \frac{\Delta T_g}{T_w} \right)^{0.5} \left( \frac{\bar{T}_g}{T_w} \right)^{0.5} \tag{90}$$



**Figura 89:** Ajuste entre los datos experimentales y la correlación propuesta.

### 6.5.3. Discusión de los resultados

Un análisis en profundidad de las predicciones de las Ec. (87) y (89), desde el punto de vista del funcionamiento del motor excede el ámbito de este trabajo, pero en la Tabla 18 se proporciona una idea aproximada de la comparación entre las predicciones de las correlaciones obtenidas y los valores del coeficiente de fricción y el número de Stanton de prototipos ensayados.

**Tabla 18:** Comparación entre los coeficientes de fricción y los números de Stanton para diferentes motores ensayados.

Prototipo	$N_{re,max}$	Coefficiente de fricción, $C_f$	Número de Stanton, $N_{st}$
4-215	~200000	0.04	0.002
P-40	~100000	0.05	0.003
GPU-3	~10000	0.07	0.004
M102C	~5100	0.08	0.005
Modelo con semejanza relajada	~9400	0.28	0.003

Las condiciones de flujo en los calentadores de motores Stirling suelen ser turbulentas (Seume y Simon, 1986), y el valor del número de Reynolds máximo es de 5100 en el M102C, en las condiciones del punto de diseño, mientras que en el nuevo

motor se estima un número de Reynolds máximo en el calentador del orden de 9400, debido principalmente a su gran volumen muerto, fuera de las condiciones de semejanza.

El resto de los números de Reynolds máximos que se muestran en la Tabla anterior han sido estimados a partir de los trabajos de Seume y Simon (1986) y Fano (1997). La correlación utilizada para calcular el coeficiente de fricción en los calentadores de tubos o ranuras es la misma que utilizó Organ (2008) recientemente, para estudiar calentadores de motores Stirling:

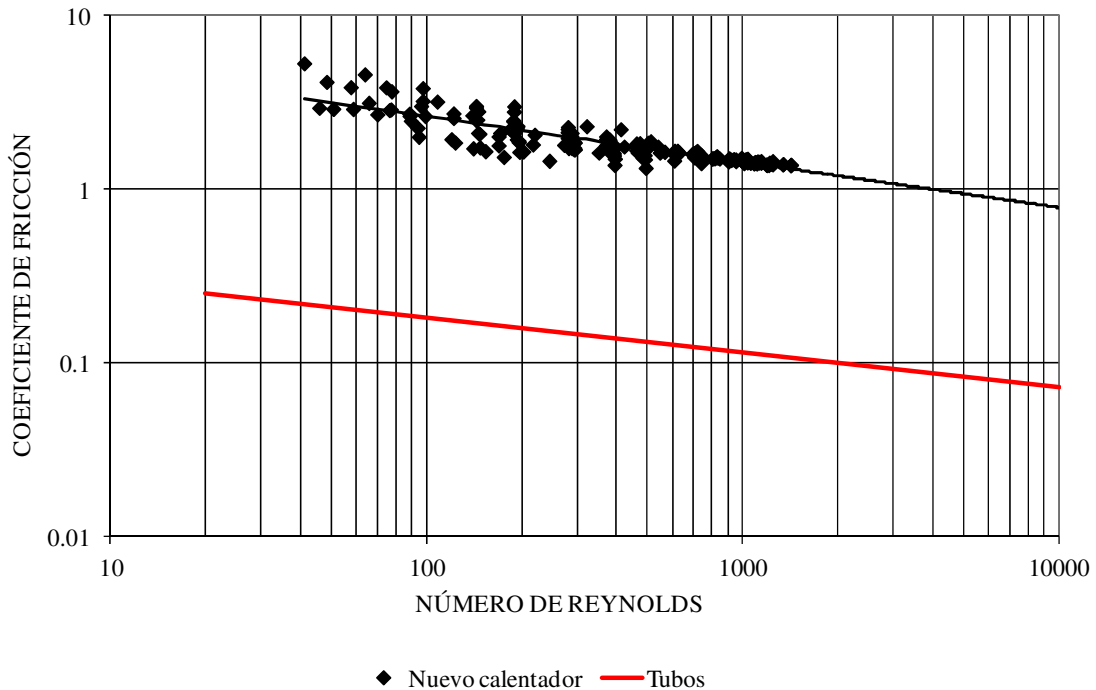
$$C_f = 0.462 N_{re}^{-0.2} \tag{91}$$

Para la estimación del número de Stanton se ha utilizado la correlación clásica de Dittus y Boelter (1930) expresada en la Ec. (92) para régimen turbulento,  $10^4 < N_{re} < 10^6$  y  $0.7 \leq N_{pr} \leq 160$ , y la de Haussen (1943), Ec. (93), para régimen laminar,  $N_{re} < 2300$ .

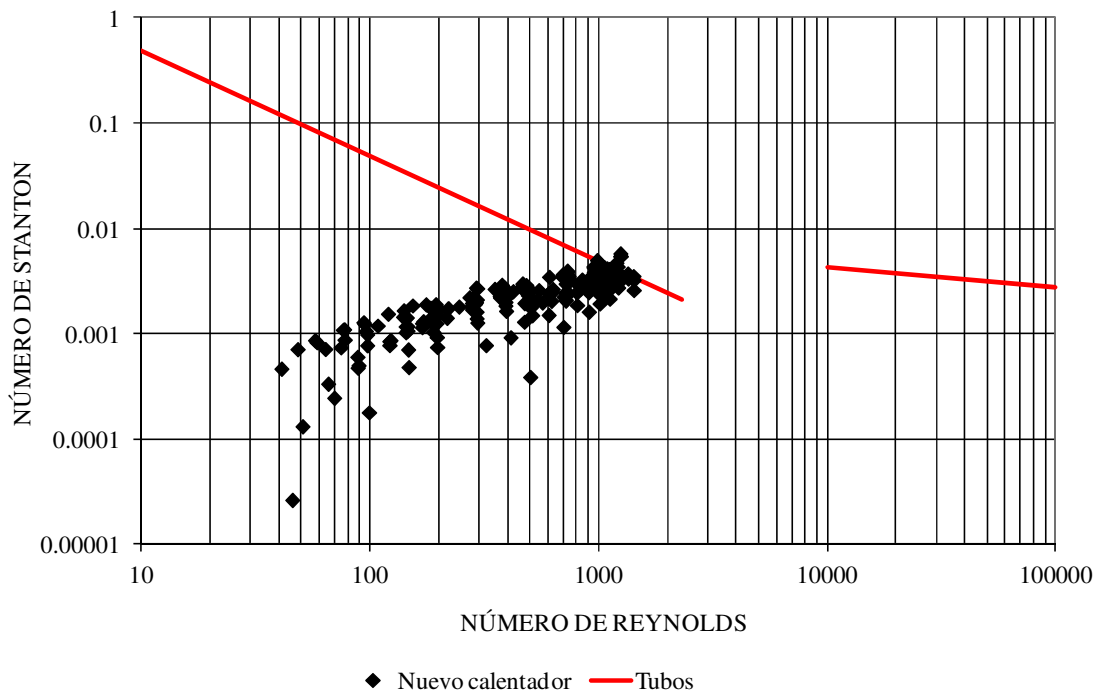
$$N_{st} = 0.023 N_{re}^{-0.2} N_{pr}^{-0.6} \tag{92}$$

$$N_{st} \approx 3.66 N_{re}^{-1} N_{pr}^{-1} \tag{93}$$

La comparación (Figura 90 y Figura 91) muestra que el coeficiente de fricción es mayor para el calentador experimental que para los calentadores tubulares, lo que posiblemente compense la ventaja de tener una relación  $R_{hxE}/L_{xE}$  más favorable. Por otro lado, las estimaciones del número de Stanton parecen más aceptables, y conviene señalar que correlaciones con menores exponentes en los cocientes de temperaturas dan lugar a valores mayores del número de Stanton.



**Figura 90:** Comparación entre el coeficiente de fricción del nuevo calentador y de un calentador tubular.



**Figura 91:** Comparación entre el número de Stanton del nuevo calentador y de un calentador tubular.

En definitiva, tanto desde el punto de vista de las pérdidas de presión, como desde el de la transferencia de calor, un calentador con la nueva geometría propuesta parece que no va a mejorar el funcionamiento de los calentadores existentes de geometría tubular. Sin embargo no puede descartarse la posibilidad de que un calentador optimizado con la nueva geometría, pueda ser interesante en una aplicación en la que el número de Reynolds sea elevado y que tenga problemas para utilizar bancos de tubos, ya que las pérdidas de potencia indicada debidas a las irreversibilidades térmicas en los tubos es un orden de magnitud mayor que las debidas a la fricción del gas (Organ, 2008).

Posiblemente la alternativa más aconsejable para la optimización de la geometría del nuevo calentador sea la validación de un modelo CFD tridimensional mediante resultados experimentales, como los presentados en esta memoria de Tesis. Este tipo de técnicas están teniendo un auge creciente tanto en la simulación de componentes (Zhang e Ibrahim, 2004 y Wilson et al., 2004) como en la simulación del conjunto del motor Stirling (Mahkamov, 2006). Un modelo de este tipo podría ser el punto de partida para analizar el rango de funcionamiento en el que esta geometría es interesante, teniendo en cuenta las condiciones de flujo alternativo existentes en el funcionamiento real del motor.

## 6.6. SISTEMA DE CONTROL Y ADQUISICIÓN DE DATOS DEL MOTOR

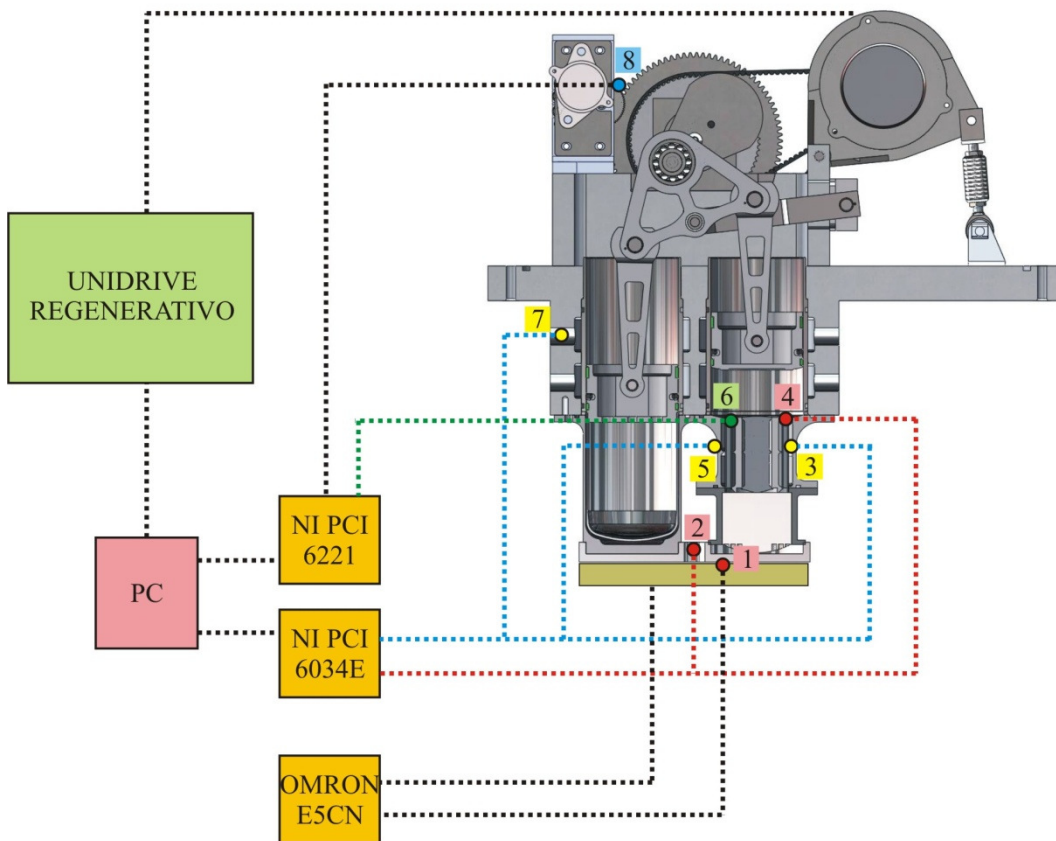
Al tratarse de un prototipo experimental, el motor tiene instalados una serie de sensores que no son necesarios para el funcionamiento del mismo, pero que sí son necesarios para evaluar el funcionamiento de la máquina. Los sensores utilizados se citan en la siguiente tabla:

**Tabla 19:** Principales características de los sensores utilizados en el dispositivo experimental.

VARIABLE	SENSOR
Temperatura de pared del calentador.	Termopar tipo K con vaina de acero inoxidable de 1 mm de diámetro y unión aislada.
Temperatura de pared del enfriador.	Termopar tipo K con vaina de acero inoxidable de 1 mm de diámetro y unión aislada.
Temperatura de entrada del agua de refrigeración al enfriador.	Sonda PT100 con vaina de acero inoxidable de 3 mm de diámetro.
Temperatura de salida del agua de refrigeración del enfriador.	Sonda PT100 con vaina de acero inoxidable de 3 mm de diámetro.
Temperatura de salida del agua de refrigeración del bloque de cilindros.	Sonda PT100 con vaina de acero inoxidable de 3 mm de diámetro.
Presión del gas de trabajo.	Transductor de presión de 0-25 bar. Gems 2200RGB2501A3VA
Presión del gas del <i>buffer</i> .	Transductor de presión de 0-10 bar. MSI US161-C00005-010BA
Posición angular y velocidad angular del cigüeñal.	Encoder incremental Lenord Bauer GEL 248T2M 17505

Los sensores están conectados a dos tarjetas de adquisición de datos NI PCI-6034E y NI PCI-6221, que controladas bajo una aplicación desarrollada en LabVIEW permiten hacer tanto la monitorización del estado del motor como la adquisición de datos. En la Figura 92 se muestra un esquema conceptual del dispositivo experimental.

Además parte de la información de los sensores utilizados en la monitorización del motor se utiliza para las tareas de control. El sistema de control utiliza un motor asíncrono como motor de arranque y como carga del motor Stirling, conectado a la red eléctrica mediante un variador de frecuencia con etapa regenerativa, que permite tanto la extracción como la inyección de potencia a la red eléctrica.



- 1: Termopar tipo K, temperatura de placa calefactora.
- 2: Termopar tipo K, temperatura de pared del calentador.
- 3: Sonda PT 100, temperatura del agua de refrigeración a la entrada del enfriador.
- 4: Termopar tipo K, temperatura de pared del enfriador.
- 5: Sonda PT 100, temperatura del agua de refrigeración a la salida del enfriador.
- 6: Transductor de presión del gas de trabajo.
- 7: Sonda PT 100, temperatura de salida del agua de refrigeración del bloque motor.
- 8: Encoder, velocidad y posición del cigüeñal.

**Figura 92:** Esquema del sistema de control y adquisición de datos.

El sistema de control está concebido para facilitar las pruebas de caracterización de un motor Stirling, que se realizan estudiando diferentes parámetros de funcionamiento en función del régimen de giro del motor. De este modo el sistema permite establecer una consigna de velocidad, de forma que el variador regenerativo inyecta o extrae potencia eléctrica del motor asíncrono para que se mantenga girando a esa velocidad.

En los momentos en los que el motor eléctrico consume potencia eléctrica, es porque el motor Stirling no está entregando trabajo mecánico en el eje, sino que lo está consumiendo.

Si el motor Stirling consigue arrancar, la potencia mecánica que entrega en el eje, arrastra ahora al motor eléctrico que pasa a funcionar como generador, inyectando potencia eléctrica a la red a través del variador.

La regulación de la temperatura en el foco caliente se realiza mediante un controlador de temperatura Omron E5CN que utiliza como señal de realimentación la



temperatura en la pared exterior del calentador, medida con un termopar idéntico a los utilizados en monitorización.

Tanto la aplicación de adquisición de datos como la de control han sido desarrolladas por la Fundación Tekniker bajo especificaciones dadas por el equipo de la Universidad de Oviedo.

En la Figura 93 se muestra el conjunto formado por el motor experimental y sistema de adquisición de datos y control. El motor aparece invertido con respecto a la Figura 54, de modo que la parte más baja corresponde con el circuito del gas, protegido mediante pantallas en previsión de accidentes, y la parte superior corresponde con la carcasa del *buffer*.



**Figura 93:** Vista de conjunto del motor y el sistema de adquisición de datos y control.

## 6.7. PRUEBAS PRELIMINARES DEL MOTOR

Una vez que se ha ensamblado todos los componentes del motor es conveniente realizar unas pruebas preliminares que permitan detectar posibles errores, y que además permiten obtener información valiosa del funcionamiento de la máquina. Las pruebas realizadas se pueden clasificar como sigue:

- Pruebas de estanqueidad.
- Arrastre en frío del motor.
- Arrastre en caliente del motor.

### 6.7.1. Pruebas de estanqueidad

Se realizaron pruebas con el motor parado para comprobar la estanqueidad de las juntas que hacen el cierre del gas que realiza el ciclo termodinámico, así como las del gas confinado en el *buffer*. Estas pruebas consistieron en llenar sendos espacios con nitrógeno a diferentes presiones y observar que la presión no desciende significativamente con el paso del tiempo.

Durante esas pruebas se descubrieron poros en las soldaduras de la envolvente de aluminio del enfriador, que fueron sellados. Además se observó que también se producían fugas del gas confinado en el *buffer* a través de los cables que salen del interior del motor con la señal eléctrica de los sensores. Dichas fugas se minimizaron sellando los cables con una mezcla polimérica bicomponente, Loctite 9489 A&B Hysol.

Aunque no pudieron eliminarse completamente ya que se producen fugas por los intersticios existentes entre los distintos hilos de cobre que conforman los cables, el nivel de fugas final es suficientemente pequeño para que durante el periodo de realización de pruebas no se aprecie descenso en la presión del *buffer*, y además, en caso necesario, la presión de este espacio puede mantenerse inyectando más gas por su válvula de llenado.

### 6.7.2. Arrastre del motor en frío

Una vez resueltos los problemas de fugas del gas, se procedió a realizar un arrastre en frío del motor. Los motivos por los que se realizó este arrastre fueron principalmente dos. El primero es hacer una especie de rodaje del motor, para que las diferentes juntas móviles se vayan asentando y consigan funcionar correctamente. El segundo motivo es comprobar si se consigue que el gas de trabajo realice unas variaciones de presión satisfactorias, lo que indica el buen funcionamiento del cierre de los pistones.

Las primeras pruebas de arrastre en frío del motor se realizaron en Éibar entre el 27 de septiembre y el 1 de octubre de 2010. En dichas pruebas también se hicieron ensayos en caliente y hubo que montar y desmontar el motor en varias ocasiones. Tras esas primeras pruebas se detectaron una serie de modificaciones a realizar, fundamentalmente en el sistema de control y monitorización, por lo que no se han considerado como pruebas válidas a efectos de sacar conclusiones del funcionamiento del motor.

Después de realizadas las modificaciones se volvió a hacer otra sesión de pruebas entre el 27 y 29 de octubre de 2010. En dicha sesión de pruebas se detectó un incidente relacionado con el vidrio celular que se había utilizado para aislar térmicamente el interior del domo, y que motivó el desmontaje completo del motor y su limpieza, como se puede ver en el Anexo A.

La primera conclusión que se obtuvo del arrastre en frío del motor fue que era necesario aportar mucha potencia mecánica para mover el eje del motor, lo que indicaba un exceso de rozamiento y por tanto de pérdidas mecánicas. Dicho rozamiento excesivo se achacó esencialmente al cierre de los pistones, que efectivamente cerraba muy bien, pero a costa de un excesivo rozamiento, rompiendo el compromiso existente en este tipo de motores entre las fugas y el rozamiento en los pistones.

En la literatura no abundan las referencias acerca de cómo resolver el compromiso entre fugas y rozamiento típico de los motores Stirling, siendo frecuente una labor experimental que requiere el ensayo de soluciones, con diferentes huelgos y geometrías hasta dar con la configuración satisfactoria.

Llegados a este punto hubo que tomar la decisión de abordar el problema de los cierres por etapas:

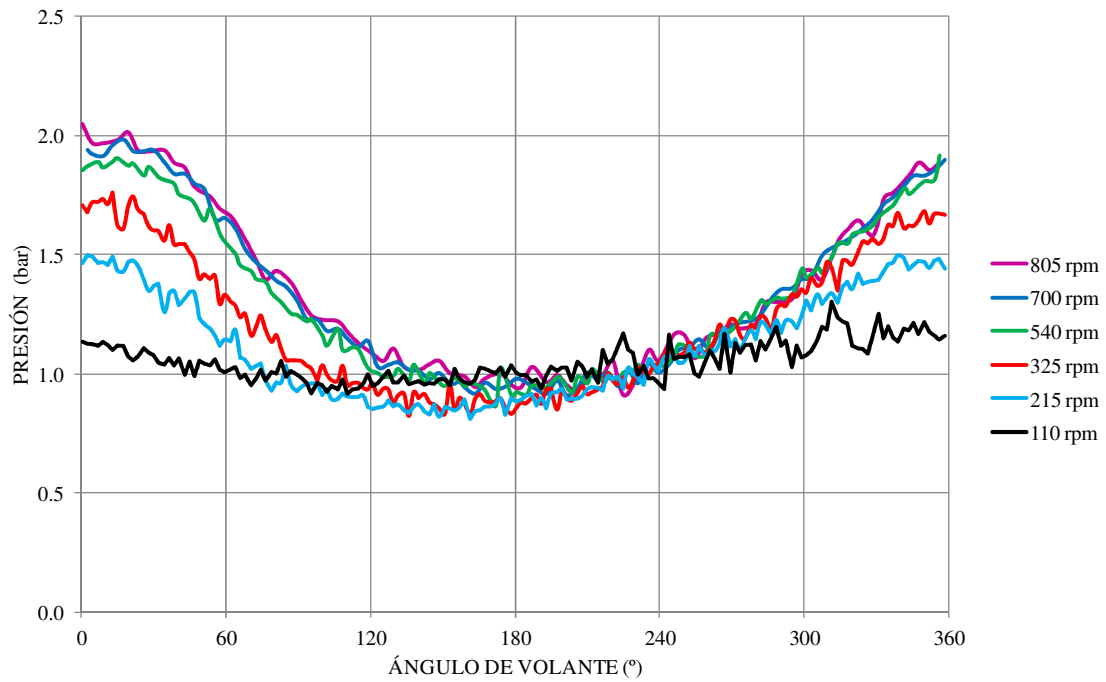
- En la primera etapa, vinculada a la presente Tesis, se eliminaron los cierres de los pistones que eran el motivo de un rozamiento excesivo, dejando los aros de guiado. Dichos aros presentan un huelgo mayor que las juntas neumáticas típicas, pero a las velocidades de funcionamiento del motor se esperaba que el nivel de fugas fuese aceptable para poder extraer conclusiones del funcionamiento indicado del motor.
- En la segunda etapa, se abordará un estudio específico de los cierres, mediante un dispositivo experimental aún no existente, que facilite el montaje y desmontaje inabordable en el motor completo.

Después de corregir las deficiencias observadas en las sesiones de pruebas anteriores, el equipo se trasladó a las dependencias de la Universidad de Oviedo en el año 2012, con la idea de concluir las pruebas pendientes.

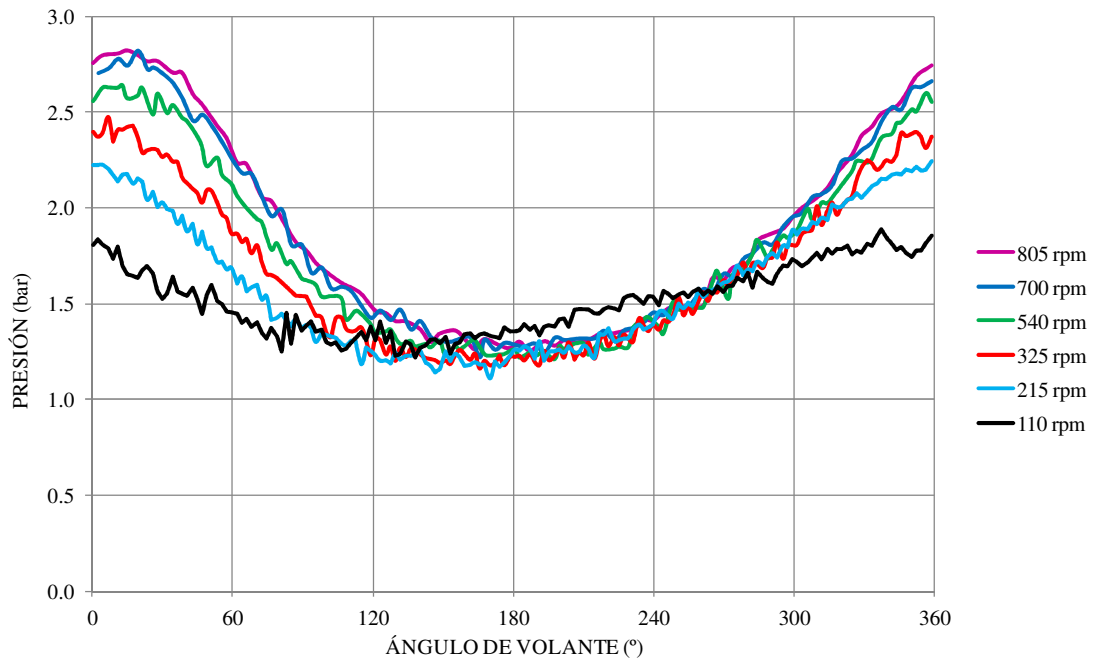
En mayo de 2012 se realizaron otras series de medidas, detectándose un comportamiento extraño en los diagramas indicadores obtenidos. Tras barajar distintas hipótesis se detectó un problema en el algoritmo de cálculo de la posición del cigüeñal, que no calculaba correctamente la posición del inicio del ciclo.

A principios de 2013 se resolvió el problema y el equipo experimental quedó en condiciones de ser utilizado correctamente. De la Figura 94 a la Figura 97 se muestra la oscilación de la presión conseguida al hacer girar el motor a diferentes velocidades, durante las pruebas realizadas en Gijón, el 20 de marzo de 2013.

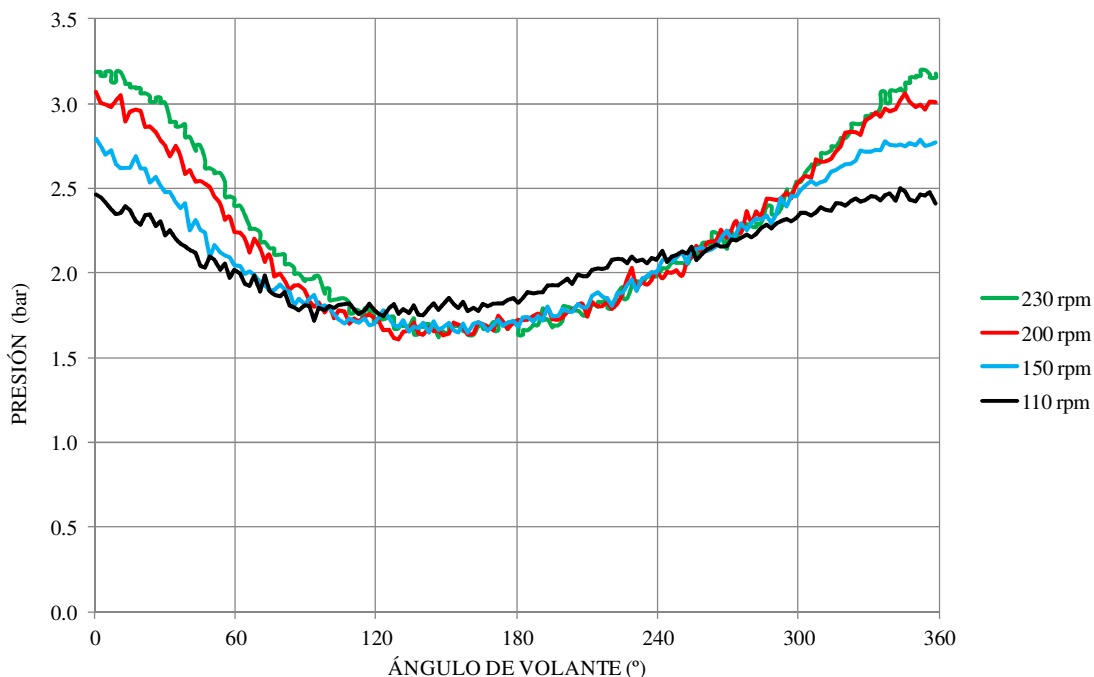
Para las presiones de llenado de 1 y 1.5 bar se realizaron medidas a velocidades del motor comprendidas entre 50 rpm y 900 rpm, mostrándose solamente parte de los resultados para una mayor claridad de los gráficos. En el caso de la presión de llenado de 2 bar, no se consiguió superar la velocidad de 230 rpm, debido a las limitaciones del motor eléctrico utilizado en el accionamiento. Para la presión de 2.5 bar la máxima velocidad alcanzada fue de 120 rpm. En todos los casos se midió la presión durante un número de ciclos que osciló entre 10 y 50, dependiendo de la frecuencia de giro del motor. En los gráficos se representa el promedio de todos los ciclos medidos.



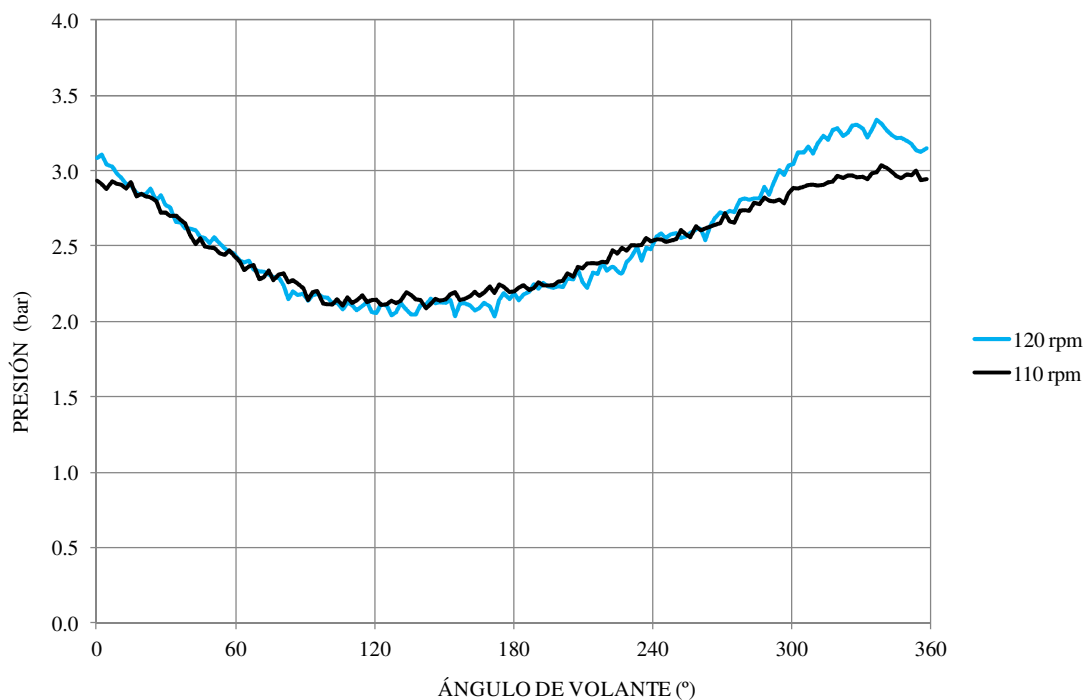
**Figura 94:** Variaciones de la presión en frío con una presión de llenado de 1 bar.



**Figura 95:** Variaciones de la presión en frío con una presión de llenado de 1.5 bar.



**Figura 96:** Variaciones de la presión en frío con una presión de llenado de 2 bar.



**Figura 97:** Variaciones de la presión en frío con una presión de llenado de 2.5 bar.

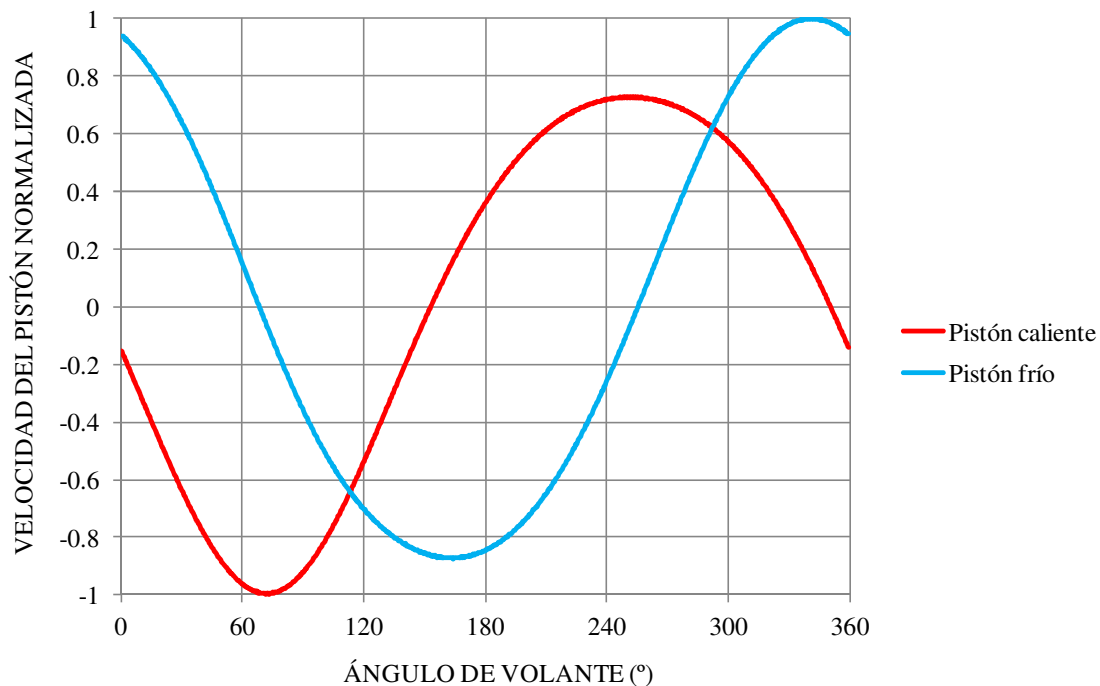
En las Figuras anteriores puede observarse cómo para cada una de las presiones de llenado utilizadas en los ensayos la curva de la presión del gas de trabajo del motor es diferente en función de la velocidad de giro del cigüeñal. Tal y como se había

supuesto a velocidades bajas los anillos de guiado de los pistones realizan un cierre poco efectivo y por eso la presión oscila menos que a velocidades altas.

Al ir aumentando la velocidad se consigue aumentar la presión en el interior de los cilindros, lo que parece confirmar que los anillos de guiado van funcionando mejor y son capaces de soportar una diferencia de presión mayor. En la Figura 94 y la Figura 95, realizadas con presiones de llenado de 1 y 1.5 bar respectivamente, se puede observar además como a partir de un cierto régimen de giro parece que no se aprecian variaciones significativas en la curva de presión. Este fenómeno se puede explicar mediante la existencia de un régimen de giro crítico, por encima del cual los anillos de guiado mantienen la estanqueidad. En este caso el régimen crítico estaría en el entorno de 700 rpm.

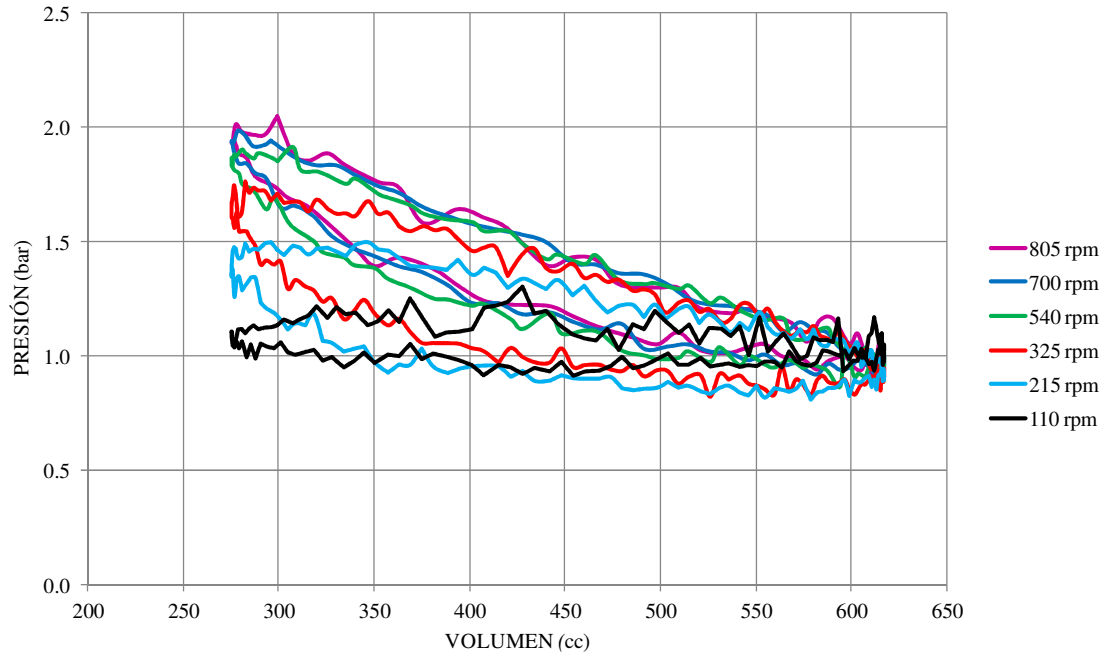
Lamentablemente este fenómeno no ha podido ser observado para las otras presiones de llenado ensayadas, debido a que al aumentar la presión de llenado aumenta la potencia necesaria para mover los pistones en la fase de compresión, mientras que la potencia del motor eléctrico utilizado para arrastrar el motor Stirling es constante. Sin embargo, hasta donde se ha podido ensayar, parece que los resultados confirman la misma tendencia observada para las presiones más bajas.

En un intento de encontrar relación entre las fases del ciclo en las que puede haber fugas, y la velocidad lineal de los pistones, se construyó la Figura 98 en la que se representa la velocidad de los pistones normalizada con la velocidad máxima de cada pistón, en función del ángulo de volante. Este gráfico permite ver en qué zonas del ciclo los pistones tienen velocidad nula y que zonas tienen velocidades máximas. Sin embargo al ser un motor tipo *alpha*, cada uno de los pistones presenta los puntos muertos en ángulos distintos y puede ser que existan fugas en un pistón pero no en el otro.

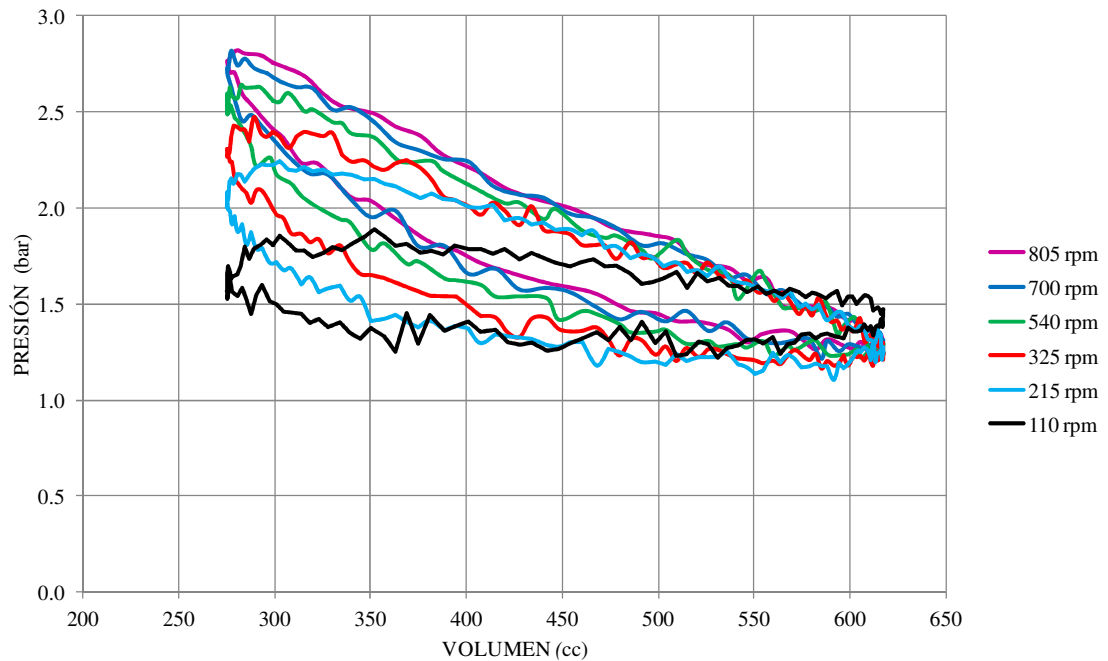


**Figura 98:** Velocidad de los pistones normalizada con la velocidad máxima.

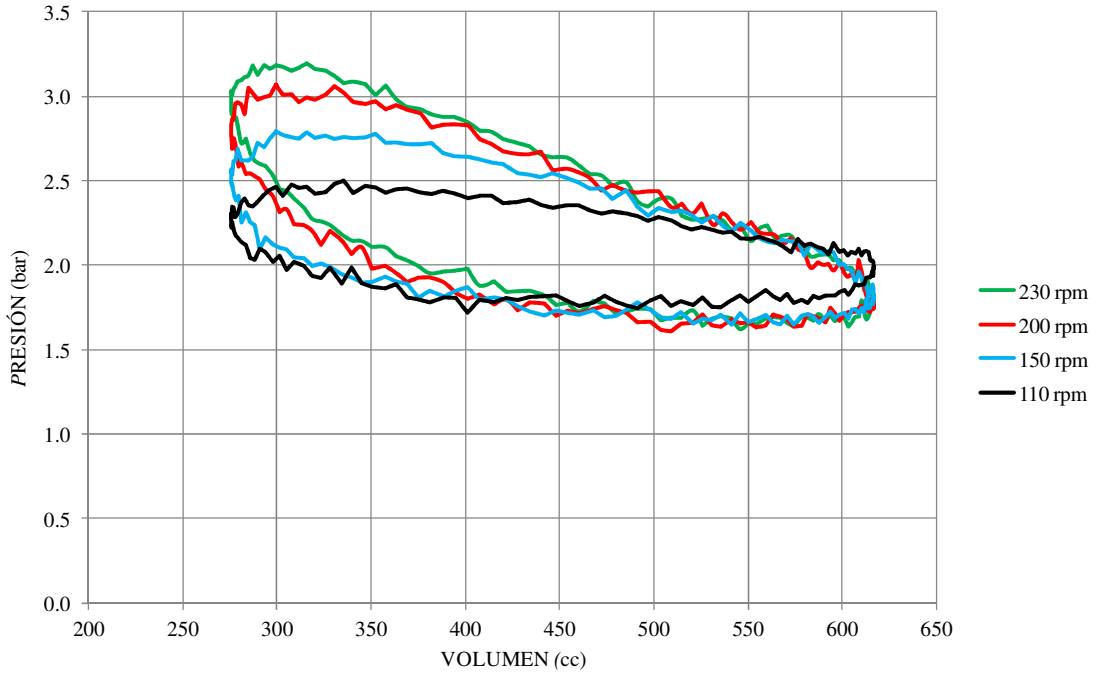
Utilizando las curvas de presión obtenidas mediante el arrastre en frío es posible construir los diagramas indicadores correspondientes a cada una de las condiciones ensayadas. También por simplicidad en las próximas figuras solo se muestran los diagramas indicadores de las condiciones representadas en los gráficos de presión.



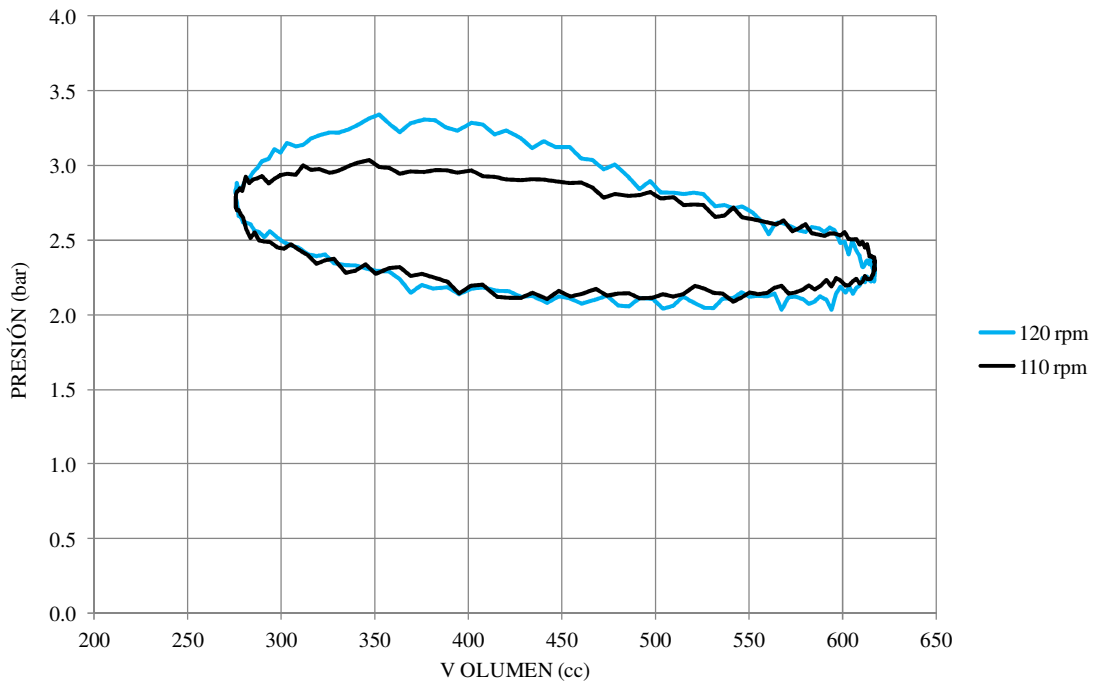
**Figura 99:** Diagramas de indicador en frío para presión de llenado de 1 bar.



**Figura 100:** Diagramas de indicador en frío para presión de llenado de 1.5 bar.



**Figura 101:** Diagramas de indicador en frío para presión de llenado de 2 bar.



**Figura 102:** Diagramas de indicador en frío para presión de llenado de 2.5 bar.



Como complemento, se ha elaborado la Tabla 20, en la que se muestran los valores de trabajo indicado por ciclo en cada una de las condiciones mostradas en las figuras. Puede comprobarse como todos los trabajos obtenidos son negativos indicando que es trabajo aportado por el motor eléctrico. Además se ha comprobado que el sentido de recorrido del ciclo es antihorario, como corresponde con este tipo de funcionamiento.

**Tabla 20:** Trabajo indicado por ciclo con el motor en frío, J/ciclo.

Régimen de giro (rpm)	Presión de llenado (bar)			
	1.0	1.5	2.0	2.5
110	-4.92	-11.72	-15.94	-20.26
120				-26.42
150			-22.18	
200			-24.23	
220	-11.29	-17.19		
230			-23.91	
325	-11.71	-15.11		
540	-9.20	-14.44		
700	-8.18	-12.37		
805	-8.18	-14.55		

El trabajo indicado por ciclo debería ser decreciente con el régimen de giro, debido a las pérdidas de potencia indicada, expresadas a través de los coeficientes  $\Phi$  y  $\Psi$ . Sin embargo se observa en todas las series una tendencia creciente a bajas revoluciones. Este fenómeno se debe a que a bajas revoluciones se tienen fugas que hacen disminuir el trabajo indicado por ciclo.

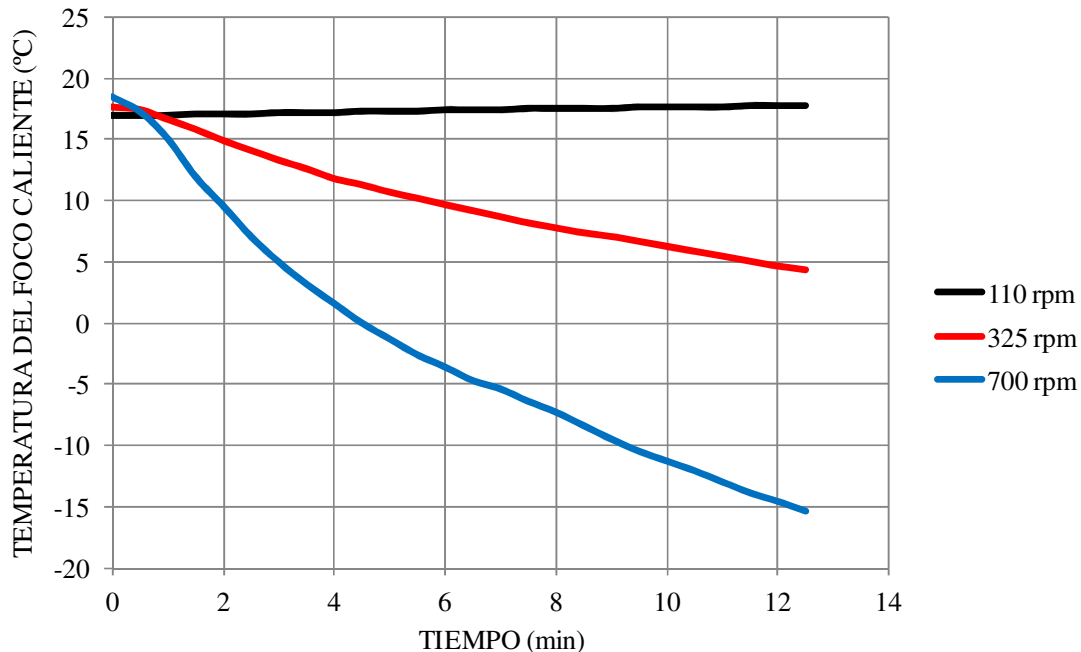
Dado que el trabajo indicado por ciclo es proporcional al par indicado del motor, se puede observar que las limitaciones del dispositivo experimental para llevar el motor a regímenes de giro elevados con presiones de llenado superiores a 1.5 bar se deben a limitaciones en el par que genera el motor eléctrico con el que se arrastra el motor. Esto es debido a que el variador que controla el motor eléctrico limita la corriente que pasa por los devanados del estator del motor, y como el par del motor eléctrico es proporcional a la corriente, entonces se está limitando el par. A la vista de los resultados obtenidos el par máximo que el variador permite extraer de la máquina eléctrica son unos 26 Nm.

Otro indicador de si el ciclo es capaz de desarrollar potencia consiste en detectar si se produce enfriamiento en el foco caliente al arrastrar el motor. En la Figura 103 se representa la evolución de la temperatura de pared del calentador durante el arrastre del motor a diferentes frecuencias de giro del motor, para una presión de llenado de 1.5 bar.

Puede comprobarse como con el motor girando a 110 rpm, no se aprecia descenso en la temperatura del foco caliente, al contrario se produce un ligero calentamiento (décimas de grado centígrado). Este fenómeno es debido a que a ese régimen de giro hay unas fugas excesivas, de forma que no se desarrolla potencia

indicada. El ligero calentamiento se puede explicar por el aporte térmico de las pérdidas mecánicas, que acaba llegando al calentador.

A frecuencias de giro mayores se observa claramente el efecto frigorífico, tardando escasos minutos en descender la temperatura del calentador por debajo de 0°C cuando el motor es arrastrado a 700 rpm.



**Figura 103:** Evolución de la temperatura del “foco caliente” durante el arrastre del motor con presión de llenado de 1.5 bar.

Como resumen, se deduce que los anillos de guiado no realizan un cierre suficiente para evitar fugas con el motor en frío. Sin embargo el motor evidencia tendencias a realizar el ciclo termodinámico previsto.

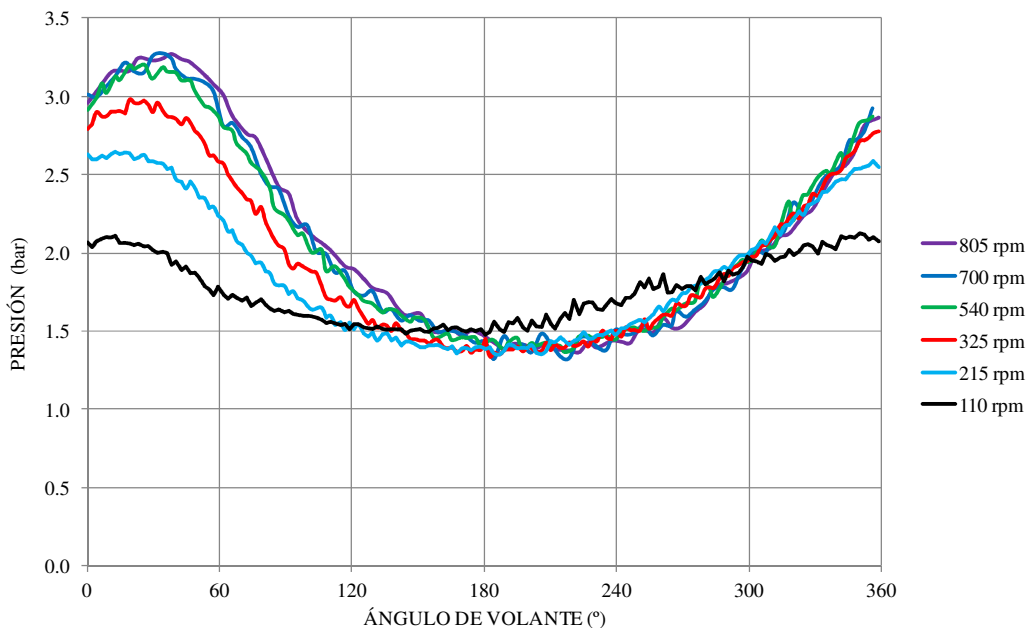
### 6.7.3. Arrastre del motor en caliente

Pese a las fugas detectadas en las pruebas anteriores, es de esperar que calentando el foco caliente se observe una tendencia del motor a desarrollar potencia indicada positiva y vencer las pérdidas mecánicas.

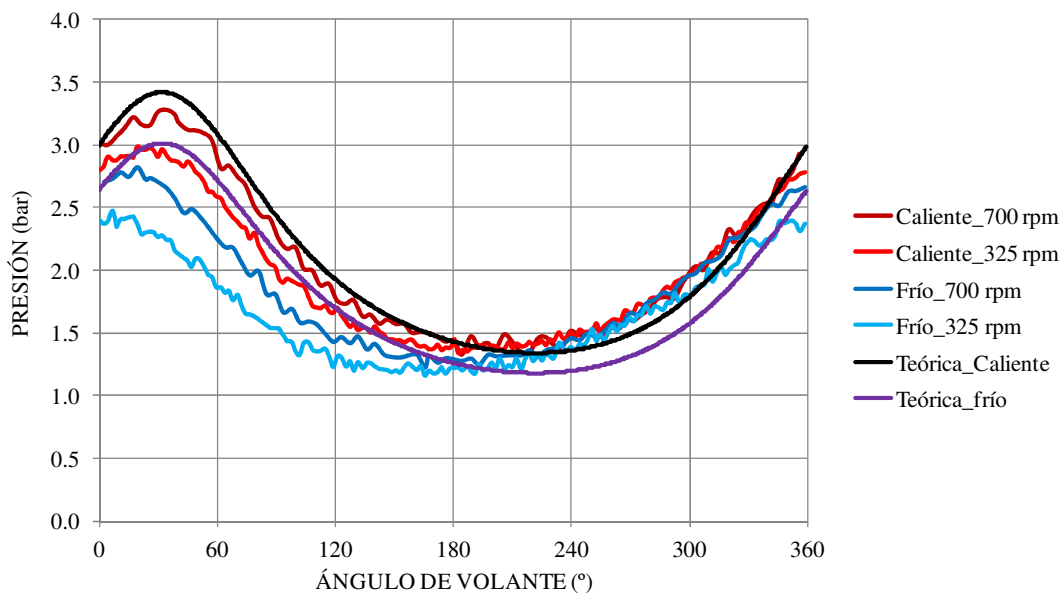
Trabajando con la presión de llenado de 1.5 bar, se calentó el foco caliente hasta una temperatura de unos 460°C, y se arrastró el motor a diferentes velocidades, registrándose las curvas de presión y los ciclos termodinámicos que se muestran a continuación.

En la Figura 104 se aprecia la misma tendencia que con el motor frío (Figura 95), pero con valores de presión superiores. Es interesante comparar las presiones en frío y en caliente para un mismo régimen de giro, pues la diferencia sólo puede ser explicada por el calentamiento del gas en el calentador. En la Figura 105 se muestra dicha comparación para las frecuencias de giro de 325 rpm y 700 rpm. A la misma frecuencia de giro, con el motor caliente se consigue un 20 % más de presión máxima, como consecuencia del salto térmico. En la misma Figura se han superpuesto las curvas de presión teórica obtenida por simulación cuasiestática con el accionamiento real del

motor. Nótese que para la velocidad de 700 rpm con el motor caliente la presión experimental no difiere en gran medida de la teórica, mientras que en frío o a 325 rpm las diferencias son apreciables.



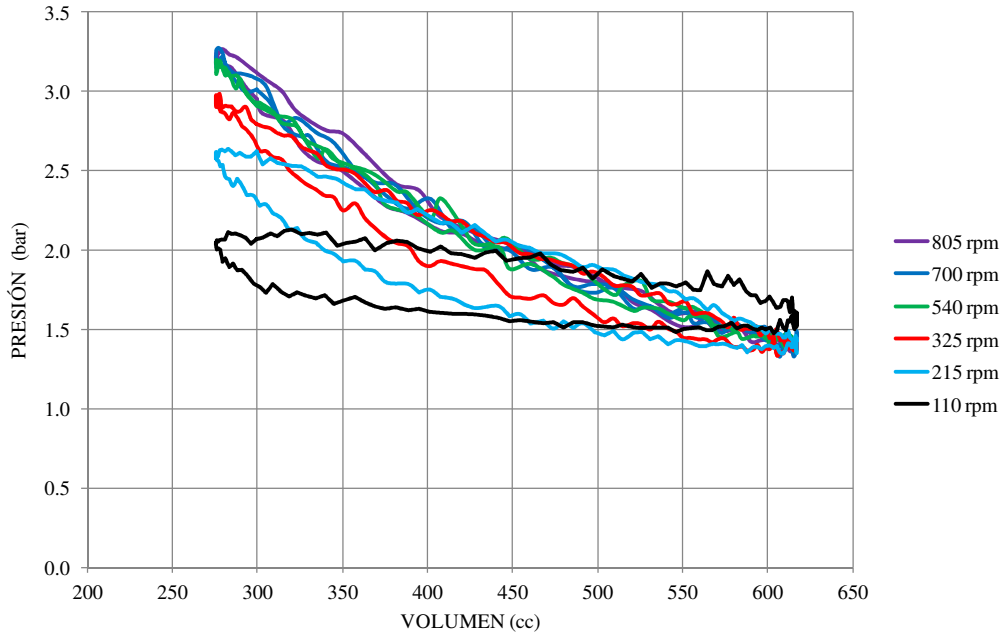
**Figura 104:** Variaciones de la presión con  $T_E = 460^{\circ}\text{C}$ ;  $T_C = 17^{\circ}\text{C}$ , con una presión de llenado de 1.5 bar.



**Figura 105:** Comparación de presiones experimentales y teóricas, para una presión de llenado de 1.5 bar.

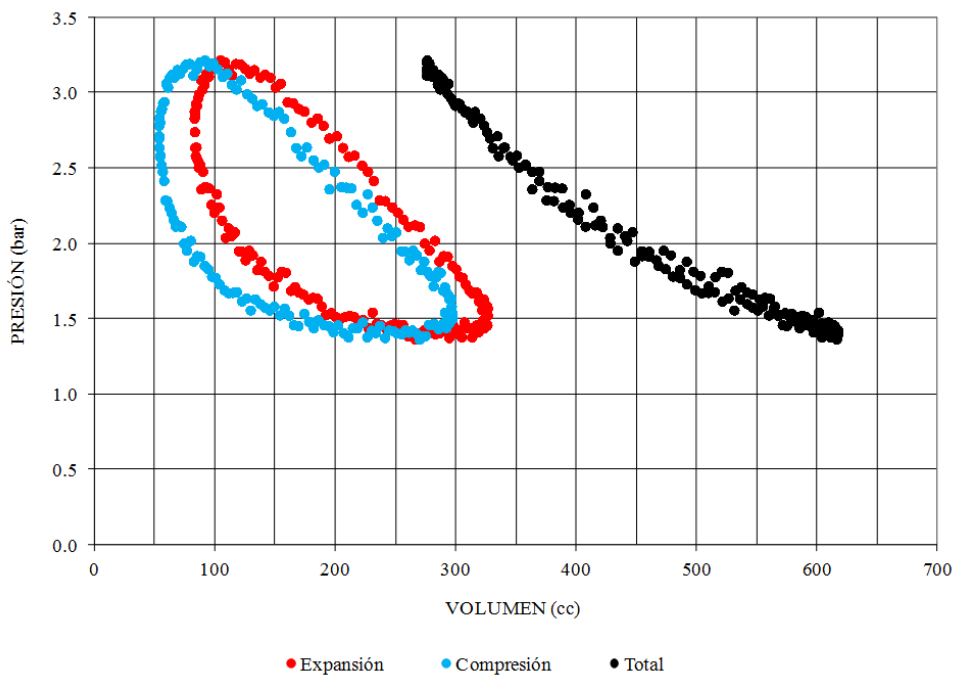
Representando los diagramas de indicador del gas de trabajo para las diferentes frecuencias de giro ensayadas (Figura 106) se puede apreciar cómo a medida que el régimen de giro aumenta parece que el diagrama indicador se estrecha, y después, a partir de las 700 rpm, más o menos, vuelve a ensancharse ligeramente. Hay un régimen de giro para el que el diagrama no tiene área encerrada, situación que correspondería con una potencia indicada nula. Hay que resaltar que por debajo de aproximadamente 700 rpm el ciclo se realiza en sentido antihorario, indicando que la potencia indicada es

absorbida, mientras que para las frecuencias de giro mayores el sentido del ciclo es horario, obteniéndose potencia indicada positiva. Se recuerda no obstante que los ciclos no son plenamente estacionarios, pues incluso si no hubiera fugas las temperaturas de los focos de calor estarían evolucionando.

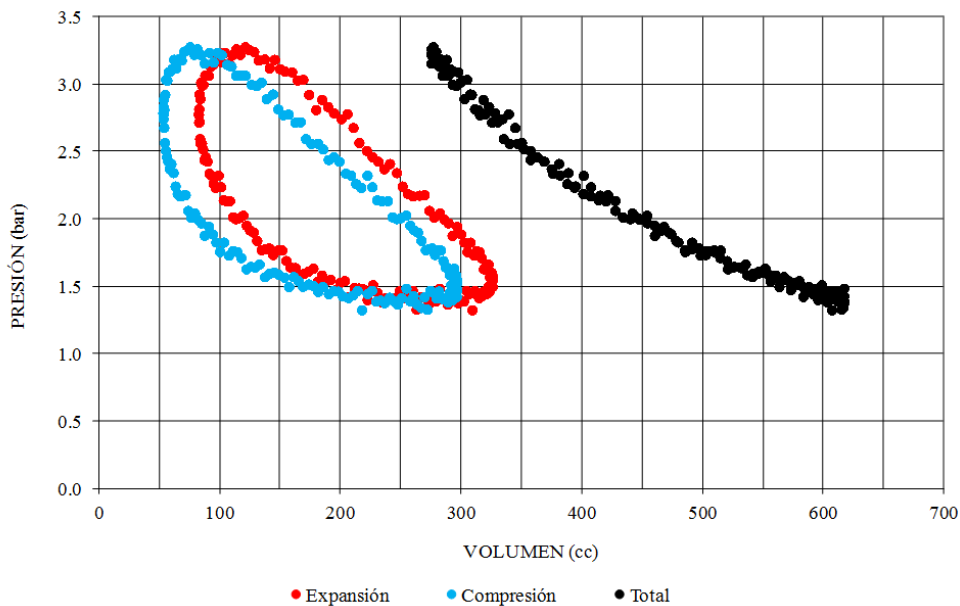


**Figura 106:** Diagramas indicadores a diferentes regímenes de giro con  $T_E = 460^\circ\text{C}$ ;  $T_C = 17^\circ\text{C}$ , para una presión de llenado de 1.5 bar.

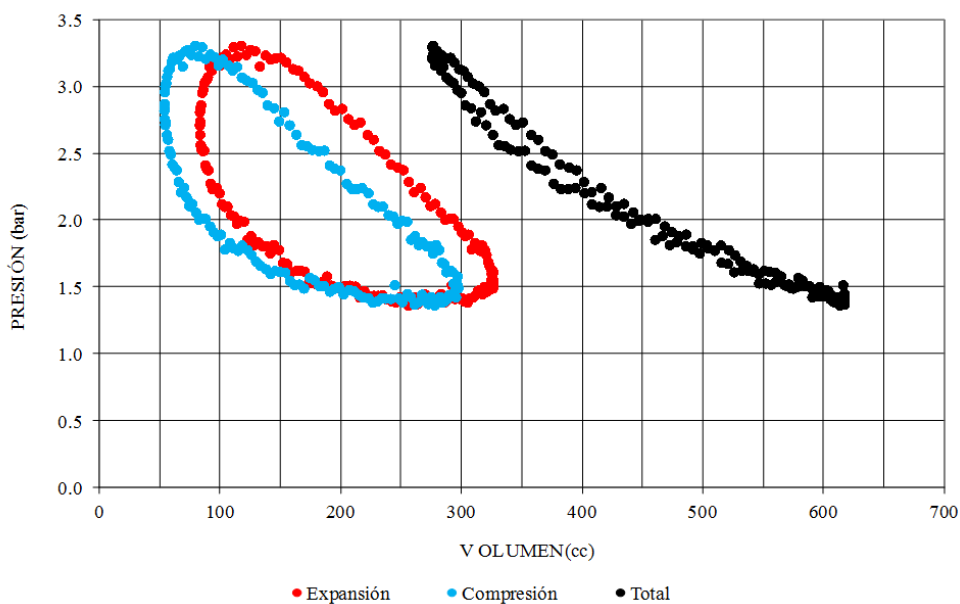
Para completar la observación a las frecuencias de giro de 540, 700 y 805 rpm, se muestran los diagramas de indicador para cada una de esas velocidades, añadiendo los diagramas de los cilindros de expansión y de compresión.



**Figura 107:** Diagramas indicadores con  $T_E = 460^\circ\text{C}$ ;  $T_C = 17^\circ\text{C}$ , presión de llenado de 1.5 bar y 540 rpm.



**Figura 108:** Diagramas indicadores con  $T_E = 460^\circ\text{C}$ ;  $T_C = 17^\circ\text{C}$ , presión de llenado de 1.5 bar y 700 rpm.



**Figura 109:** Diagramas indicadores con  $T_E = 460^\circ\text{C}$ ;  $T_C = 17^\circ\text{C}$ , presión de llenado de 1.5 bar y 805 rpm.

Así pues, en el entorno de las 700 rpm se produce la transición de consumo a generación de potencia indicada. De hecho el diagrama indicador para esa frecuencia de giro es casi idéntico en ambos espacios del motor, y por tanto el diagrama correspondiente al sistema total es prácticamente una línea curva sin área encerrada. Este fenómeno se entiende mejor observando los valores numéricos de la potencia indicada en función del régimen de giro, tal y como se muestran en la Tabla 21.

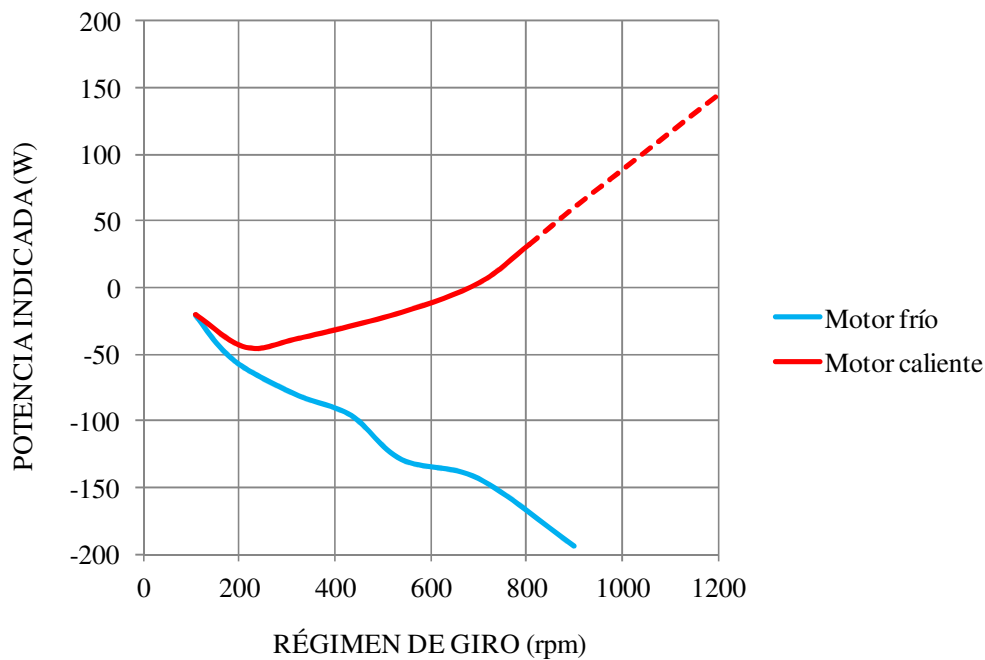
**Tabla 21:** Potencia indicada con  $T_E = 460^\circ\text{C}$ ;  $T_C = 17^\circ\text{C}$ , para una presión de llenado de 1.5 bar.

$n_s$ (rpm)	110	215	325	540	700	805
$P_{ind}$ (W)	-20.2	-44.4	-37.7	-18.4	3.2	31.6

La comparación de los valores de potencia indicada de la tabla anterior con los obtenidos con el motor frío se puede ver en la Figura 110, observándose la diferente tendencia en ambas series de valores. A bajos regímenes de giro, incluso con el motor caliente, predominan las fugas y no se logra realizar trabajo positivo. Sin embargo se aprecia el aumento de intercambio de calor en los focos, pues aunque la potencia indicada sea negativa, la tendencia de la curva es creciente, al contrario de lo que ocurría con el motor frío.

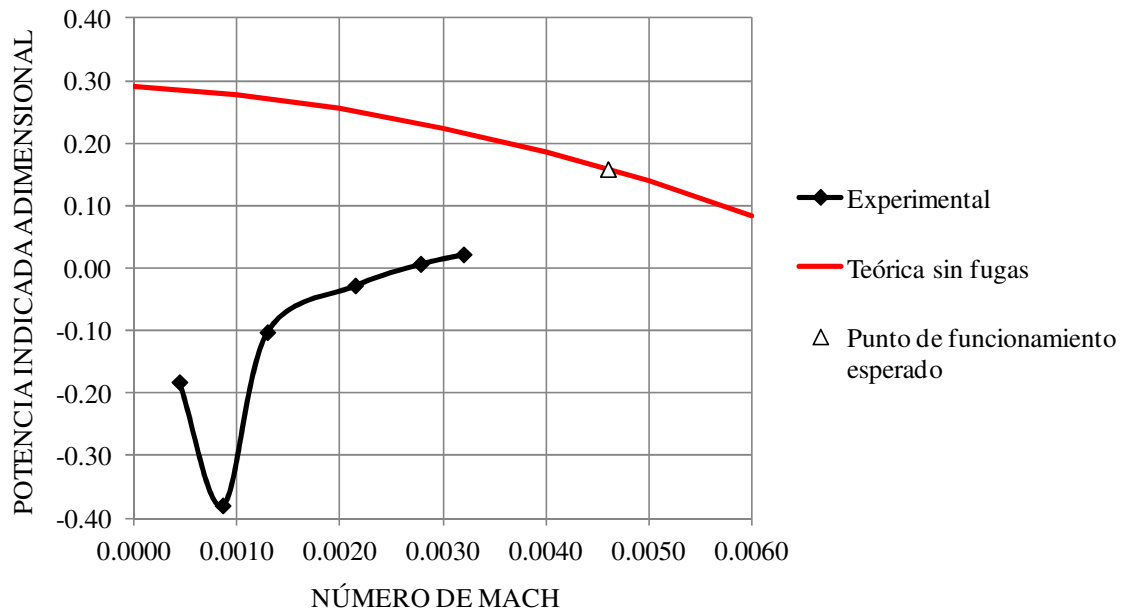
A frecuencias de giro superiores a 700 rpm se consiguen potencias indicadas positivas, pero no lo suficientemente elevadas como para vencer las pérdidas mecánicas del motor y conseguir el arranque, pudiendo aventurarse una producción de unos 120 W a la frecuencia nominal especificada de unas 1160 rpm (línea de puntos). Extrapolando para una presión media de 6.9 bar se puede estimar una potencia indicada de 550 W ligeramente inferior a los 600 W de diseño.

Posiblemente además del problema de las fugas comentado anteriormente, la transmisión de calor en el calentador no sea suficiente, pues el dispositivo experimental no permite alcanzar los valores de  $N_{re}$  que figuran en la Tabla 18.

**Figura 110:** Comparación de la potencia indicada para  $p_m = 1.5$  bar con el motor frío y caliente.

Otra forma de evidenciar la presencia de fugas a frecuencias de giro bajas es construir el gráfico de potencia indicada adimensional en función del número de Mach característico del motor (Figura 111). En dicho gráfico, la potencia indicada adimensional debería estar representada por una curva decreciente, partiendo del valor  $\zeta_0 = 0.291$ , correspondiente a  $T_E = 460^\circ\text{C}$  y  $T_C = 17^\circ\text{C}$ , con el aspecto típico de la Figura 25. Sin embargo se puede apreciar una tendencia completamente diferente, con

valores negativos a bajos  $N_{MA}$ . Para la construcción de la curva teórica sin fugas se aceptaron los coeficientes de pérdidas  $\Phi$  y  $\Psi$  obtenidos para el motor M102C.

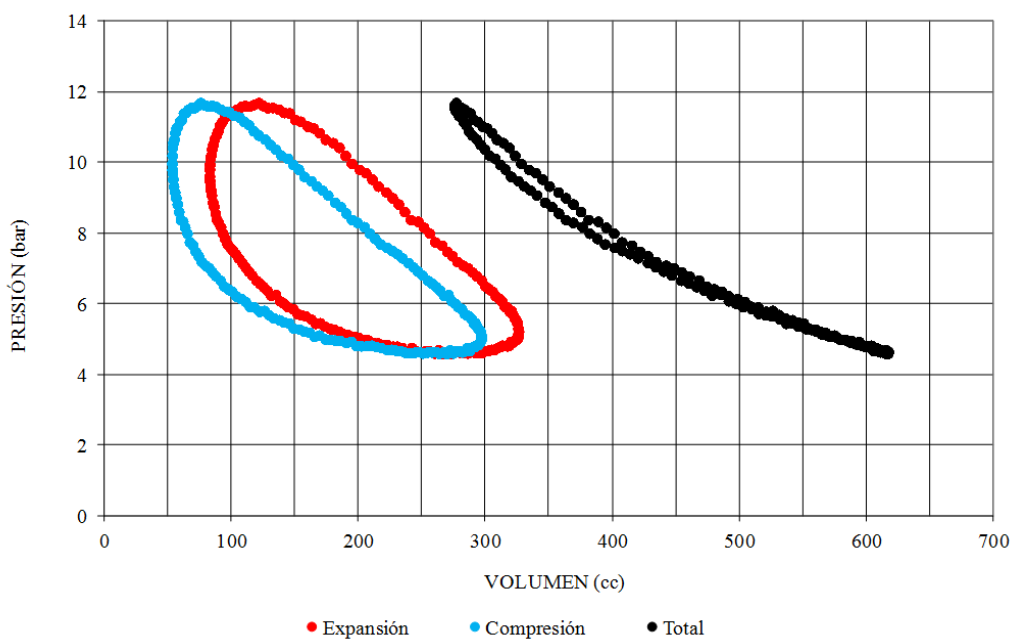


**Figura 111:** Potencia indicada adimensional en función del  $N_{MA}$  con  $T_E = 460^\circ\text{C}$ ;  $T_C = 17^\circ\text{C}$ , presión de llenado de 1.5 bar.

Lamentablemente no fue posible lograr el arranque aumentando la temperatura hasta el valor nominal de  $T_E = 600^\circ\text{C}$  o incluso mayores valores, pues el dispositivo experimental cuenta con una resistencia de 2000 W, que no es suficiente para elevar la temperatura del calentador por encima de  $500^\circ\text{C}$ . De hecho aunque se puede llegar a esa temperatura, en el momento en el que se comienza a arrastrar el motor la resistencia no aporta suficiente potencia y la temperatura desciende decenas de Kelvin.

En la Figura 112 se muestra el diagrama indicador obtenido con una presión de llenado de 7 bar y temperaturas en los focos de  $495^\circ\text{C}$  y  $21^\circ\text{C}$ . En dichas condiciones la potencia indicada es de 118.3 W, pero aun así insuficiente para vencer a las pérdidas mecánicas. Observando el diagrama indicador se puede comprobar cómo el ciclo termodinámico obtenido es estrecho.

En resumen, a pesar de las fugas esperadas en los anillos de guiado se observa que el motor podría arrancar si alcanzara la temperatura nominal del foco caliente ( $\sim 600^\circ\text{C}$ ) o la velocidad nominal ( $\sim 1160$  rpm), lo cual no fue posible por las limitaciones de los actuales sistemas de aporte energético y control. Obviamente, el funcionamiento en tales condiciones de arranque estaría lejos de alcanzar la potencia nominal debido a las fugas.



**Figura 112:** Diagramas indicadores con  $T_E = 495^\circ\text{C}$ ;  $T_C = 21^\circ\text{C}$ , presión de llenado de 7 bar, y 700 rpm.

## 6.8. PLANES DE FUTURO PARA LA PUESTA EN MARCHA Y OPTIMIZACIÓN

Conseguir que un motor Stirling funcione conforme a las especificaciones de un proyecto no es una labor fácil, tal y como se ha comprobado durante las pruebas realizadas y en la colaboración con la Fundación Tekniker para la realización de las pruebas del motor V-160 de SOLO.

En este segundo caso, se trataba de un motor propiedad del CEDER-CIEMAT que llevaba unos 20 años sin funcionar y la Fundación Tekniker se propuso desmontar, reparar y volver a montar para hacer pruebas de funcionamiento. Aún siendo un motor que ya estaba probado, no fue tarea fácil volver a ponerlo en marcha, y fueron necesarios varios intentos y numerosas horas de dedicación. Cuando se trata de un diseño nuevo, esta labor todavía se vuelve más compleja, sobre todo si aspectos tan críticos como los cierres de los pistones están sin comprobar. Como ya se comentó en la sección 5.1, las empresas licenciatarias de Philips tardaron casi 30 años en desarrollar una versión comercial del motor V160.

Los principales inconvenientes encontrados hasta el momento han sido:

- Problemas de fugas en los pistones, dado que los anillos de guiado no pueden hacer un cierre eficaz.
- Bajas temperaturas obtenidas en el calentador con el sistema de aporte energético disponible.
- Escasa transmisión de calor en el calentador a la máxima frecuencia de giro alcanzable con el motor de arranque.

La parte de los cierres no queda más remedio que resolverla construyendo un dispositivo experimental que facilite el montaje y desmontaje durante los ensayos.

En lo que se refiere a la temperatura y transmisión de calor del calentador las conclusiones definitivas están pendientes de medidas a valores de  $N_{re}$  tan altos como los



previstos en la Tabla 18, actualmente no alcanzables. No obstante, ya se ha diseñado y comenzado la fabricación de un calentador alternativo, formado por haces de ranuras y fabricado en Inconel 625. De esta forma se elimina la incógnita del calentador no tubular para evaluar el funcionamiento del resto del motor.

El calentador alternativo va soldado a los cilindros envolventes del regenerador y del domo, por lo que esas partes también han tenido que fabricarse de nuevo.

En la Figura 113 se puede ver el conjunto del calentador nuevo y los cilindros del regenerador y del domo, colocado en la posición en la que deberían ser soldados, siendo el calentador propiamente dicho la parte inferior del conjunto. El sistema de aporte energético previsto es aire caliente o gases de combustión.



**Figura 113:** Vista de conjunto del calentador alternativo, junto con los cilindros del domo y regenerador.

## 6.9. CONCLUSIONES DEL CAPÍTULO

- Se diseñó un micro-cogenerador solar mediante técnicas de semejanza relajada a partir del motor Philips M102C, siendo el volumen muerto del calentador no tubular del prototipo más del doble del correspondiente en condiciones de semejanza estricta. Esta desventaja se corrigió reduciendo el volumen muerto de los espacios adyacentes, resultando un valor de  $\zeta_0 \approx 0.302$ , ligeramente superior al del motor M102C.
- Se identificaron las variables necesarias para caracterizar la fricción y la transferencia de calor, y mediante análisis dimensional y datos experimentales se obtuvieron las correlaciones para régimen estacionario que definen estos procesos, comprobándose que los efectos de la compresibilidad del gas son despreciables. La variable  $\Delta T_g/T_w$  también tiene escasa influencia en la pérdida de presión.

- La analogía de Reynolds no se cumple en el calentador no tubular y los valores del factor de fricción son mayores que los estimados para intercambiadores tubulares de motores ensayados, lo que probablemente cancele la ventaja del nuevo calentador de tener un cociente  $R_{hxE}/L_{xE}$  un 41% superior al del motor M102C.
- Un calentador no tubular optimizado podría ser interesante para aplicaciones en las que el número de Reynolds alcance valores elevados, y existan problemas prácticos asociados con el uso de haces de tubos.
- El prototipo desarrollado presentó problemas en el funcionamiento de los anillos de cierre de los pistones, no obstante pudieron realizarse pruebas de arrastre en frío y en caliente utilizando únicamente los anillos de guiado como sistema de cierre provisional.
- A pesar de las fugas en los anillos de guiado se observa que el motor podría arrancar si alcanzara la temperatura nominal del foco caliente ( $\sim 600^{\circ}\text{C}$ ) o la velocidad nominal ( $\sim 1160$  rpm), lo cual no fue posible por las limitaciones de los actuales sistemas de aporte energético y control. El funcionamiento en tales condiciones estaría lejos de alcanzar la potencia nominal debido a las fugas.



## 7. MOTORES STIRLING DE BAJO SALTO TÉRMICO

El aprovechamiento de energía residual es uno de los puntos clave en el ámbito de la eficiencia energética, para mejorar el rendimiento de las instalaciones, ya sean industriales o domésticas. Normalmente la energía residual disponible es una fuente de calor que es necesario evacuar de algún proceso térmico. El aprovechamiento de esta energía residual suele estar condicionado por la dificultad de conversión del calor en otras formas de energía, de tal forma que las principales aplicaciones consisten en intercambiadores de calor que extraen calor de la corriente energética residual y lo aportan a otro sistema. En este grupo de instalaciones pueden englobarse los precalentadores de materias primas, o los calentadores de agua caliente sanitaria, etc.

Sin embargo son pocas las instalaciones que permiten convertir el calor residual en otra forma de energía de mayor calidad, tal como energía mecánica o eléctrica. Los motores Stirling, por ser máquinas de combustión externa, tienen el potencial de poder aprovechar cualquier fuente de energía térmica y convertirla en energía mecánica, lo que los convierte en candidatos a ser utilizados en sistemas de recuperación de calor, siempre que se puedan salvar las dificultades técnicas para el correcto diseño de los intercambiadores de calor, adaptados a la fuente de energía residual.

Por supuesto los motores Stirling están sometidos a la restricción impuesta por el Segundo Principio de la Termodinámica, de forma que aunque pueden en teoría aprovechar calor a cualquier temperatura, el rendimiento de la conversión de ese calor en trabajo mecánico es menor a menores temperaturas (casi siempre el foco frío es aire o agua a temperaturas próximas a las del ambiente).

En el año 2009 la compañía Impulso Industrial Alternativo, S.A. planteó a la Universidad de Oviedo la posibilidad de aprovechar el calor disipado en los sistemas de aire acondicionado mediante un motor de ciclo Stirling de bajo salto térmico. De esta idea surgió el proyecto “Motor Stirling de baja temperatura para la disipación de calor

en sistemas de aire acondicionado”, FUIO-EM-331-09, financiado por el Centro para el Desarrollo Tecnológico Industrial (CDTI), con una duración de dos años (2010-2011).

En una primera fase del proyecto la empresa solicitó un análisis de posibles tecnologías para recuperar calor en tales instalaciones, siendo el motor Stirling una de las alternativas. Las conclusiones del documento entregable correspondiente a esta primera parte (Prieto et al., 2009a) pusieron de manifiesto la viabilidad termodinámica de desarrollar un motor Stirling que produjera potencias útiles con los saltos térmicos típicos de estas instalaciones, unos 40°C. En el mismo informe también se advierte que al ser un motor con temperaturas tan bajas el rendimiento esperado sería del orden del 5% en el mejor de los casos, de modo que el problema de la disipación de calor en las instalaciones, se trasladaría de la torre de refrigeración o condensador al enfriador del motor Stirling.

Tras esta etapa de estudios previos, la empresa decidió abordar una segunda fase con el ambicioso objetivo de desarrollar y fabricar un motor Stirling de baja temperatura capaz de demostrar su idoneidad técnica y termodinámica para convertir calor residual en potencia eléctrica con utilidad práctica.

## 7.1. ANTECEDENTES EN EL ÁMBITO DE LOS MOTORES STIRLING DE BAJO SALTO TÉRMICO

Posiblemente la primera referencia a los motores Stirling de bajo salto térmico sea el trabajo desarrollado por el Profesor Ivo Kolin en la Universidad de Zagreb durante las décadas de 1970 y 1980, años en los que Kolin diseñó y construyó numerosos prototipos de pequeño tamaño o maquetas, con objetivos esencialmente demostrativos. Posteriormente Senft, Ross y otros investigadores también desarrollaron motores capaces de funcionar con bajo salto térmico. Algunos eran maquetas y otros pretendían llegar a tener aplicaciones comerciales. Son de destacar el motor Yamanokami I (Iwamoto et al., 1997) que funcionaba alimentado por etilenglicol a 120-130°C, y los motores desarrollados por Kongtragool y Wongwises (2007a, 2008), que han sido probados en un simulador de radiación solar.

Otros investigadores han desarrollado prototipos capaces de funcionar con captadores solares planos, como es el caso de Valdes (2004) o Shahrir et al. (2005). Incluso se han desarrollado sistemas de bajo salto térmico que incorporaban el propio receptor solar en un motor gamma de grandes dimensiones con un fuelle metálico en lugar de pistón de trabajo (Chen, D., 2004).

A continuación se comentan las principales características de los motores más significativos.

### 7.1.1. Motor de Kolin, 1980

Este motor puede considerarse el primer motor de bajo salto térmico. Era un motor de tipo gamma, con un mecanismo que proporcionaba al desplazador un movimiento discontinuo y que presentaba intercambiadores de calor de placa plana. El 3 de abril de 1980 el motor funcionó con un salto térmico de 44°C y una velocidad de 22 rpm (Kolin, 1991). Lamentablemente no se disponen de datos de potencia entregada por el motor, aunque presumiblemente sería del orden de medio vatio a lo sumo.

### 7.1.2. Motor de Kolin, 1988

El segundo motor de Kolin llegó a funcionar con un salto térmico de 4.5°C, en la demostración realizada en Zurich en 1988 (Kolin, 1991). Los motores de Kolin se pueden clasificar como maquetas demostrativas, ya que su objetivo era esencialmente demostrar la capacidad de los motores Stirling para funcionar con saltos térmicos casi increíbles.

### 7.1.3. Motor de Senft para el Argonne National Laboratory (ANL)

Durante la década de los 80 Senft desarrolló sus propios motores de bajo salto térmico, en paralelo a los motores de Kolin. La característica más relevante de estos diseños de Senft es que eran del tipo Ringbom o pistón libre, es decir motores en los que el movimiento del desplazador no está ligado cinemáticamente al pistón de trabajo.

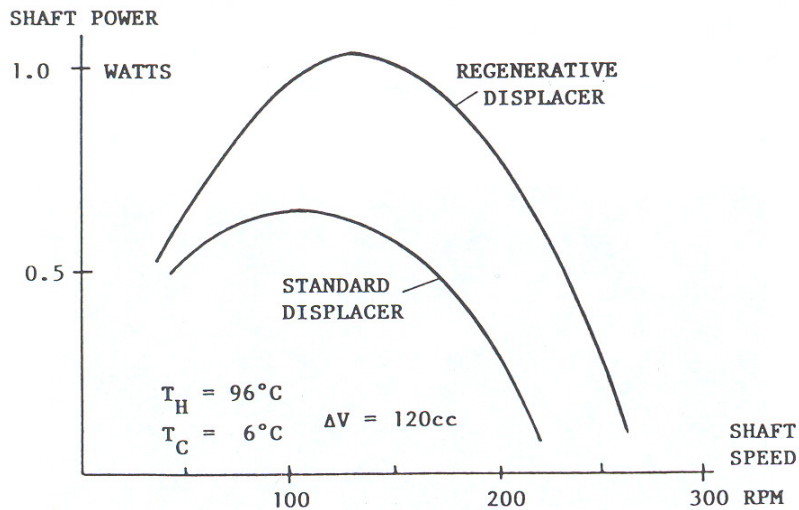
El primer motor de este tipo desarrollado por Senft en colaboración con el ANL fue probado entre 1983 y 1984 (Senft, 1993). El cilindro estaba fabricado en Pyrex y el pistón era de grafito, produciendo un sellado excelente y un rozamiento bajo. El desplazador estaba fabricado en espuma de poliestireno expandido, material muy ligero y con baja conductividad térmica. Las principales características de este motor se detallan en la Tabla 22.

**Tabla 22:** Características del motor de Senft para el ANL.

Diámetro del pistón (mm)	44.4
Carrera del pistón (mm)	96.8
Diámetro del desplazador (mm)	217.0
Carrera del desplazador (mm)	16.8
Cilindrada del espacio frío (cc)	620.0
Cilindrada del espacio caliente (cc)	150.0
Volumen muerto total (cc)	80.0
Temperatura foco caliente (K)	363.0
Temperatura foco frío (K)	283.0
Presión media (bar)	1.0

El motor de Senft para el ANL funcionó satisfactoriamente con aire y con helio como gas de trabajo, siempre a presión atmosférica y con saltos térmicos del orden de 80°C.

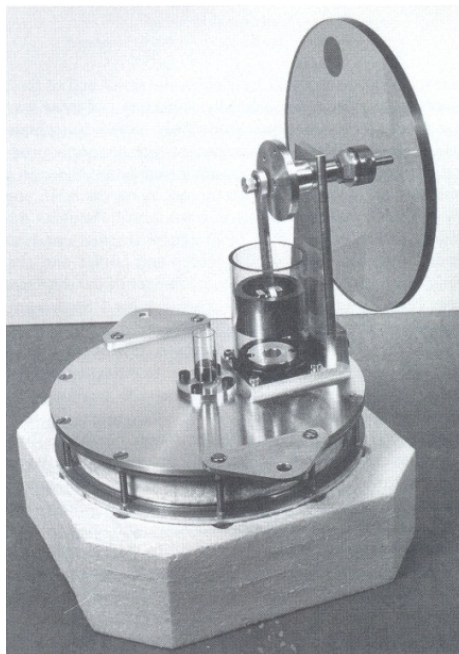
Uno de los aspectos en los que Senft investigó sobre este motor fue la posibilidad de incorporar un desplazador regenerativo, constituido por un medio poroso incrustado en un disco de espuma de poliestireno expandido (Figura 114). Obsérvese que con la mejora del desplazador regenerativo la potencia conseguida por el motor es del orden del vatio, con un salto térmico de 90°C.



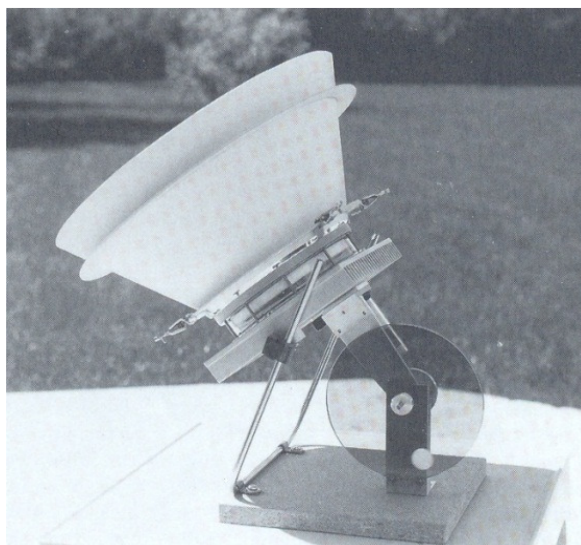
**Figura 114:** Comparación de las curvas de potencia al freno con diferentes desplazadores (Senft, 1993).

#### 7.1.4. Motor L-27

Animado por el éxito obtenido con el motor desarrollado para el ANL, y con el apoyo de la Fundación Charles A. Lindbergh, Senft se propuso construir un prototipo que fuese capaz de funcionar con energía solar. Surgió así el motor L-27, también un motor Ringbom, de dimensiones más reducidas que las de su antecesor ANL. En una primera fase el motor L-27 (Figura 115) se diseñó y construyó para funcionar con agua caliente y después se modificó para adaptarlo a la energía solar (Figura 116). En la Tabla 23 se muestran las principales características de este prototipo.



**Figura 115:** Motor L-27 funcionando sobre agua caliente (Senft, 1993).



**Figura 116:** Motor L-27 adaptado para energía solar (Senft, 1993).

**Tabla 23:** Características del motor L-27.

Diámetro del pistón (mm)	32.5
Carrera del pistón (mm)	30.0
Diámetro del desplazador (mm)	129.6
Carrera del desplazador (mm)	10.5
Cilindrada del espacio frío (cc)	387.0
Cilindrada del espacio caliente (cc)	25.0
Volumen muerto total (cc)	14.5
Temperatura foco caliente (K)	366.0
Temperatura foco frío (K)	307.0
Presión media (bar)	1.0

### 7.1.5. Motor Yamanokami 1

Durante los años 90 en Japón se desarrollaron motores de bajo salto térmico con el objetivo de entregar potencias de centenares de vatios. El primero de estos motores fue el llamado Yamanokami 1, motor de tipo gamma y de gran cilindrada, capaz de entregar una potencia superior a 100 W con un salto térmico por debajo de 100°C, trabajando con aire a presión atmosférica. Para la refrigeración se utilizó agua fría y para el aporte energético etilenglicol a unos 120-130°C, condiciones que podrían tenerse en una instalación convencional de captadores solares térmicos. El operar con temperaturas tan bajas, hace que el grado de desarrollo tecnológico de los cierres no sea muy exigente. Además la baja velocidad de funcionamiento facilita la durabilidad de los componentes, reduciendo el mantenimiento.

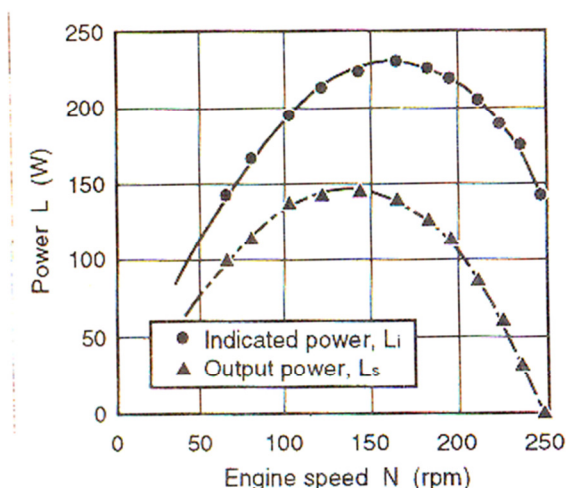
Las principales características se recogen en la Tabla 24.



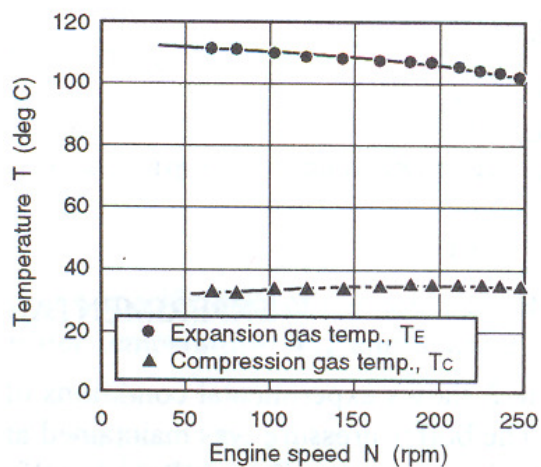
**Tabla 24:** Características del motor Yamanokami 1.

Diámetro del pistón (mm)	400
Carrera del pistón (mm)	200
Diámetro del desplazador (mm)	800
Carrera del desplazador (mm)	80
Cilindrada del espacio frío (cc)	25100
Cilindrada del espacio caliente (cc)	40200
Temperatura del foco caliente (K)	403
Temperatura del foco frío (K)	313
Presión media (bar)	1-3
Material de la matriz del regenerador	cobre

En la Figura 117 se muestran la curva de potencia al freno y la curva de potencia indicada que se midieron para una presión media de 1 bar con aire como fluido de trabajo. Las temperaturas de cada punto son ligeramente diferentes y se pueden ver en la Figura 118.



**Figura 117:** Curvas de potencia experimentales del motor Yamanokami 1 (Iwamoto et al., 1997).



**Figura 118:** Temperatura de los focos de los distintos puntos experimentales del motor Yamanokami 1 (Iwamoto et al., 1997).

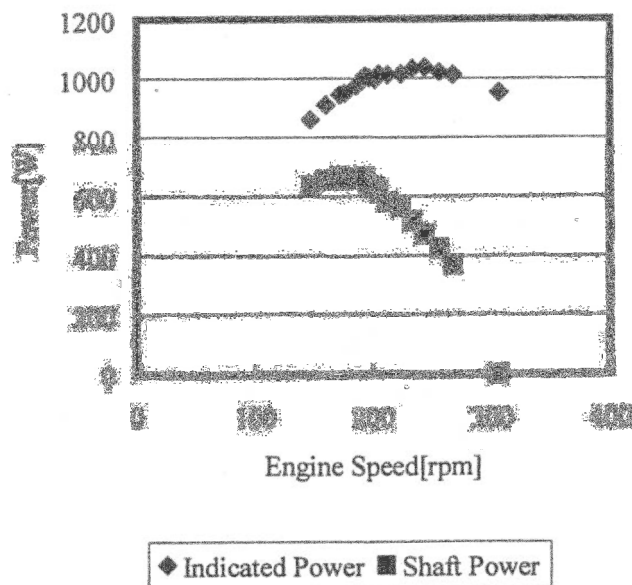
### 7.1.6. Motor Yamanokami 2

La empresa Suction Gas Engine MFG. Co. LTD, que había participado en el desarrollo del motor Yamanokami 1, hizo el intento posterior de conseguir un motor de bajo salto térmico capaz de entregar una potencia del orden de 1 kW. Takeuchi y Suzuki (2000) muestran un esquema de este nuevo motor, con configuración *alfa* y mecanismo de accionamiento X-yoke. El motor se diseñó para trabajar con aire a presiones medias que pueden llegar hasta 8 bar. Aunque es un motor más presurizado que su antecesor, también tiene una gran cilindrada, como se puede ver en la Tabla 25.

**Tabla 25:** Algunas características del motor Yamanokami 2.

Cilindrada del espacio frío (cc)	20106
Cilindrada del espacio caliente (cc)	20106
Temperatura del foco caliente (K)	408
Temperatura del foco frío (K)	298
Presión media (bar)	7-8
Ángulo de desfase (°)	150
Relación de compresión	1.2

En principio el motor estaba diseñado para entregar la potencia máxima a unas 900 rpm, pero tal y como se muestra en la Figura 119, sólo se alcanzaron velocidades cercanas a las 200 rpm. Con 7 bar de presión en el *buffer* y un salto térmico de 110°C se obtuvieron más de 600 W de potencia al freno.



**Figura 119:** Curvas de potencia del motor Yamanokami 2 para  $p_{buffer} = 7$  bar (Takeuchi y Suzuki, 2000).

### 7.1.7. Motor de 2 pistones de Kongtragool y Wongwises

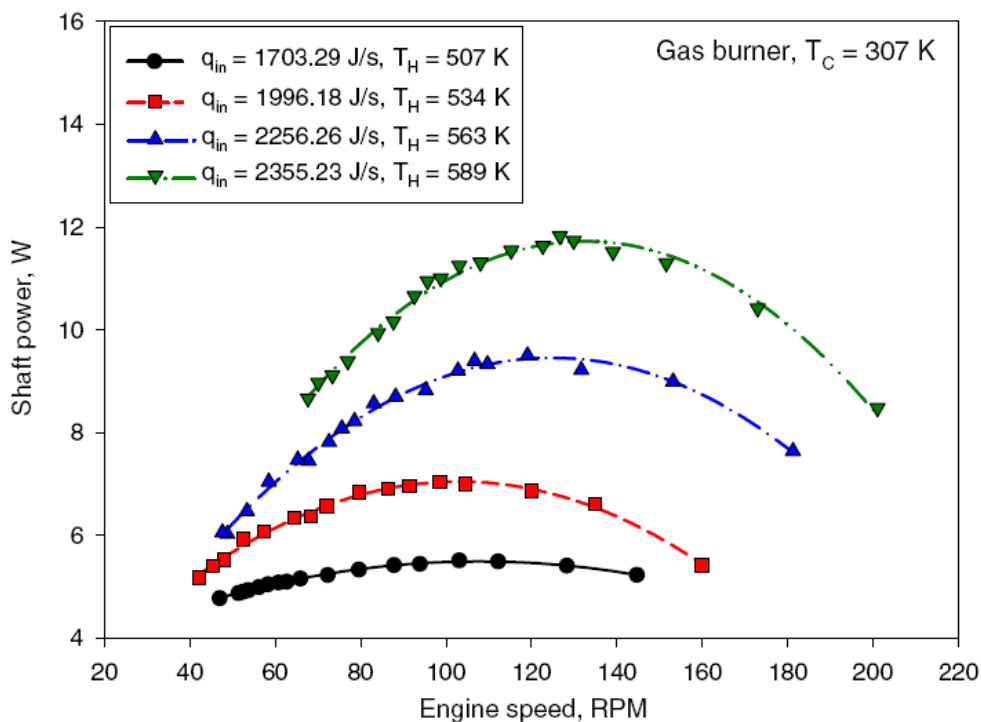
Recientemente se ha empezado a manifestar actividad investigadora en motores Stirling en la Universidad Tecnológica de Thonburi, Tailandia. Parte de esa actividad se centra en el estudio de los motores Stirling de bajo salto térmico, llegando a fabricar al menos dos prototipos. El primero de ellos es un motor gamma de dos pistones y un

desplazador, diseñado para trabajar con aire a presión atmosférica y con un salto térmico por encima de los 200°C (Kongtragool and Wongwises, 2007b).

En la Tabla 26 se pueden ver las principales características de este motor, que en las pruebas realizadas ha llegado a producir más de 10 W de potencia al freno, como se puede ver en la Figura 120, que muestra los resultados experimentales para diferentes temperaturas del foco caliente obtenidas mediante un sistema convencional de combustión. Se observa que con un salto térmico de 200°C la potencia entregada se reduce a poco más de 5 W.

**Tabla 26:** Características básicas del motor de 2 pistones de Kongtragool y Wongwises.

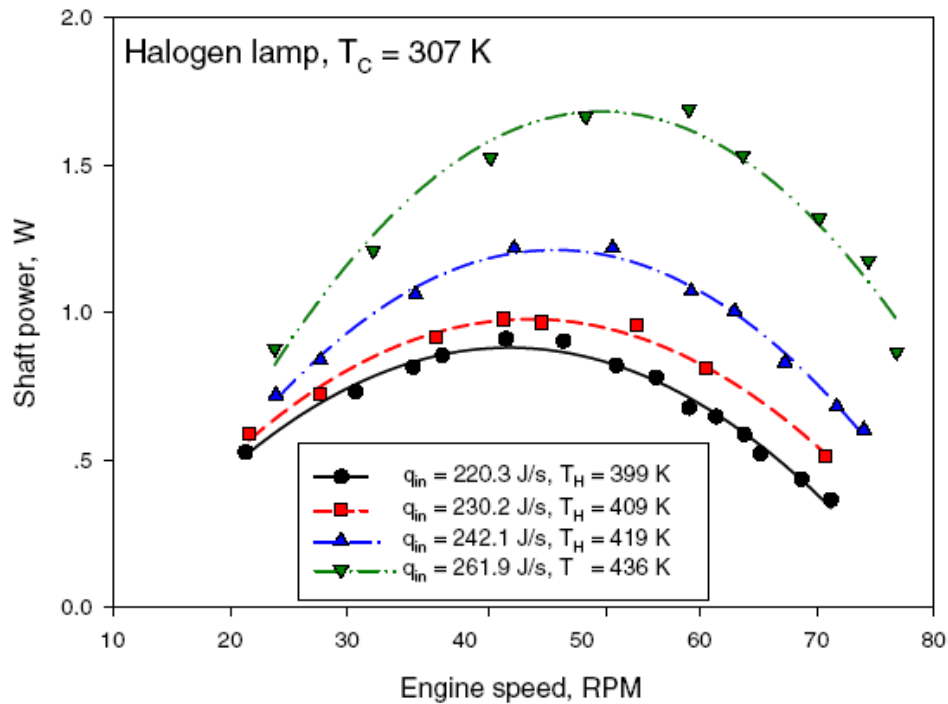
Diámetro del pistón (mm)	83
Carrera del pistón (mm)	82.6
Diámetro del desplazador (mm)	320
Carrera del desplazador (mm)	79.5
Cilindrada del espacio frío (cc)	894
Cilindrada del espacio caliente (cc)	6394
Ángulo de desfase (°)	90
Temperatura del foco caliente (K)	399-589
Temperatura del foco frío (K)	307
Presión media. (bar)	1



**Figura 120:** Resultados experimentales con quemador de gas (Kongtragool and Wongwises, 2007b).

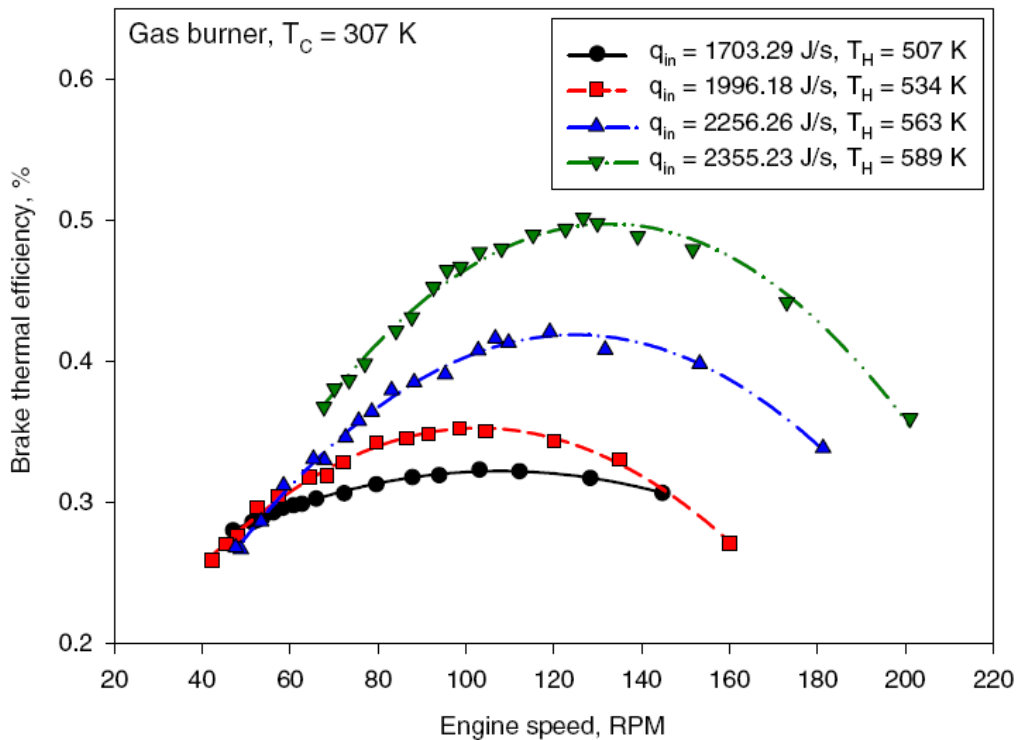
El mismo motor ha sido probado con un simulador de energía solar (Kongtragool y Wongwises, 2007a) produciendo los valores de potencia que se muestran en la Figura 121. En estas pruebas el motor funcionó con saltos térmicos que

oscilan entre 92°C y 129°C, obteniéndose una potencia al freno inferior a un vatio en el caso del menor salto térmico.



**Figura 121:** Resultados experimentales con simulador solar (Kongtragool and Wongwises, 2007a).

El rendimiento al freno de la máquina es muy bajo, estando siempre por debajo del 0.5 %, tal y como se muestra en la Figura 122.



**Figura 122:** Rendimiento al freno con quemador de gas (Kongtragool and Wongwises, 2007a).

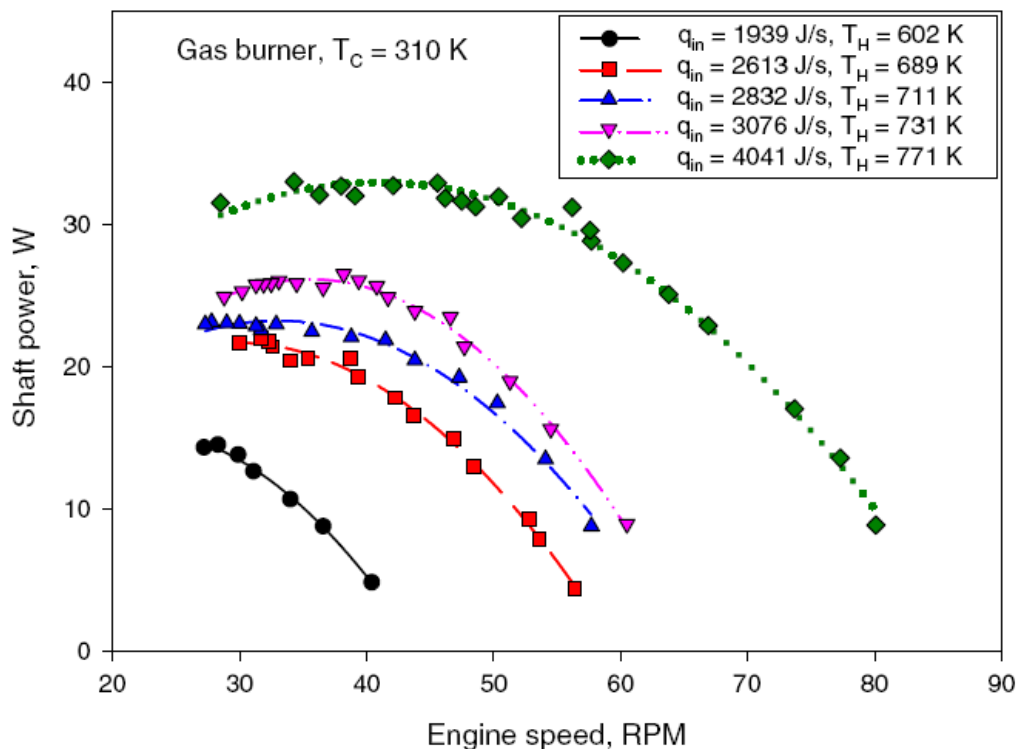
### 7.1.8. Motor de 4 pistones de Kongtragool y Wongwises

El segundo motor desarrollado en la Universidad Tecnológica de Thonburi, es un motor gamma de 4 cilindros, esencialmente parecido al de dos cilindros previamente descrito, diseñado también para operar con aire a presión media atmosférica.

Las características básicas de este prototipo se muestran en la Tabla 27. En la Figura 123 se presentan los resultados experimentales obtenidos con diversos saltos térmicos obtenidos con un sistema de combustión convencional.

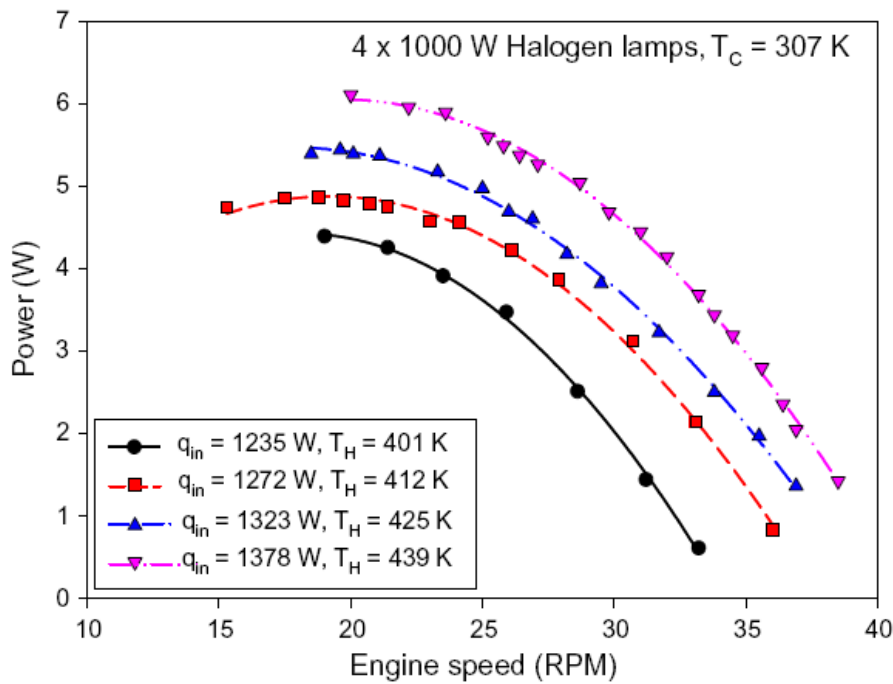
**Tabla 27:** Características básicas del motor de 4 pistones de Kongtragool y Wongwises.

Diámetro del pistón (mm)	133
Carrera del pistón (mm)	133
Diámetro del desplazador (mm)	600
Carrera del desplazador (mm)	144.8
Cilindrada del espacio frío (cc)	7391
Cilindrada del espacio caliente (cc)	40941
Ángulo de desfase (°)	90
Temperatura del foco caliente (K)	401-771
Temperatura del foco frío (K)	307-310
Presión media. (bar)	1



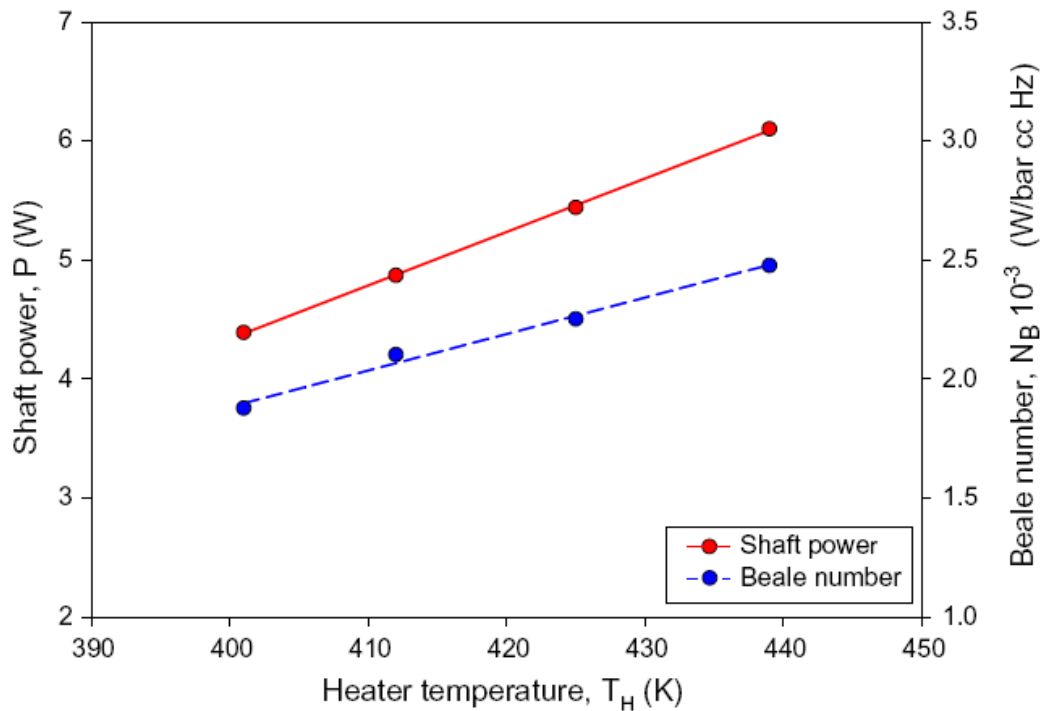
**Figura 123:** Resultados experimentales con quemador de gas (Kongtragool and Wongwises, 2007b).

El salto térmico alcanzado en estas pruebas es mayor de  $300^{\circ}\text{C}$ , pero el mismo motor fue probado a temperaturas menores empleando un simulador de luz solar (Kongtragool and Wongwises, 2008). Los resultados de estas pruebas posteriores se presentan en la Figura 124.



**Figura 124:** Resultados experimentales con solarización simulada (Kongtragool and Wongwises, 2008).

Se puede observar que la potencia del motor descende a unos 4 ó 5 W al descender el salto térmico hasta unos  $100^\circ\text{C}$ . En la Figura 125 se muestra la evolución de la máxima potencia al freno entregada por el motor en función de la temperatura del foco caliente, así como la máxima potencia al freno adimensional, denominada número de Beale por los autores. Nótese que el mayor valor de tal “número de Beale” es  $2.5 \cdot 10^{-3}$  W/(bar cc Hz), que equivale a  $\zeta_{B,\max} = 0.025$  (adimensional).



**Figura 125:** Potencia al freno vs temperatura del foco caliente (Kongtragool and Wongwises, 2008).

## 7.2. ANÁLISIS TERMODINÁMICO DE VIABILIDAD

Como se ha comentado en el Capítulo 4, la potencia indicada que proporciona un motor Stirling en condiciones reales de funcionamiento está relacionada con los resultados de una simulación cuasiestática, tal y como muestra la Ec. (35). Esto justifica la utilización de  $\zeta_0$  como criterio de comparación entre diferentes prototipos.

La dependencia funcional de  $\zeta_0$  se puede aproximar mediante la siguiente expresión:

$$\zeta_0 \approx f\left(\frac{\Delta T}{T_c}, \frac{V_{\max}}{V_{\min}}, \mu_d\right) \quad (94)$$

Otro parámetro que se puede utilizar como criterio de comparación es la velocidad adimensional en el punto de máxima potencia,  $N_{MA,\max}$ , que puede ser interpretado como un índice del grado de desarrollo del motor (Prieto et al., 2000b). Recordando lo comentado en el capítulo 4, una de las variables que influyen en el valor de  $N_{MA,\max}$  es  $\zeta_0$ , motivo adicional por el que tiene sentido utilizar este parámetro como criterio de comparación.

Con estos criterios, a continuación se hace un análisis de los 4 motores antedichos que han funcionado con saltos térmicos del orden de 100°C, y que han producido potencias significativas, es decir los dos motores Yamanokami y los dos motores desarrollados por Kongtragool y Wongwises.

El procedimiento de análisis termodinámico es análogo a los realizados previamente por Prieto et al. (2000b), Prieto (2003a) y Prieto y Stefanovskiy (2003) para otros motores, entre los que se encontraban los motores Yamanokami. Ha sido necesario estimar algunos parámetros necesarios para el análisis que no han sido publicados por los autores de los trabajos en los que se describen los motores.

En el caso de los motores de Kongtragool y Wongwises, se ha comprobado que es necesario suponer volúmenes muertos elevados para que las predicciones de las simulaciones estén de acuerdo con los resultados experimentales. Esta observación parece coherente con que la transferencia de calor en estos motores no se realiza en intercambiadores propiamente dichos, sino a través de los cilindros, que son de gran diámetro y por tanto generan un volumen muerto elevado.

Por otra parte, los datos experimentales de los motores de Kongtragool y Wongwises son medidas de potencia al freno. Para obtener resultados de potencia indicada fue necesario estimar el rendimiento mecánico, decreciente con el número de Mach, acorde con las observaciones realizadas en otros motores. Asimismo, el rendimiento mecánico en el motor de 4 pistones se supuso inferior al de dos pistones por tener el primero un mayor número de articulaciones y el doble de anillos de cierre en los pistones.

En la Tabla 28 se recogen los resultados del análisis termodinámico de los motores citados anteriormente.

**Tabla 28:** Características termodinámicas de los motores analizados.

MOTOR	Yamanokami 1	Yamanokami 2	Kongtragool 2P	Kongtragool 4P
Tipo	gamma	Alpha	Gamma	Gamma
Mecanismo	Scotch yoke	X-yoke	Biela-manivela	Biela-manivela
$D_E$ (mm)	800	407.7(*)	320	600
$D_C$ (mm)	400	407.7(*)	83	133
$s_E$ (mm)	80	154(*)	79.5	144.8
$s_C$ (mm)	200	154(*)	82.6	133
$V_E$ (cc)	40212	20106	6394	40941
$V_C$ (cc)	47420	20106	6456	41603
$V_{sw}$ (cc)	25133	10407(*)	894	7391
$V_{max}/V_{min}$	1.325	1.116	1.02	1.047
$V_{dxE}$ (cc)	12060			
$V_{dEad}$ (cc)	3524(*)			
$V_{dE}$ (cc)	15584	25000(*)	18000(*)	59000(*)
$V_{dxC}$ (cc)	12060			
$V_{dCad}$ (cc)	3524(*)			
$V_{dC}$ (cc)	15584	25000(*)	18000(*)	59000(*)
$V_{dxR}$ (cc)	6030			
$V_{dRad}$ (cc)	0			
$V_{dR}$ (cc)	6030	25000(*)	0(*)	0(*)
$V_{dTOT}$ (cc)	37198	75000	36000	118000
$V_{dTOT}/V_{sw}$	1.48	7.21	40.27	15.97
Gas	Aire	Aire	Aire	Aire
$p_m$ (bar)	1	7	1	1
$T_E$ (°C)	108	135	126	128
$T_C$ (°C)	33.2	25	34	34
$\Delta T$ (°C)	74.8	110	92	94
$\Delta T/T_C$	0.244	0.369	0.300	0.306
$P_{ind}$ (W)	224	950	1.28(*)	6.26(*)
$P_B$ (W)	145	655	0.91	4.38
$n_s$ (rpm)	144	175	44	19
$\eta_{mec}$	0.65	0.69	0.71(*)	0.70(*)
$\zeta_{ind}$	0.037	0.045	0.020	0.027
$\zeta_B$	0.024	0.031	0.014	0.019
$\zeta_0$	0.0758	0.0502	0.0305	0.0524
$N_{MA,max}$	0.0024	0.0022	0.0002	0.0002

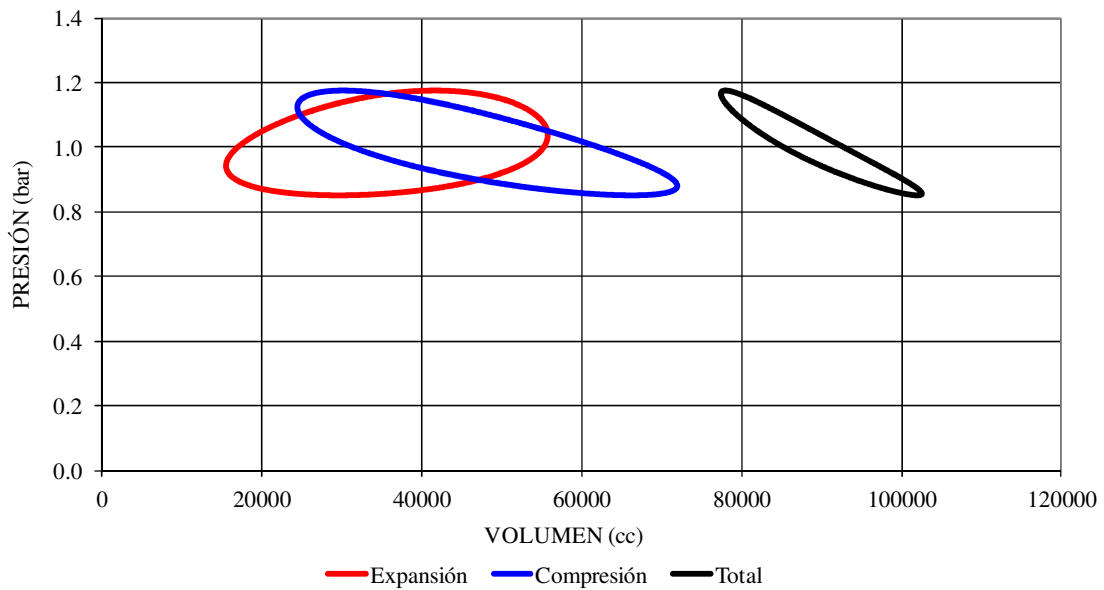
(\*) valores estimados.

Se puede observar que el motor Yamanokami 1 es el que presenta los índices de calidad ( $\zeta_0$  y  $N_{MA,max}$ ) más altos, mejores incluso que los del motor Yamanokami 2 que está presurizado y desarrolla una potencia mayor. Los motores de Kongtragool tienen valores bastante bajos del  $N_{MA,max}$ , del orden de los valores que tenían los

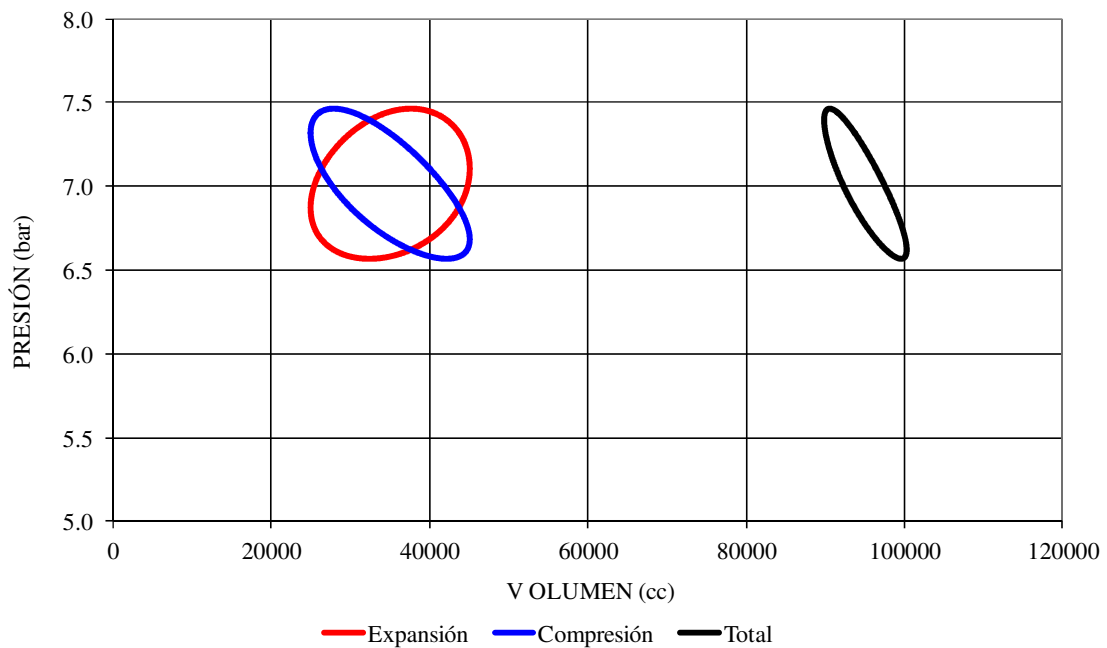


motores del s. XIX, lo que significa que los factores de pérdidas adimensionales son relativamente altos y su grado de desarrollo es probablemente mejorable (Prieto et al., 2000b).

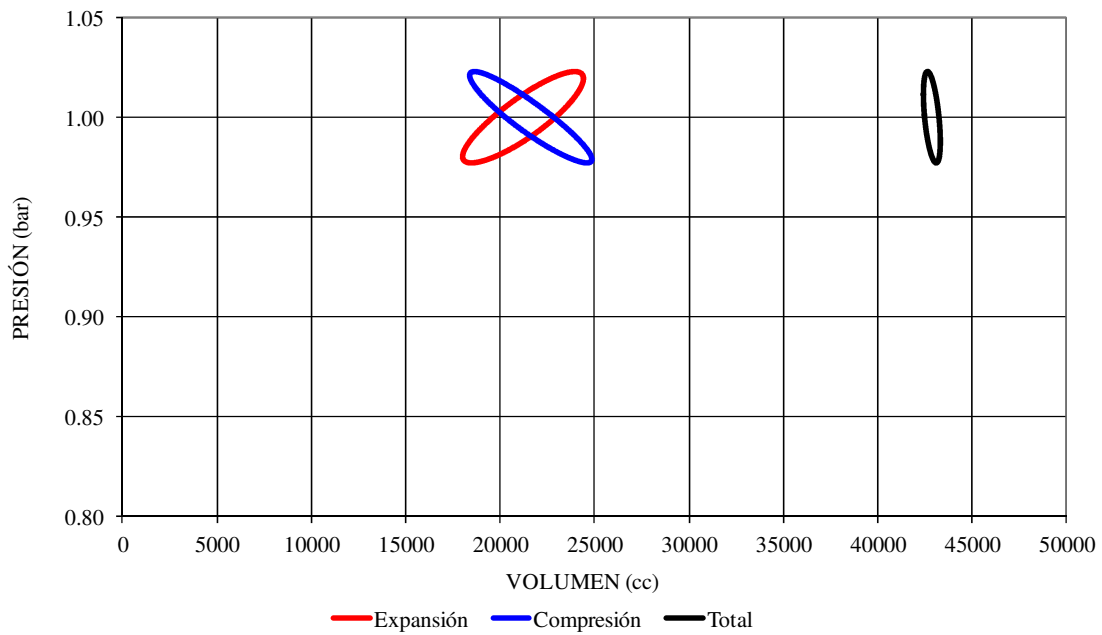
En las cuatro figuras siguientes se muestran los diagramas de indicador de cada uno de estos motores, determinados mediante una simulación cuasiestática con la aplicación AMS ya citada.



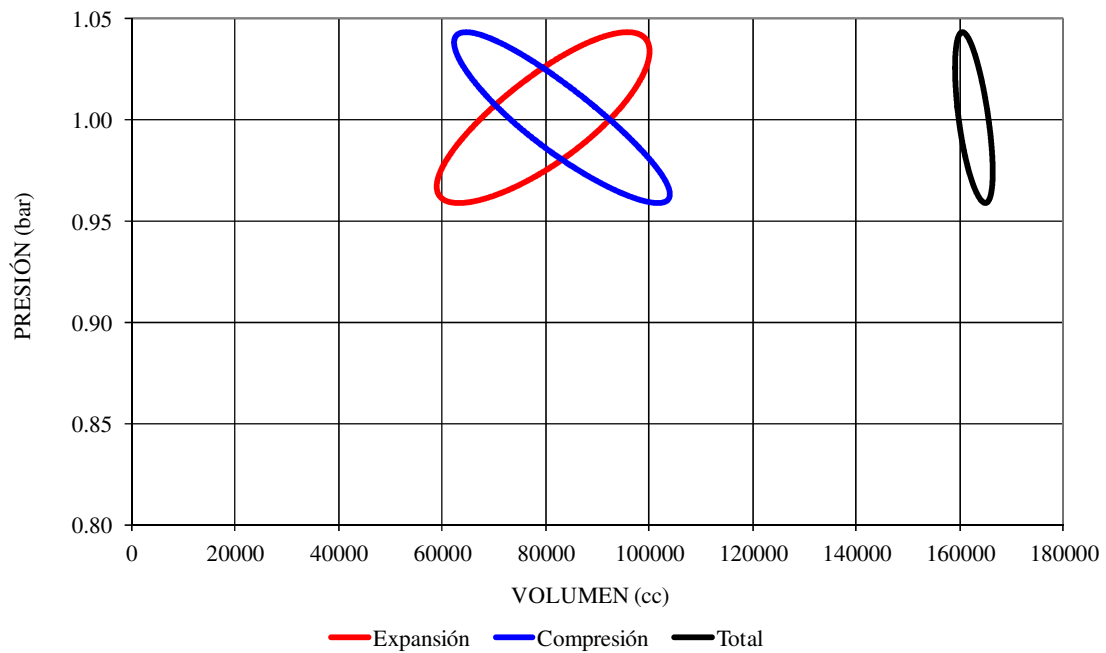
**Figura 126:** Diagramas de indicador de la simulación cuasiestática para el motor Yamanokami 1.



**Figura 127:** Diagramas de indicador de la simulación cuasiestática para el motor Yamanokami 2.



**Figura 128:** Diagramas de indicador de la simulación cuasiestática para el motor de 2 pistones de Kongtragool y Wongwises.



**Figura 129:** Diagramas de indicador de la simulación cuasiestática para el motor de 4 pistones de Kongtragool y Wongwises.

### 7.2.1. Simulación termodinámica de hipotéticos motores de bajo salto térmico

Con el fin de analizar las posibles configuraciones de un motor Stirling que funcionase en diversas condiciones de salto térmico, se realizaron simulaciones

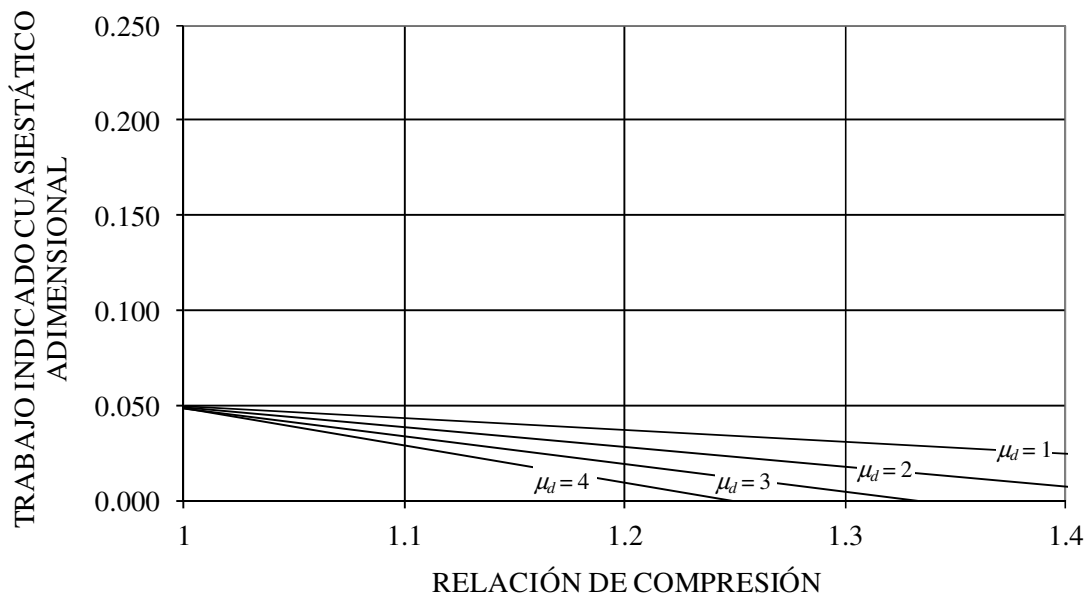
paramétricas suponiendo configuración *gamma* en todos los casos, ya que con ella se establecen los niveles mínimos de potencia alcanzables.

En las simulaciones se consideraron seis niveles térmicos diferentes para el foco caliente: 50°C, 70°C, 90°C, 103°C, 121°C y 139°C, y uno para el foco frío, 30°C.

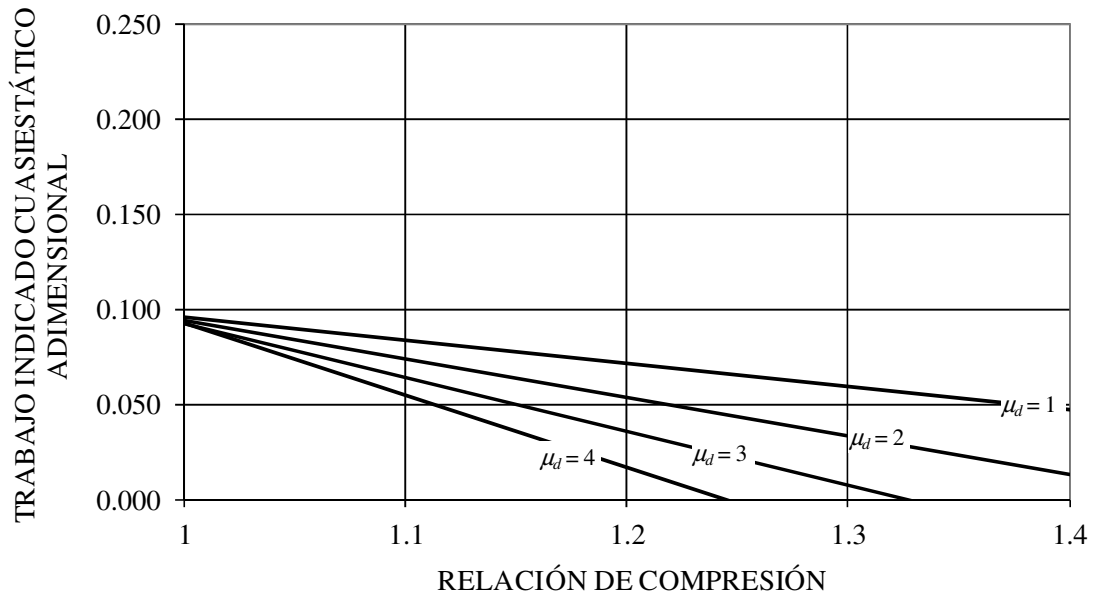
Además se consideraron tres valores de la relación de compresión,  $V_{\max}/V_{\min}$  : 1.1, 1.2 y 1.3, próximos a los que presentan los motores de bajo salto térmico conocidos. Por último, se consideraron cuatro valores para el volumen muerto adimensional del conjunto del motor,  $\mu_d = 1, 2, 3$  y 4, de modo que la combinación de valores supuestos da lugar a 72 casos posibles.

Con las temperaturas seleccionadas se consiguen los siguientes valores de  $\Delta T/T_C$  : 0.066, 0.132, 0.198, 0.241, 0.300 y 0.360. Los tres primeros valores fueron seleccionados debido a que corresponden a temperaturas alcanzables en una aplicación de recuperación de calor en sistemas de aire acondicionado, mientras que los otros tres corresponden a los valores de  $\Delta T/T_C$  que presentan los motores Yamanokami y de Kongtragool y Wongwises.

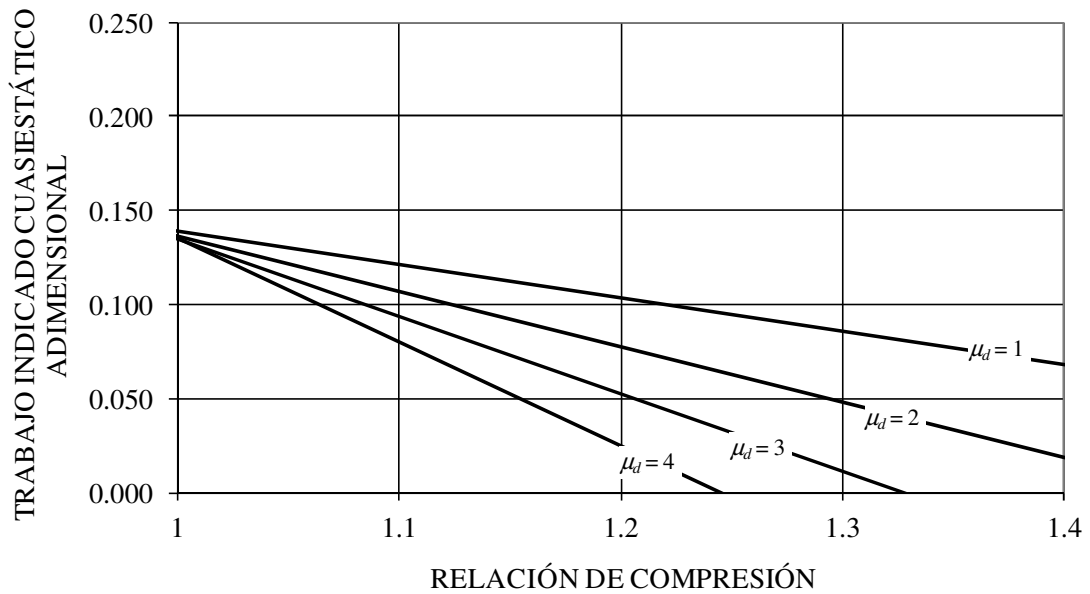
Los resultados de las simulaciones cuasiestáticas de todos estos casos se muestran para cada nivel térmico en los gráficos de la Figura 130 a la Figura 135.



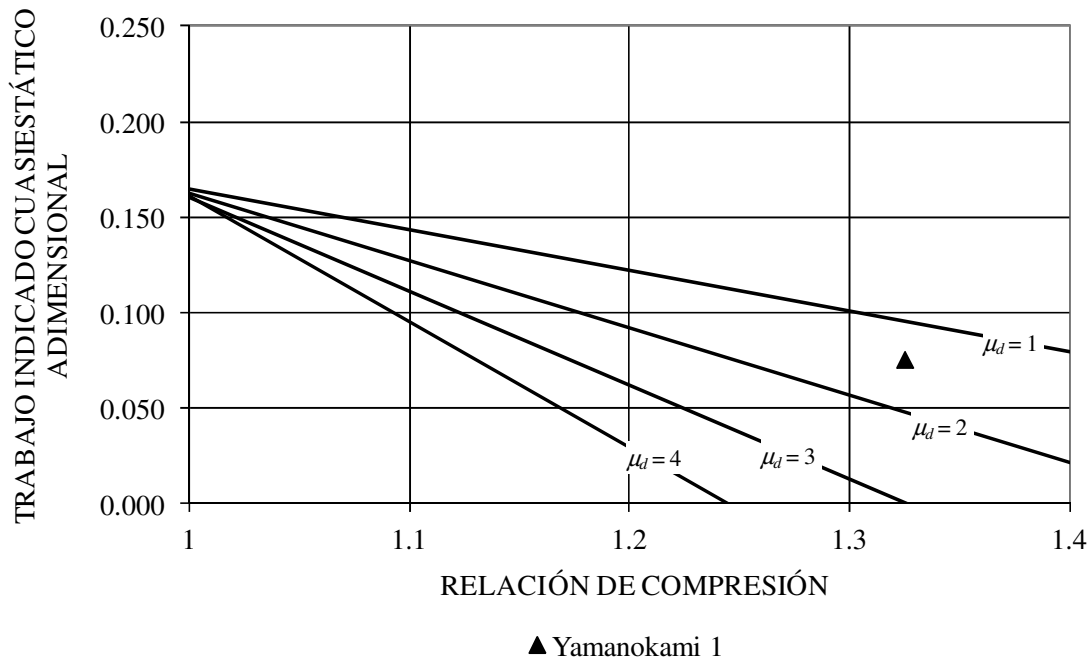
**Figura 130:** Trabajo indicado cuasiestático adimensional vs  $V_{\max}/V_{\min}$  para  $\Delta T/T_C = 0.066$  con el volumen muerto adimensional como parámetro.



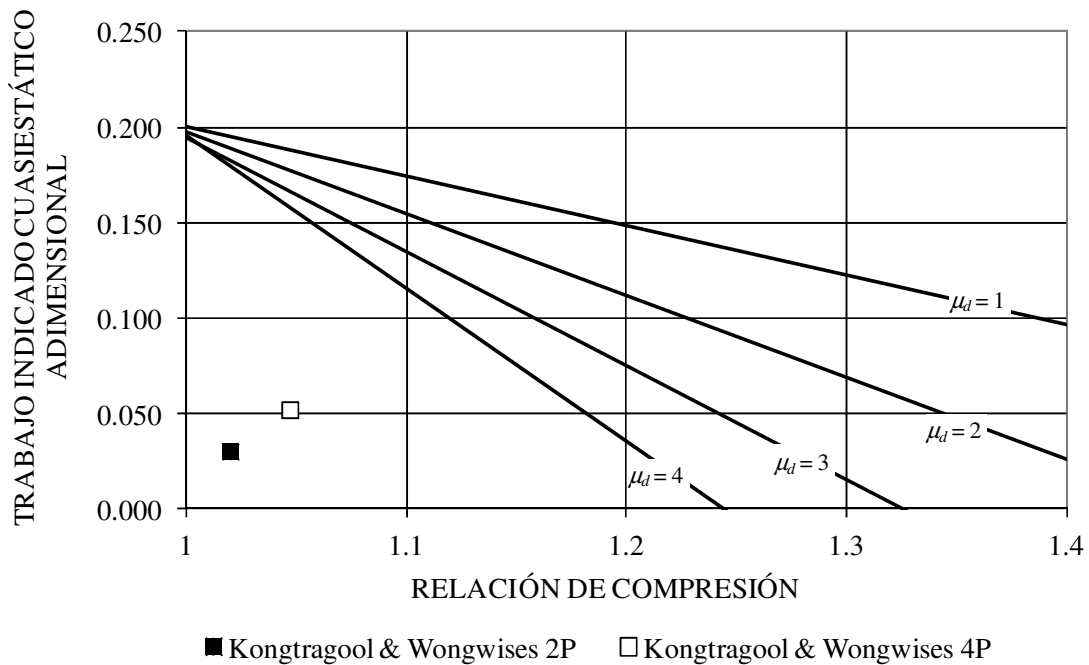
**Figura 131:** Trabajo indicado cuasiestático adimensional vs  $V_{\max}/V_{\min}$  para  $\Delta T/T_c = 0.132$  con el volumen muerto adimensional como parámetro.



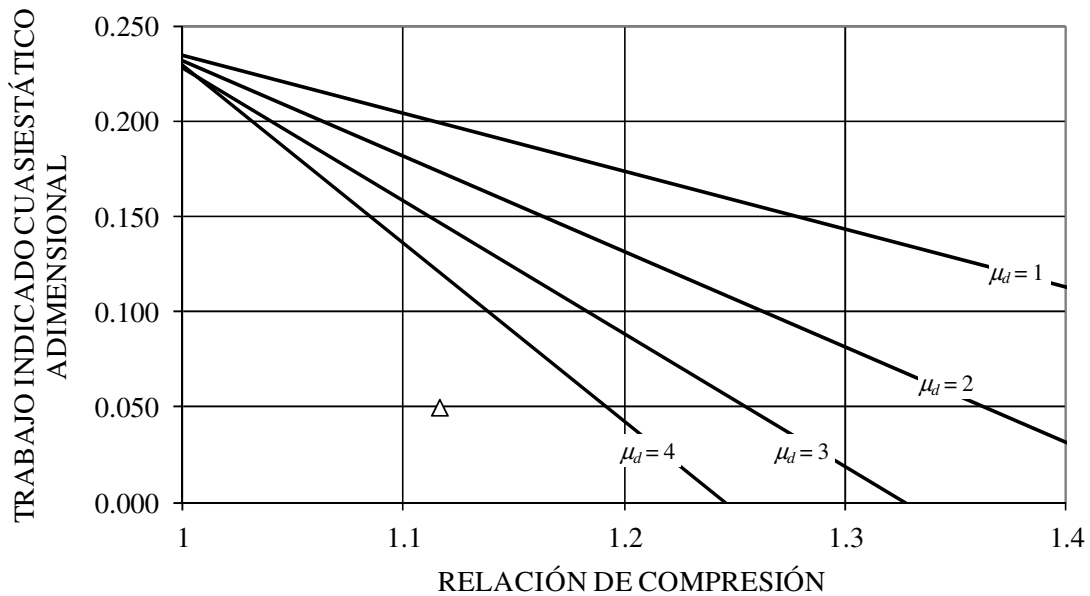
**Figura 132:** Trabajo indicado cuasiestático adimensional vs  $V_{\max}/V_{\min}$  para  $\Delta T/T_c = 0.198$  con el volumen muerto adimensional como parámetro.



**Figura 133:** Trabajo indicado cuasiestático adimensional vs  $V_{\max}/V_{\min}$  para  $\Delta T/T_c = 0.241$  con el volumen muerto adimensional como parámetro.



**Figura 134:** Trabajo indicado cuasiestático adimensional vs  $V_{\max}/V_{\min}$  para  $\Delta T/T_c = 0.300$  con el volumen muerto adimensional como parámetro.



△ Yamanokami 2

**Figura 135:** Trabajo indicado cuasiestático adimensional vs  $V_{max}/V_{min}$  para  $\Delta T/T_c = 0.360$  con el volumen muerto adimensional como parámetro.

Observando las gráficas anteriores puede comprobarse que para cada nivel térmico considerado el valor de  $\zeta_0$  es decreciente en función de la relación de compresión. Además, el valor de  $\zeta_0$  para el caso límite de relación de compresión unitaria, no depende de los volúmenes muertos del motor, ya que todas las series representadas en cada gráfico convergen en el mismo punto, que además es el máximo valor de  $\zeta_0$  alcanzable para las temperaturas consideradas.

Este valor máximo de  $\zeta_0$ , que podríamos denominar  $\zeta_{0,max}$ , supone una especie de límite en el comportamiento cuasiestático del motor. Sin embargo es curioso que ese valor máximo se produzca para una relación de compresión unitaria, caso límite sin interés práctico, ya que sería  $V_{max} = V_{min}$ , y por tanto no habría ciclo. En ese hipotético caso de  $V_{sw} = 0$ , parece lógico pensar que la potencia indicada adimensional, sea también nula, sin embargo, atendiendo a la definición se tiene una indeterminación, ya que además de ser nula la cilindrada del motor también lo es el trabajo indicado por ciclo, es decir:

$$\lim_{V_{max}/V_{min} \rightarrow 1} \zeta_0 = \zeta_{0,max} > 0 \quad (95)$$

En este sentido, las figuras elaboradas por Prieto y Méndez (2001) deben ser corregidas, pues intuitiva y erróneamente estos autores habían impuesto la condición de  $\zeta_0 = 0$  para  $V_{max}/V_{min} = 1$ .

### 7.3. DISEÑO DE UN PROTOTIPO DE BAJO SALTO TÉRMICO

#### 7.3.1. Circuito del gas de trabajo

De los gráficos mostrados en la sección anterior se deduce que es viable termodinámicamente un motor tipo *gamma* capaz de operar con bajo salto térmico y alcanzar índices de potencia ventajosos respecto a los motores conocidos.

Dado que no existen especificaciones que permitan definir una solución única, se realizaron nuevas simulaciones paramétricas, considerando características geométricas más concretas que las anteriores.

Se consideraron relaciones de compresión de 1.1 y 1.3, y valores de la relación de volumen muerto iguales a 1, 2 y 4, combinados del siguiente modo:

- $V_{\max}/V_{\min} = 1.1, \mu_d = 2.$
- $V_{\max}/V_{\min} = 1.1, \mu_d = 4.$
- $V_{\max}/V_{\min} = 1.3, \mu_d = 1.$

Los cálculos se realizaron suponiendo configuración *gamma* y aire como fluido de trabajo a presiones medias de 1 y 7 bar. La potencia indicada adimensional en el punto de máxima potencia indicada se estimó mediante la Ec. (38):

La velocidad del punto de máxima potencia indicada se obtuvo suponiendo que los motores simulados podrían alcanzar valores de  $N_{MA,\max}$  del orden de los obtenidos en los motores Yamanokami y Kongtragool (Tabla 28). Es decir para cada motor simulado se supusieron dos valores diferentes de dicho número de Mach:  $N_{MA,\max} \approx 0.0002$  y  $N_{MA,\max} \approx 0.0024$ .

En total se obtuvieron 12 posibles motores cuyo funcionamiento con un salto térmico de unos 40°C se resume en la Tabla 29.

Para estimar los valores de potencia al freno se supuso un rendimiento mecánico en el punto de máxima potencia indicada, y una relación entre las velocidades en los puntos de máxima potencia indicada y máxima potencia al freno, según los promedios observados en prototipos avanzados (Prieto, 2003b):

$$\eta_{mec} \approx 0.66 \pm 0.06 \quad (96)$$

$$\frac{n_{s,\max}^*}{n_{s,\max}} \approx 0.75 \pm 0.09 \quad (97)$$

**Tabla 29:** Posibles motores analizados capaces de funcionar con un salto térmico de 40°C.

Motor	M-1	M-2	M-3	M-4	M-5	M-6	M-7	M-8	M-9	M-10	M-11	M-12
Gas	aire	aire	aire	aire	aire	aire	aire	aire	aire	aire	aire	aire
$p_m$ (bar)	1	1	7	7	1	1	7	7	1	1	7	7
$D_E$ (mm)	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400
$D_C$ (mm)	130	130	130	130	130	130	130	130	227	227	227	227
$s_E$ (mm)	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60
$s_C$ (mm)	70	70	70	70	96	96	96	96	80	80	80	80
$V_E$ (cc)	7540	7540	7540	7540	7540	7540	7540	7540	7540	7540	7540	7540
$V_C$ (cc)	7597	7597	7597	7597	7647	7647	7647	7647	8205	8205	8205	8205
$V_{sw}$ (cc)	929	929	929	929	1274	1274	1274	1274	3238	3238	3238	3238
$V_{max}/V_{min}$	1.1	1.1	1.1	1.1	1.1	1.1	1.1	1.1	1.3	1.3	1.3	1.3
$V_{dE}$ (cc)	743	743	743	743	2039	2039	2039	2039	1295	1295	1295	1295
$V_{dC}$ (cc)	743	743	743	743	2039	2039	2039	2039	1295	1295	1295	1295
$V_{dR}$ (cc)	372	372	372	372	1019	1019	1019	1019	647	647	647	647
$V_{dTOT}$ (cc)	1858	1858	1858	1858	5097	5097	5097	5097	3237	3237	3237	3237
$V_{dTOT}/V_{sw}$	2.00	2.00	2.00	2.00	4.00	4.00	4.00	4.00	1.00	1.00	1.00	1.00
$\zeta_0$	0.074	0.074	0.074	0.074	0.055	0.055	0.055	0.055	0.059	0.059	0.059	0.059
$\zeta_{max}$	0.043	0.043	0.043	0.043	0.032	0.032	0.032	0.032	0.034	0.034	0.034	0.034
$N_{MA,max}$	0.0002	0.0024	0.0002	0.0024	0.0002	0.0024	0.0002	0.0024	0.0002	0.0024	0.0002	0.0024
$\eta_{mec}$	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7
$P_{ind,max}$ (W)	2.4	29.2	17.0	204.2	2.2	26.7	15.6	187.1	4.4	53.3	31.1	373.2
$n_{s,max}$ (rpm)	36	435	36	435	33	392	33	392	24	287	24	287
$P_B$ (W)	1.7	20.4	11.9	142.9	1.6	18.7	10.9	131.0	3.1	37.3	21.8	261.2
$n_{s,max}^*$ (rpm)	29	348	29	348	26	313	26	313	19	230	19	230

A la vista de los resultados se podrían clasificar los motores simulados en tres grupos:

- M1, M5 y M9, con potencias entre 1 y 3 W, y presión media de 1 bar.
- M2, M3, M6, M7, M10 y M11 con potencias de algunas decenas de vatios y presión media de 1 ó 7 bar.
- M4, M8 y M12 con potencias de más de 100 W y presión media de 7 bar.

Con esta información, se decidió fijar como objetivo un nivel de prestaciones como las del segundo grupo. Asimismo se consideró revisar el tipo de configuración, a la vista de que los motores de bajo salto térmico existentes son poco compactos y realizan el intercambio de calor a través de superficies cilíndricas coaxiales con el cilindro del desplazador, lo que conduce a priori a volúmenes muertos elevados

Una alternativa es utilizar intercambiadores de placa plana que penalizan menos el volumen muerto.



Otro aspecto importante a tener en cuenta es la relación entre las superficies de transmisión de calor de los intercambiadores caliente y frío. Según Finkelstein (1995), el plano medio termodinámico debería estar centrado en el regenerador, es decir, en promedio debería existir la misma masa de gas en la zona caliente y en la fría del motor. Esta condición se refleja en la siguiente expresión:

$$\frac{pV_E}{T_E} \approx \frac{pV_C}{T_C} \quad (98)$$

Si se decide utilizar los extremos de los cilindros como superficies de transmisión de calor (intercambiadores de placa plana), para reducir el volumen muerto, y además se asumen carreras similares en ambos pistones, podría escribirse:

$$\frac{V_E}{V_C} \approx \frac{A_{wxE}}{A_{wxC}} \approx \frac{T_E}{T_C} \quad (99)$$

De esta forma la superficie de transmisión de calor debe ser mayor en la zona caliente que en la fría, requisito que es difícil de conseguir con intercambiadores de placa plana y una configuración *gamma* con la conexión por el lado frío (cold end connected, CEC). Por este motivo se adoptó una configuración tipo *gamma* HEC (hot end connected), que ya fue analizada por Prieto y Méndez (2001), resultando ventajosa frente a la tradicional *gamma* CEC.

La principal dificultad de la implantación de esta configuración es precisamente que al estar conectados los cilindros del pistón y el desplazador por la zona caliente del motor, el pistón trabaja en la zona de altas temperaturas con el inconveniente que ello supone para los cierres del pistón contra la camisa. Sin embargo en esta aplicación la zona caliente del motor estará a un nivel de temperaturas aceptable para conseguir un cierre adecuado.

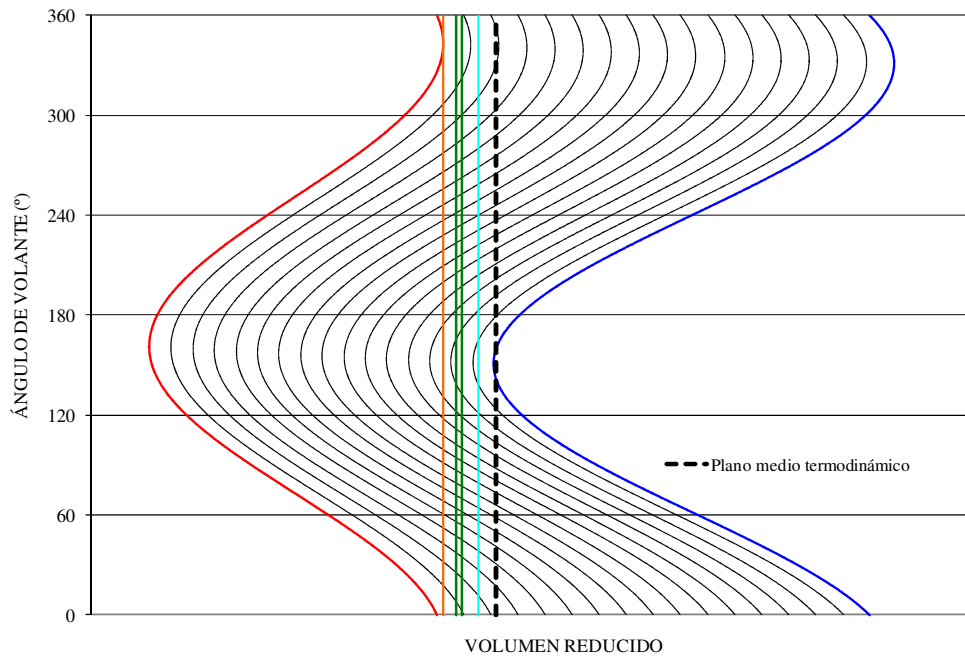
Para disponer de cierta garantía en el arranque del motor, se seleccionó una relación de compresión relativamente baja,  $V_{\max}/V_{\min}=1.229$  y una presión media de 3 bar. Además se planteó la utilización de nitrógeno o aire como fluido de trabajo, descartando el helio por precisar de un desarrollo tecnológico mayor en los cierres.

Al utilizar una presión de trabajo relativamente baja se disminuyen las prestaciones del motor, que se han intentado compensar aumentando los diámetros de los cilindros y se ha reducido la carrera, obteniéndose un equipo más compacto y de mayor cilindrada.

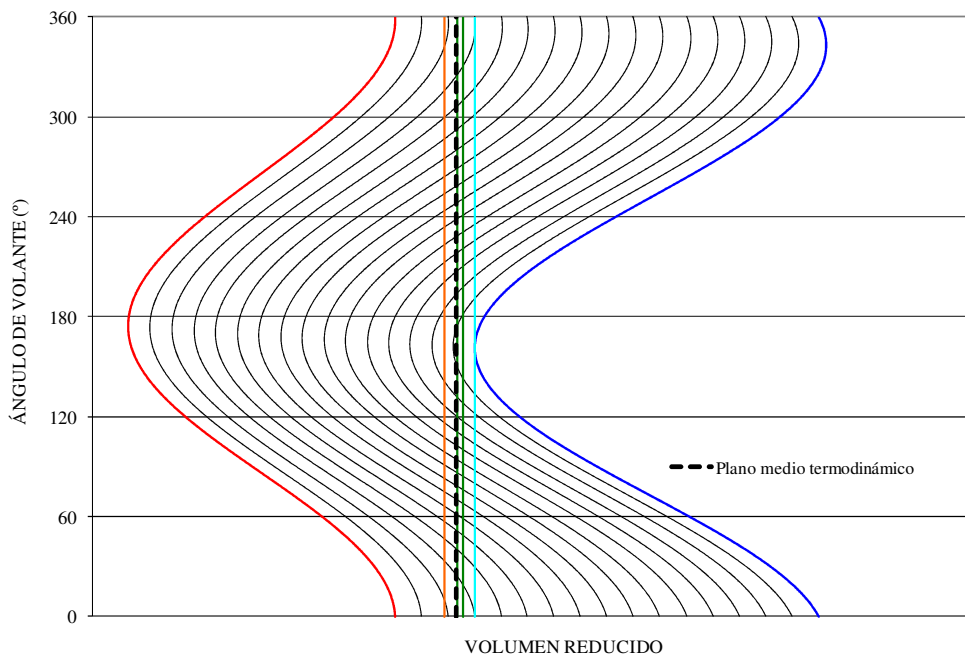
Para destacar las diferencias entre las configuraciones HEC y CEC se han realizado simulaciones del mismo motor con ambas posibilidades. En la Figura 136 y en la Figura 137 se muestran los mapas de trayectorias de partículas de dichos motores, en las que se puede observar la diferente ubicación del plano medio termodinámico, claramente situado en la zona fría del motor para la configuración CEC mientras que en la configuración HEC está ubicado en la zona entre el regenerador y el calentador.

Los diagramas de indicador correspondientes a estas dos configuraciones se muestran en la Figura 138 y Figura 139.

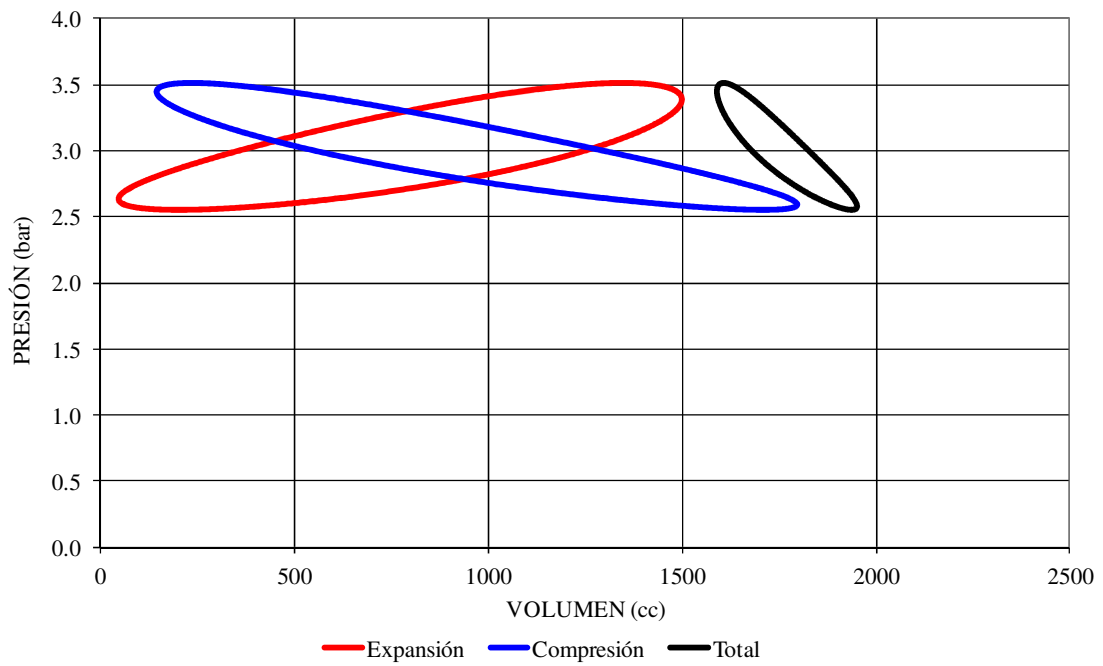
Las especificaciones principales del prototipo se resumen en la Tabla 30.



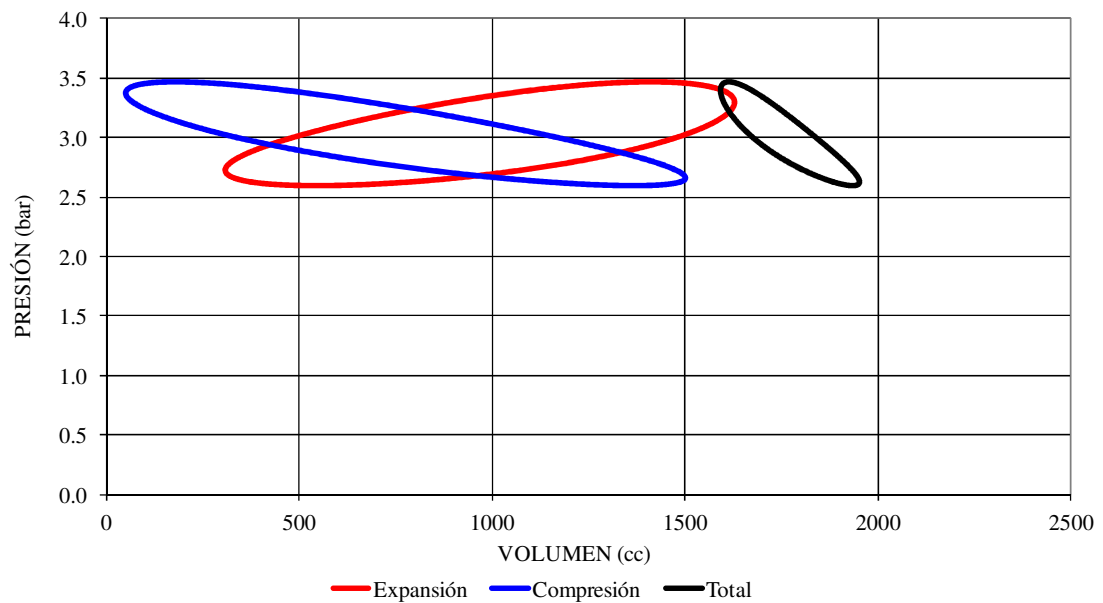
**Figura 136:** Mapa de trayectorias de partículas para configuración CEC.



**Figura 137:** Mapa de trayectorias de partículas para configuración HEC.



**Figura 138:** Diagramas de indicador para configuración gamma CEC.



**Figura 139:** Diagramas de indicador para configuración gamma HEC.

**Tabla 30:** Especificaciones del motor experimental de bajo salto térmico.

Tipo de configuración		Gamma HEC
Mecanismo de accionamiento		Yugo Ross
Gas de trabajo		Aire
Constante específica	$R$ (J/kg.K)	287
Presión media	$p_m$ (bar)	3
Temperatura del espacio caliente	$T_E$ (°C)	70
Temperatura del espacio frío	$T_C$ (°C)	25
Salto térmico	$\Delta T$ (°C)	45
Salto térmico relativo	$\Delta T/T_C$	0.151
Diámetro del cilindro de expansión	$D_E$ (mm)	250
Diámetro del cilindro de compresión	$D_C$ (mm)	125
Carrera del desplazador	$s_E$ (mm)	29.98
Carrera del pistón de trabajo	$s_C$ (mm)	29.94
Cilindrada del espacio de expansión	$V_E$ (cc)	1338.7
Cilindrada del espacio de compresión	$V_C$ (cc)	1470.6
Volumen de barrido	$V_{sw}$ (cc)	367.1
Relación de compresión	$V_{max}/V_{min}$	1.229
Volumen muerto del espacio de expansión	$V_{dE}$ (cc)	62.5
Volumen muerto del espacio de compresión	$V_{dC}$ (cc)	47.9
Volumen muerto del espacio del regenerador	$V_{dR}$ (cc)	22.6
Volumen muerto total	$V_{dTOT}$ (cc)	133
Relación de volumen muerto	$V_{dTOT}/V_{sw}$	0.362
Trabajo indicado cuasiestático adimensional	$\zeta_0$	0.081
Potencia indicada máxima adimensional	$\zeta_{max}$	0.0473
Número de Mach en el punto de máxima potencia indicada	$N_{MA,max}$	0.0013
Potencia indicada máxima	$P_{ind,max}$ (W)	27.6
Velocidad correspondiente a la potencia indicada máxima	$n_{s,max}$ (rpm)	319
Rendimiento mecánico	$\eta_{mec}$	0.70
Potencia al freno máxima	$P_B$ (W)	19.3

Por otro lado las soluciones analíticas del modelo isoterma de primer orden, con accionamiento armónico para la configuración *gamma* HEC no se han encontrado en la literatura especializada en motores Stirling, así que se han desarrollado las ecuaciones analíticas que complementan a las recopiladas en el apartado 4.2.1 de esta memoria de Tesis y se adjuntan en el Anexo B.

### 7.3.2. Intercambiadores de calor

Aprovechando la utilización de la configuración *gamma* HEC, se han diseñado intercambiadores de calor de placa plana, uno para la zona caliente y otro para la zona fría. La utilización de este tipo de intercambiadores supone aceptar cierta incertidumbre en su funcionamiento, ya que el tipo de flujo que resulta no es habitual en los intercambiadores de placa plana estudiados por otros autores.

En estos intercambiadores el fluido de gas incide perpendicularmente a la placa y luego se desplaza paralelo a la misma, por lo que no se dispone de correlaciones experimentales para evaluar el comportamiento de los intercambiadores y su diseño tendrá que ser validado a través de la experimentación del motor.

La elaboración de planos de detalle y el análisis de la resistencia mecánica de los intercambiadores se realizó en colaboración de la empresa Advanced Simulation Technologies, S.L. (AST Ingeniería, S.L.) mediante software especializado. Uno de los retos fue minimizar el espesor de las superficies de transmisión de calor en dichos intercambiadores. A pesar de estar sometidos a presiones moderadas, la geometría plana genera tensiones elevadas y hace necesario utilizar nervios rigidizadores que además sirven para guiar el flujo de los fluidos caliente y frío en cada caso. Además hay que garantizar unas deformaciones de las placas que sean compatibles con los huelgos del final de carrera del pistón y el desplazador.

Para esta labor de optimización del espesor de las superficies de transmisión de calor se han simulado los intercambiadores mediante elementos finitos con los resultados de tensiones y deformaciones que se muestran en los gráficos de la Figura 140 a la Figura 143.

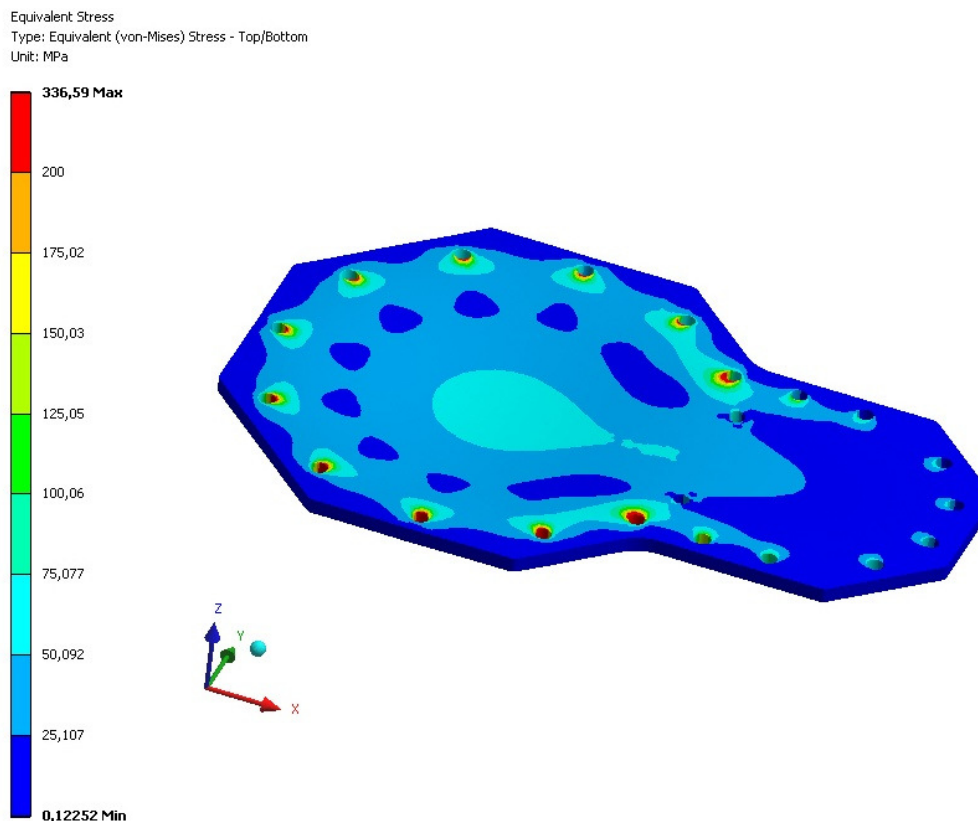
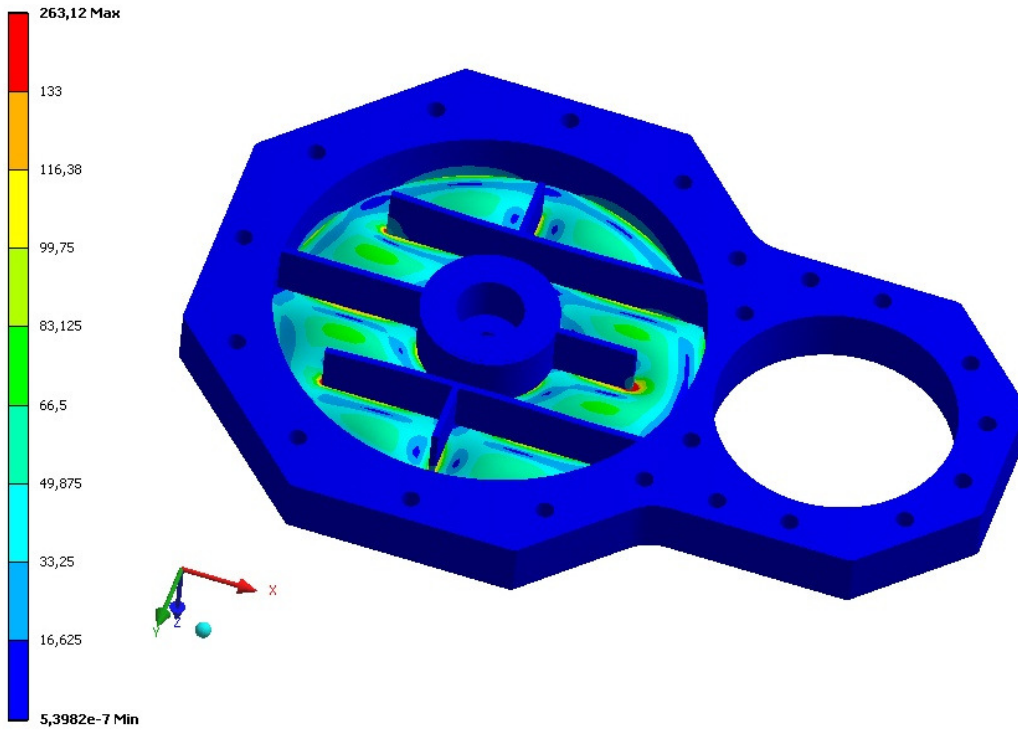


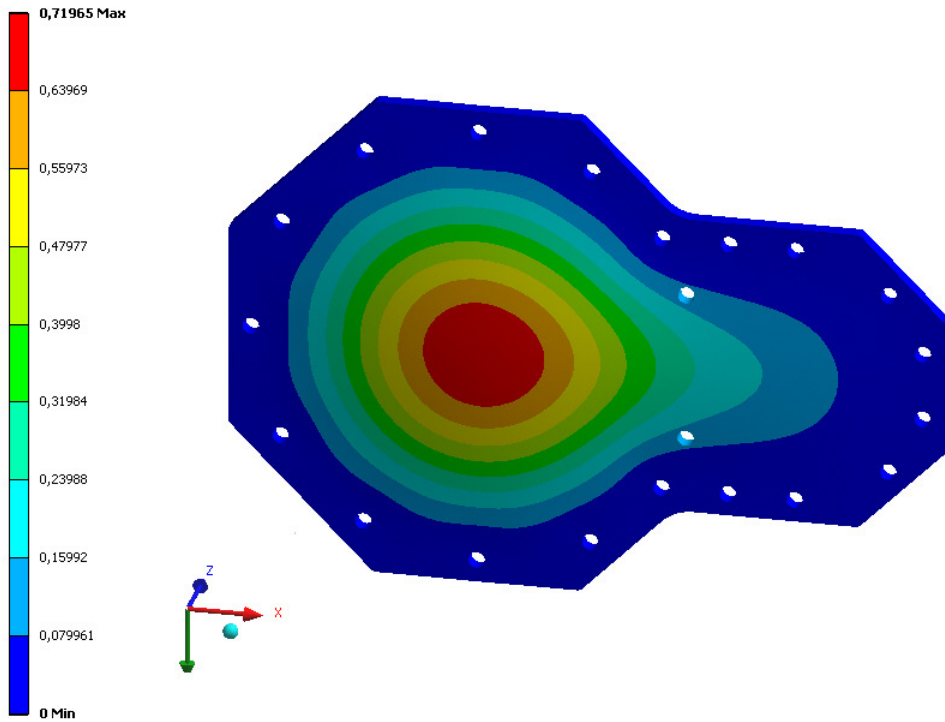
Figura 140: Tensiones en la tapa del calentador (AST Ingeniería, S.L.).

**C: 4 bar + aluminio + rigidizador**  
 Equivalent Stress  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom  
 Unit: MPa



**Figura 141:** Tensiones en el enfriador (AST Ingeniería, S.L.).

**B: 5 bar \_aluminio**  
 Total Deformation  
 Type: Total Deformation  
 Unit: mm



**Figura 142:** Deformaciones en la tapa del calentador (AST Ingeniería, S.L.).

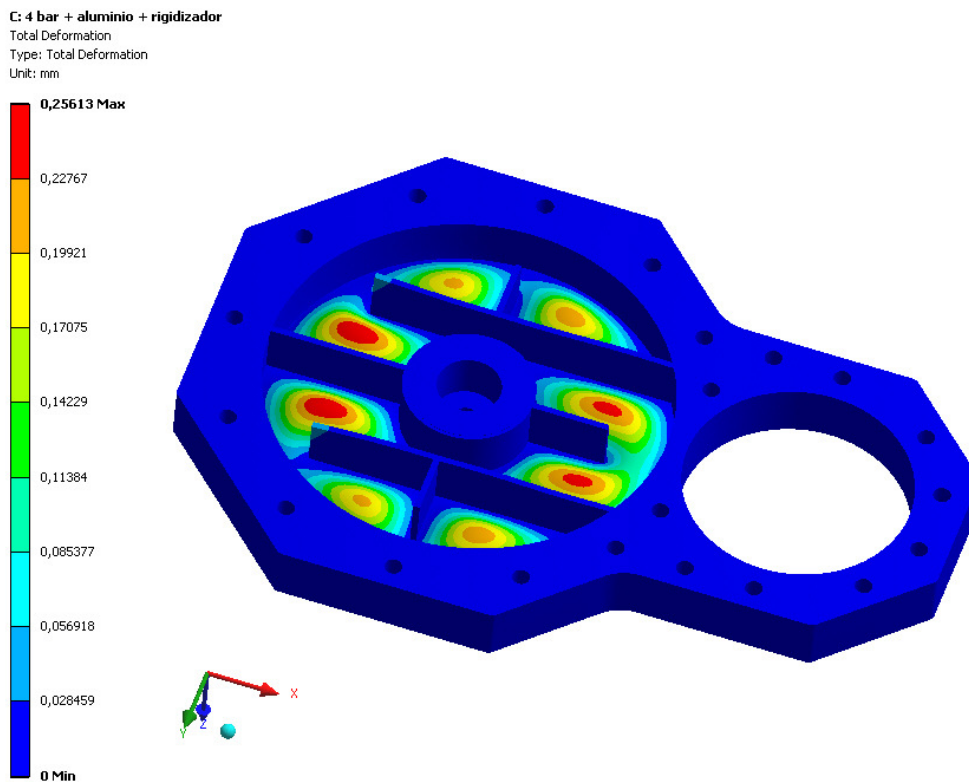


Figura 143: Deformaciones en el enfriador (AST Ingeniería, S.L.).

### 7.3.3. Cierres de los pistones

El cierre del pistón de trabajo se ha resuelto mediante una junta de laberinto compuesta por 19 ranuras paralelas de 1 mm de anchura y 0.5 mm de profundidad, dispuestas a lo largo de la superficie lateral del pistón. Para minimizar la fricción entre el pistón de aleación de aluminio y la camisa de acero, se ha recubierto el pistón con un lubricante de base grafito, Molykote D10 (ver 7.5.1. Fabricación y ajuste del pistón).

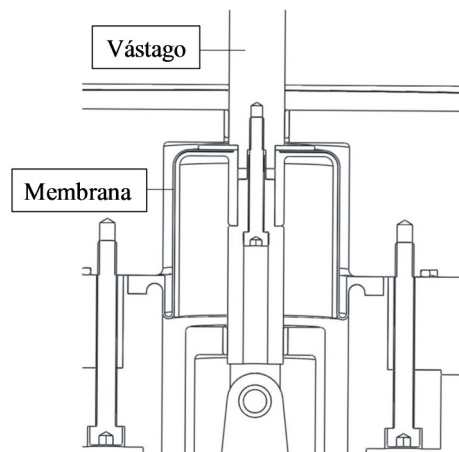
En el caso del desplazador, el flujo del gas de trabajo debe impulsarse mayoritariamente a través del regenerador y no por los laterales del desplazador. En un principio se pensó en utilizar también un cierre de laberinto, y además como el desplazador y el cilindro en el que se aloja son de teflón, no es necesario aplicar un recubrimiento antifricción. Sin embargo, debido a la dificultad de mecanizar el teflón con buena precisión dimensional, se adoptó finalmente por dejar el desplazador con holgura lateral en su cilindro, de forma que se permite que una pequeña parte del caudal del gas de trabajo no pase por el regenerador, con el beneficio de no tener pérdidas mecánicas debidas a la fricción del desplazador con la pared del cilindro (ver 7.5.2 Fabricación y montaje del desplazador).

### 7.3.4. Cierre del vástago del desplazador

El vástago del desplazador conecta el desplazador que está en la zona del motor rodeada del gas de trabajo con el mecanismo de accionamiento, que está en la zona del motor denominada *buffer*. Para conseguir un funcionamiento satisfactorio del motor conviene evitar las fugas del gas de trabajo hacia el *buffer* y viceversa, siendo el alojamiento del vástago del desplazador un punto débil en este sentido.

La solución propuesta consiste en una membrana enrollable, que se ajusta estancamente tanto al vástago como a la pared metálica del *buffer* de forma que las fugas están completamente eliminadas, si bien son inevitables las pérdidas mecánicas debidas al trabajo necesario para la deformación de la membrana. En la medida en la que la membrana tenga un comportamiento elástico, el trabajo aportado en la deformación se recupera cuando ésta ocurre en sentido contrario, siendo nulo en teoría el saldo neto de energía.

Conviene apuntar que este tipo de membranas no se suele utilizar en aplicaciones en las que el trabajo de deformación sea tan crítico como en ésta, de forma que no se dispone de información acerca del comportamiento de la membrana en este sentido. Se contempla una fase posterior de investigación en la que poder utilizar diferentes tipos de materiales y membranas para buscar la solución que permita un funcionamiento adecuado, pues siempre existe un consumo energético para deformar la membrana, y queda pendiente la validación de esta solución con la experimentación del motor completo.



**Figura 144:** Cierre del vástago del desplazador.

### 7.3.5. Accionamiento mecánico

Para el accionamiento mecánico se seleccionó el mecanismo yugo Ross, que proporciona ángulos de inclinación en las bielas muy pequeños (Prieto y Méndez, 2001), lo que se traduce en pequeños esfuerzos laterales entre el pistón y la camisa, simplificando el diseño del sistema de cierres entre los cilindros y los pistones.

En el diseño final también se planteó la utilización de una carcasa que recoja todo el mecanismo, formando el espacio denominado *buffer*. Para extraer la potencia mecánica del interior del *buffer* se adoptó una solución basada en acoplamientos magnéticos, que permiten la transmisión de par a través de una pared, sin necesidad de realizar orificios ni juntas.

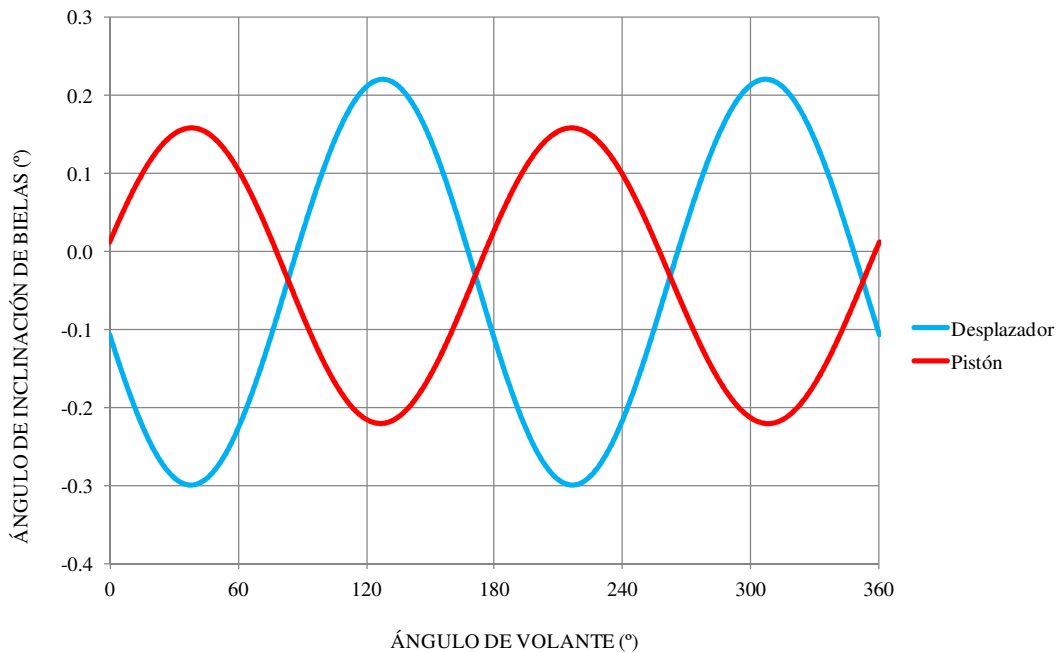
Dado el carácter experimental del prototipo, se dimensionaron los componentes del mecanismo de forma que puedan soportar los esfuerzos que se producen cuando se trabaje a temperaturas superiores a las del funcionamiento nominal. La temperatura máxima admisible en el foco caliente es de 200°C.

En la Figura 145 se muestra una de las características más interesantes del mecanismo yugo Ross: los ángulos de inclinación de las bielas. Con este mecanismo se

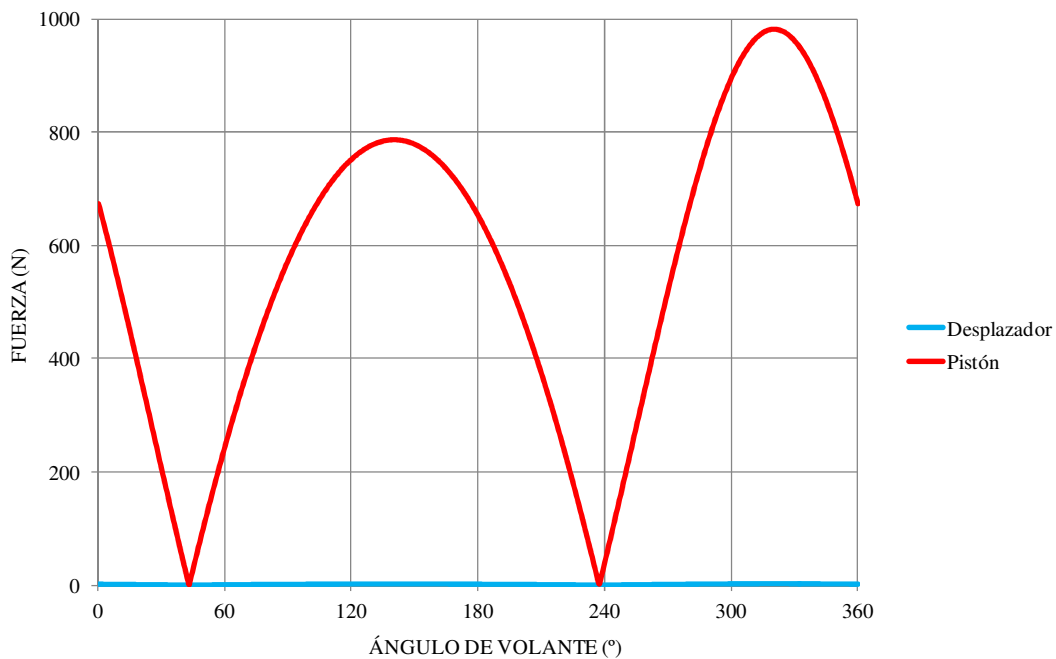


consiguen ángulos de inclinación inferiores a  $0.3^\circ$ , lo que implica unos reducidos esfuerzos laterales en el pistón y el desplazador.

En estas condiciones los esfuerzos en las bielas son los mostrados en la Figura 146. Puede observarse cómo los esfuerzos en la biela del desplazador son despreciables con respecto a los esfuerzos en la biela del pistón. Esto se debe a que las dos caras del desplazador están en contacto con gas a presión similar, mientras que el pistón separa el gas del ciclo del gas del *buffer*, a diferente presión.



**Figura 145:** Ángulos de inclinación de las bielas.



**Figura 146:** Fuerzas en las bielas.

### 7.3.6. Regenerador

Normalmente los motores de bajo salto térmico no suelen incorporar regenerador, principalmente porque el volumen muerto asociado a este elemento y las pérdidas de presión que sufre el gas al circular a su través hacen que no compense su utilización.

Sin embargo en este caso al tratarse de un prototipo de investigación, se ha contemplado la posibilidad de incorporar un regenerador para poder analizar su influencia en el comportamiento de la máquina.

El regenerador está integrado en el desplazador y está formado por mallas de acero inoxidable con un diámetro de alambre de 63  $\mu\text{m}$ , rellenando un orificio de 65 mm de diámetro a lo largo de todo el desplazador.

## 7.4. CÁRACTER INNOVADOR DEL PROTOTIPO

Durante el diseño de este motor se han utilizado soluciones para diferentes problemas que ya se conocían, como por ejemplo la utilización de intercambiadores de placa plana en motores de escasa potencia, la transmisión de par mediante acoplamientos magnéticos, la disposición de cilindros en configuración gamma HEC, o la utilización de una membrana enrollable en el cierre del vástago del desplazador. Sin embargo nunca se habían utilizado dichas soluciones simultáneamente en un motor de las características de este prototipo. Este aspecto innovador, junto con un diseño geométrico que permite una relación entre el volumen muerto y la cilindrada muy favorable en comparación con las que presentan motores de prestaciones comparables (ver Tabla 31), han motivado la solicitud de patente del motor, que se adjunta en el Anexo E.

**Tabla 31:** Comparación de características en motores de bajo salto térmico.

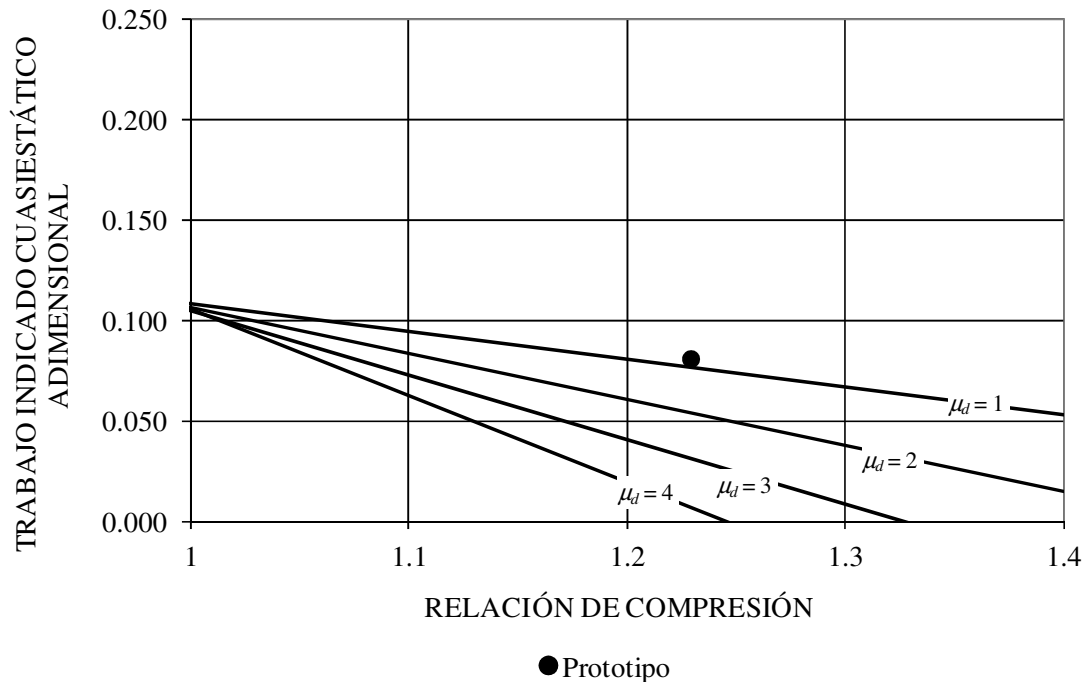
Motor	$\Delta T/T_C$	$V_{max}/V_{min}$	$\mu_d$	$\zeta_0$
Yamanokami 1	0.244	1.325	1.5	0.0758
Yamanokami 2	0.369	1.116	7.2	0.0500
Kongtragool 2P	0.300	1.020	40.3	0.0305
Kongtragool 4P	0.306	1.047	16.0	0.0524
Prototipo	0.151	1.229	0.36	0.0810

Entre las reivindicaciones de la patente destacan las siguientes:

- Configuración *gamma* HEC.
- Relación de compresión inferior a 1.25.
- Volumen muerto inferior a la amplitud del volumen barrido por el gas en el ciclo.
- Relación entre superficies de intercambio de calor en los focos mayor de 1.3.

De forma análoga a lo realizado con los motores Yamanokami y los motores desarrollados por Kongtragool y Wongwises, se han representado en un gráfico los resultados de las simulaciones cuasiestáticas junto con los valores del prototipo (Figura 147).

Se deduce que el motor experimental podría alcanzar un valor de  $\zeta_0 \approx 0.075$  para un salto térmico de  $\Delta T/T_c \approx 0.15$ , es decir,  $\Delta T \approx 45^\circ\text{C}$  suponiendo  $T_c \approx 30^\circ\text{C}$ . Un valor similar de  $\zeta_0$  puede ser alcanzado por el motor Yamanokami 1 (Figura 133), pero para  $\Delta T/T_c \approx 0.25$ , es decir,  $\Delta T \approx 75^\circ\text{C}$  con  $T_c \approx 30^\circ\text{C}$ . Los restantes prototipos existentes necesitan saltos térmicos aún mayores para alcanzar valores de  $\zeta_0 \approx 0.050$ , un 33% inferiores (Figura 134 y Figura 135).



**Figura 147:** Trabajo indicado cuasiestático adimensional vs  $V_{\max}/V_{\min}$  para  $\Delta T/T_c = 0.151$  con el volumen muerto adimensional como parámetro.

## 7.5. FABRICACIÓN Y MONTAJE

Hasta el momento se han resumido las decisiones de diseño y expectativas de funcionamiento del prototipo. Éstas y muchas otras han sido necesarias para completar el conjunto de planos necesarios para definir el motor. La colección de planos de fabricación ha sido desarrollada en colaboración con AST Ingeniería S.L.

La fabricación de aquellas piezas del motor que no son comerciales se ha realizado procurando utilizar los recursos propios de la Universidad de Oviedo. Muchas de las piezas han sido fabricadas en el Taller del Departamento de Construcción e Ingeniería de la Fabricación.

Las piezas que no han podido ser fabricadas en dicho taller se han realizado en Industrias y Mecanizaciones MICRO, S.A.

Durante el proceso de fabricación y montaje hay dos tareas que tienen un marcado carácter experimental: el ajuste dimensional del pistón y del desplazador en sus respectivas camisas o cilindros.

### 7.5.1. Fabricación y ajuste del pistón

Uno de los objetivos en la fabricación del pistón es dar con la holgura adecuada entre el pistón y la camisa de forma que se tenga buena estanqueidad con baja fricción.

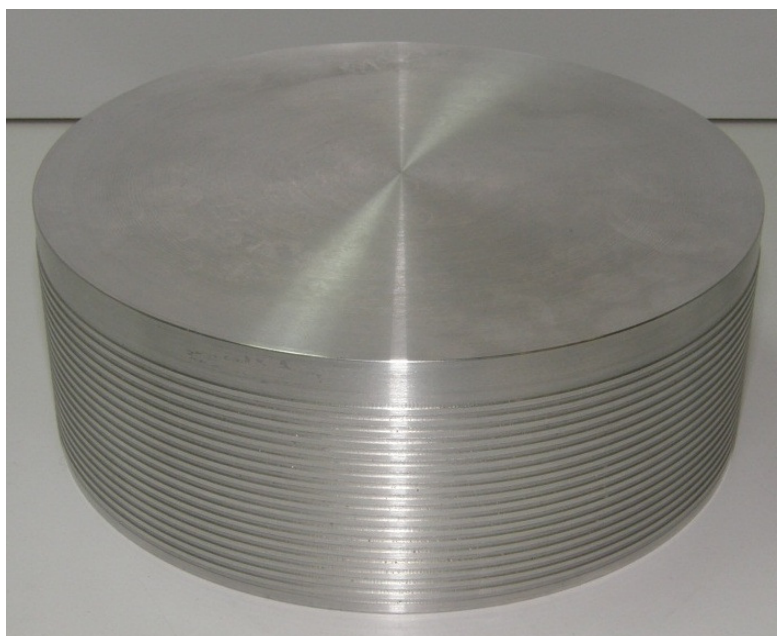
Una vez fabricado el pistón en aleación de aluminio se aplicó manualmente un recubrimiento antifricción con Molykote D-10. Este proceso se realizó en etapas, dando una primera capa del recubrimiento y tras el tiempo de curado se midió el diámetro exterior del pistón, a la vez que se comprobaba la bondad del cierre.

Para las medidas del diámetro exterior del pistón se utilizó un micrómetro con resolución de 1  $\mu\text{m}$ . También se midió el diámetro interior de la camisa mediante un micrómetro de interiores que tenía una resolución de 10  $\mu\text{m}$ .

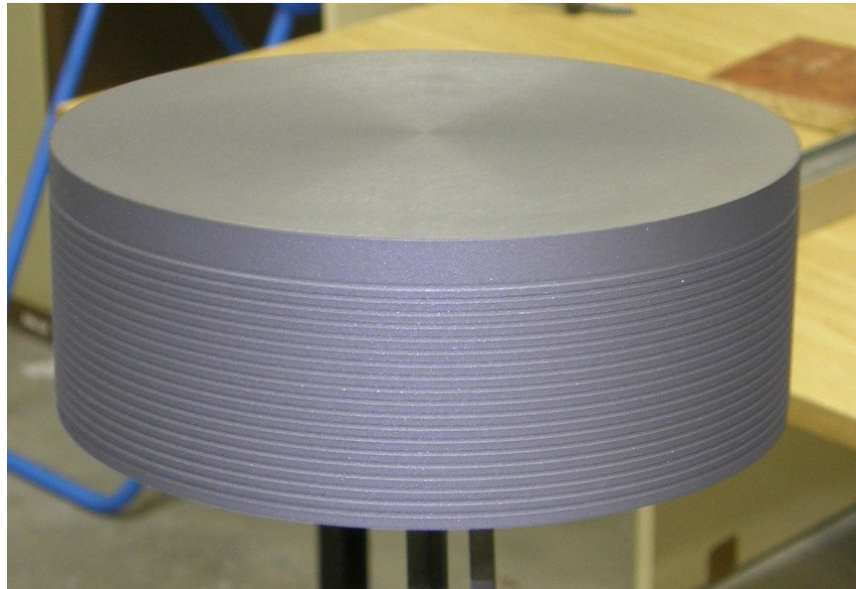
La comprobación del cierre se realizó utilizando la propia camisa del cilindro, mediante dos experimentos diferentes. En el primer experimento se colocó la camisa en posición vertical, con los dos extremos libres, y se introdujo el pistón por el extremo superior, de forma que intenta descender por su propio peso. Al descender el pistón, el aire puede escapar por el extremo inferior de la camisa y no se produce compresión. En estas condiciones se debería observar que el pistón desliza libremente.

El segundo experimento se realizó con la camisa en la misma posición pero ahora con el extremo inferior cerrado, de tal forma que al intentar descender el pistón se comprime el aire y las fuerzas de presión actuando sobre el pistón equilibran al peso. Si hubiera fugas importantes entre el pistón y la camisa este efecto no se observaría, mientras que cuando se tienen fugas aceptables se observa perfectamente.

Para conseguir un comportamiento satisfactorio del pistón fueron necesarias tres capas de recubrimiento antifricción, y después de cada capa de recubrimiento se realizaron medidas en el diámetro exterior del pistón. En las imágenes de la Figura 148 y la Figura 149 se muestran respectivamente el pistón antes y después de aplicarle el tratamiento antifricción.



**Figura 148:** Pistón de aluminio antes de recibir el tratamiento antifricción.



**Figura 149:** Pistón después de aplicarle el recubrimiento antifricción.

En la Tabla 32 se muestran las medidas del diámetro interior de la camisa y del diámetro exterior del pistón después de cada capa de recubrimiento.

**Tabla 32:** Medidas de los diámetros de camisa y pistón durante el proceso de recubrimiento antifricción.

	Camisa	Pistón (previo)	Pistón (1ª capa)	Pistón (2ª capa)	Pistón (3ª capa)
Medida (mm)	125.081	124.980	125.001	124.998	125.014
Error (mm)	0.025	0.007	0.006	0.005	0.007

Puede observarse que tras aplicar la primera capa del recubrimiento, el aumento medio del diámetro del pistón fue de unas 21  $\mu\text{m}$ , lo que equivale a un espesor de la capa del recubrimiento del orden de la centésima de milímetro. Tras aplicar la segunda capa el diámetro medio disminuyó 3  $\mu\text{m}$ , fenómeno que se explica debido a la diferencia de temperatura del pistón en el momento de efectuar las medidas, pues la medida del pistón después de la primera capa se efectuó a media tarde, con una temperatura en el laboratorio de 23°C, mientras que las medidas tras la segunda capa se efectuaron a media mañana con una temperatura en el laboratorio de 18°C.

Teniendo en cuenta el coeficiente de dilatación del aluminio, dicha diferencia de temperaturas ocasiona una variación en el diámetro de unas 14  $\mu\text{m}$ .

Tras la aplicación de la segunda capa se comprobó que el pistón efectuaba un cierre aceptable pero presentaba una ligera holgura en la dirección radial, motivo por el que se decidió aplicar una tercera capa y aumentar ligeramente la medida exterior del pistón.

Con la tercera capa el funcionamiento del pistón se aceptó como válido, siendo la holgura final entre el pistón y la camisa de unas 33  $\mu\text{m}$ .

### 7.5.2. Fabricación y montaje del desplazador

El cierre del desplazador no parece tan crítico como el del pistón, ya que el gas que fugue por el huelgo lateral del desplazador también realizaría un ciclo termodinámico, aunque no pasara por el regenerador. Teniendo esto en cuenta se realizó un ajuste del diámetro exterior del desplazador similar al efectuado en el pistón, dando prioridad a minimizar las pérdidas por fricción. En este caso no fue necesaria la aplicación de un recubrimiento antifricción ya que al estar fabricado de teflón, el propio material tiene buenas propiedades en este aspecto.

Posiblemente el desplazador fue la pieza más complicada de fabricar de este motor, no por tener una geometría complicada ni por requerir un proceso de fabricación complejo, sino por la dificultad de garantizar una precisión dimensional en una pieza de teflón de estas dimensiones. En la Figura 150 se muestra esta pieza clave en el funcionamiento del motor y en la Figura 151 se muestra un detalle del cierre de laberinto propuesto inicialmente, con 5 ranuras de 1 x 0.5 mm.



**Figura 150:** Desplazador de PTFE.



**Figura 151:** Detalle de junta de laberinto en el lateral del desplazador.

Por un lado el teflón presenta un elevado coeficiente de dilatación térmica, de forma que las variaciones de temperatura ocasionadas durante las labores de mecanizado ocasionan variaciones dimensionales elevadas, dificultando la precisión dimensional.

Por otro lado, el bajo módulo de Young que presenta este material hace que se deforme con la propia presión de la cuchilla, dificultando adicionalmente el proceso de fabricación.

Fue necesario realizar un mecanizado muy lento, dejando recuperar la forma de la pieza y refrigerándola antes de realizar medidas. Aún así, una vez finalizada la pieza se probó su ajuste en el cilindro en el que va alojada, también de teflón, resultando un ajuste con interferencia que hacía que el desplazador quedara agarrotado, sobre todo al final de su carrera. En parte, la causa de dicha interferencia fue la deformación ocurrida en el cilindro de teflón, ya que después de fabricado y según pasaban los días parecía como si el material fluyese, perdiendo ligeramente la forma y disminuyendo el diámetro interior del cilindro.

Tras varias pruebas realizadas, rectificando las dimensiones del desplazador en centésimas de milímetro, se tuvo que recurrir a reducir el diámetro del desplazador de tal forma que se garantizase que no había contacto con el cilindro, lo que resuelve el problema de la fricción pero aumenta la circulación de gas por el lateral del desplazador.

### **7.5.3. Problemas encontrados durante el montaje**

Una vez fabricadas las piezas y realizado el acopio de componentes comerciales se dio comienzo a la fase de montaje. Durante las diferentes pruebas de montaje se observaron las siguientes contrariedades:

1. Al montar el conjunto térmico y apretar los tornillos que lo unen, se observó que el separador de teflón se deformaba, aplastándose ligeramente ante las cargas de compresión. Se corrigió colocando unos casquillos de acero inoxidable alrededor de varios tornillos de forma que los casquillos absorben los esfuerzos de compresión y se evita la deformación del separador.
2. Uno de los taladros que alojan los pasadores de posicionamiento del calentador con el separador no estaba bien rematado y no permitía la entrada del pasador. Se solucionó pasando un escariador a dicho taladro.
3. Al hacer girar el mecanismo se observó que en una parte del ciclo el yugo tiene un pequeño movimiento lateral, no deseado. No se ha podido corregir este defecto que ocasiona un ruido característico.
4. El disco exterior del acoplamiento magnético rozaba en la pared de la carcasa. Para subsanar este fenómeno se suplementó 1 mm la brida de unión del sensor de par, aumentando la separación entre el disco del acoplamiento y la pared de la carcasa.
5. El disco interior del acoplamiento magnético también rozaba contra la pared interior de la carcasa. Se solucionó rebajando en 0.5 mm la parte del volante de inercia en la que iba posicionado.

6. La brida de acoplamiento del soporte del sensor de par no encajaba correctamente en la brida del soporte del eje de salida y hubo que retocarla en el taller de mecanizado.

Tras una serie de pruebas se encontró el procedimiento más adecuado de montaje y desmontaje del motor y se elaboró el documento que se recoge en el Anexo C, en el que se especifica la secuencia de montaje del prototipo.

## 7.6. PRUEBAS PRELIMINARES DEL PROTOTIPO

Las pruebas preliminares se realizaron con objeto de descartar posibles problemas en algunas de las partes del motor.

El procedimiento de pruebas preliminares es similar al descrito en el capítulo 6 para el micro-cogenerador. A continuación se resumen las diferentes pruebas realizadas.

### 7.6.1. Pruebas de estanqueidad

En estas pruebas se comprobó la estanqueidad de todas las juntas tras llenar el circuito del gas y el *buffer* con aire a presión, observándose las siguientes incidencias:

- En los cordones de soldadura de la carcasa se encontró un poro por el que fugaba aire desde el *buffer* al exterior. El poro se selló con una masilla bicomponente de forma satisfactoria.
- Se detectó una pequeña fuga del gas del *buffer*, a través de la junta existente entre el enfriador y el bloque del motor, pero el descenso de la presión del gas era tan lento que no impidió realizar pruebas de arrastre.

También se llenaron los circuitos de aporte de calor y refrigeración para comprobar la ausencia de fugas en los racores de conexión de los diferentes elementos.

### 7.6.2. Arrastre del motor en frío

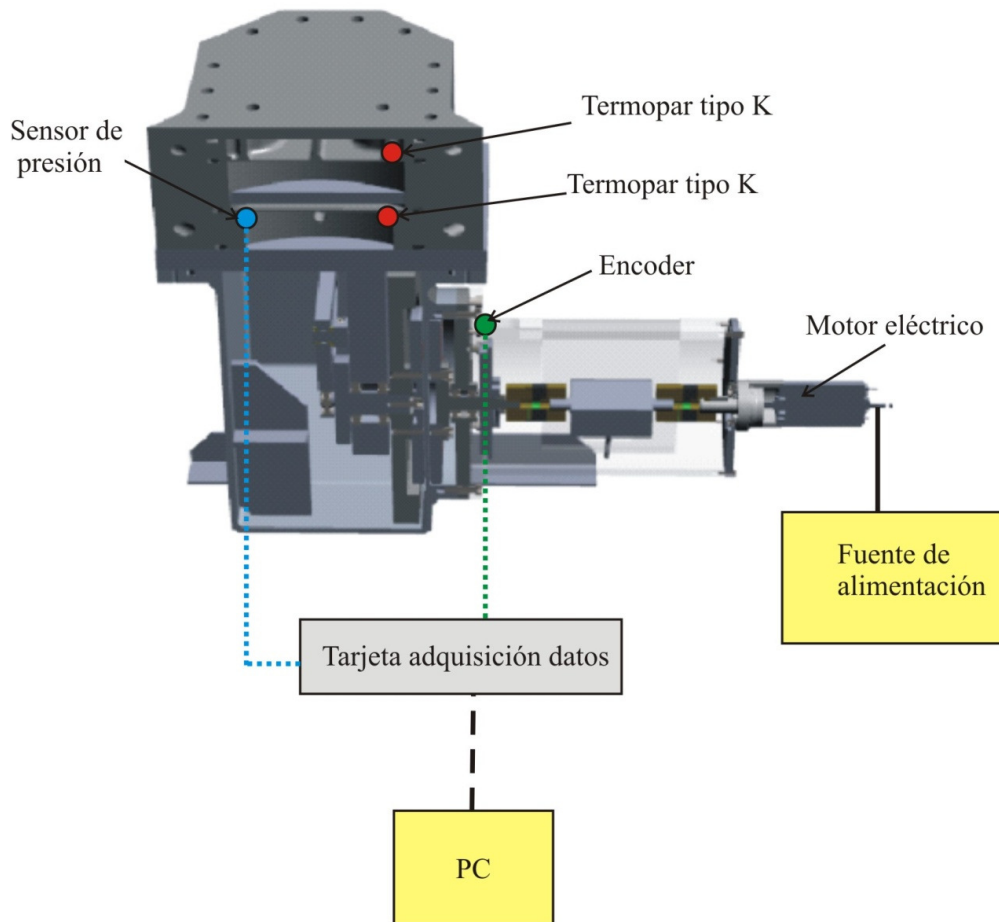
Una vez comprobada la ausencia de fugas en los intercambiadores de calor, se procedió a realizar las pruebas de arrastre en frío consistentes en llenar el circuito de gas del motor a diferentes presiones y hacerlo girar a diferentes velocidades, observando la evolución de la presión del gas.

Para la realización de estas pruebas se tuvieron que incorporar al motor los siguientes dispositivos:

- Sensor de presión en el gas, EN-EPRB-1, 5V33-6B/Z35 con un rango de medida de 0 a 6 bar de presión absoluta.
- Encoder Lenord+Bauer GEL 2444, con 360 pulsos por vuelta de resolución, para determinar la velocidad y posición angular del motor.
- Fuente de alimentación GVD 3020 con capacidad de regular tanto en tensión como en corriente en los rangos de 0-30 VDC y 0-20 A, para accionar el motor eléctrico que arrastra al motor Stirling.
- Tarjeta de adquisición de datos NI USB 6210 con una frecuencia máxima de muestreo de 250 ksamples/s y entradas analógicas y digitales.

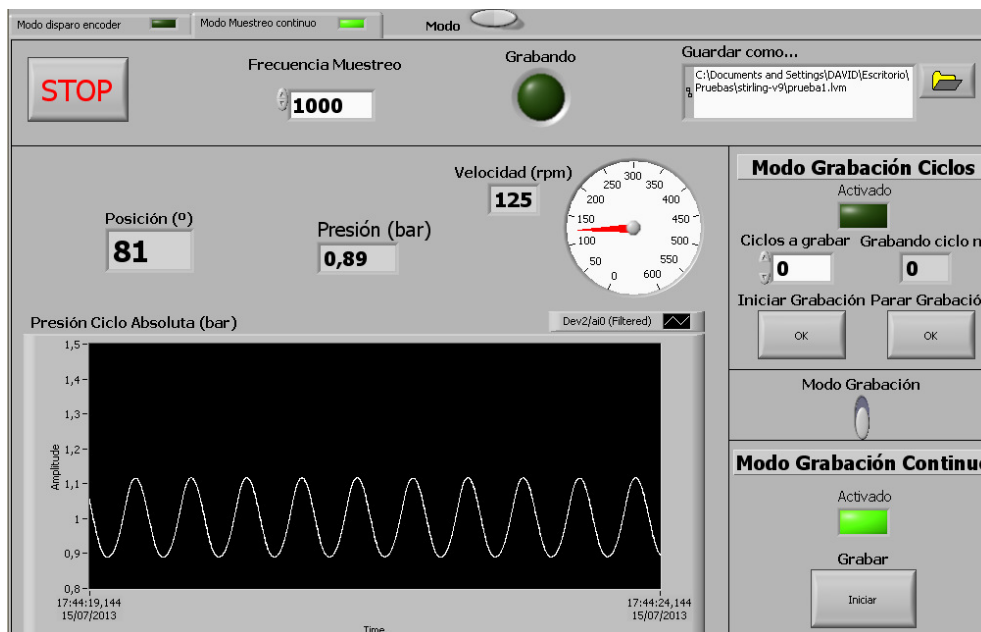
En la Figura 152 se muestra un esquema del dispositivo experimental utilizado.





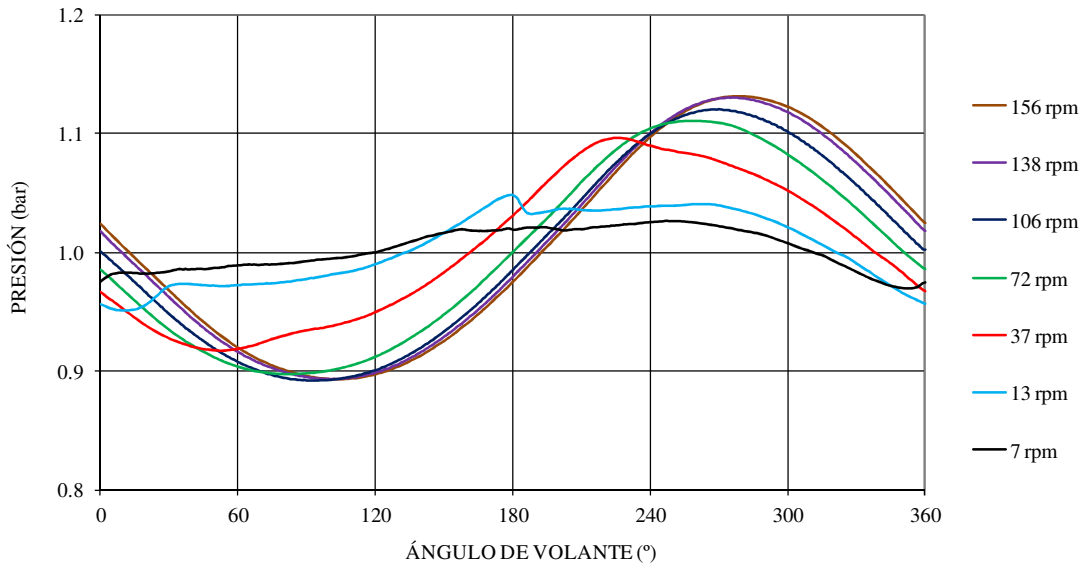
**Figura 152:** Esquema del dispositivo experimental.

Para la adquisición de datos se diseñó una aplicación propia en LabVIEW, con la colaboración de AST Ingeniería, S.L. La pantalla principal de dicha aplicación tiene el aspecto que se presenta en la Figura 153.

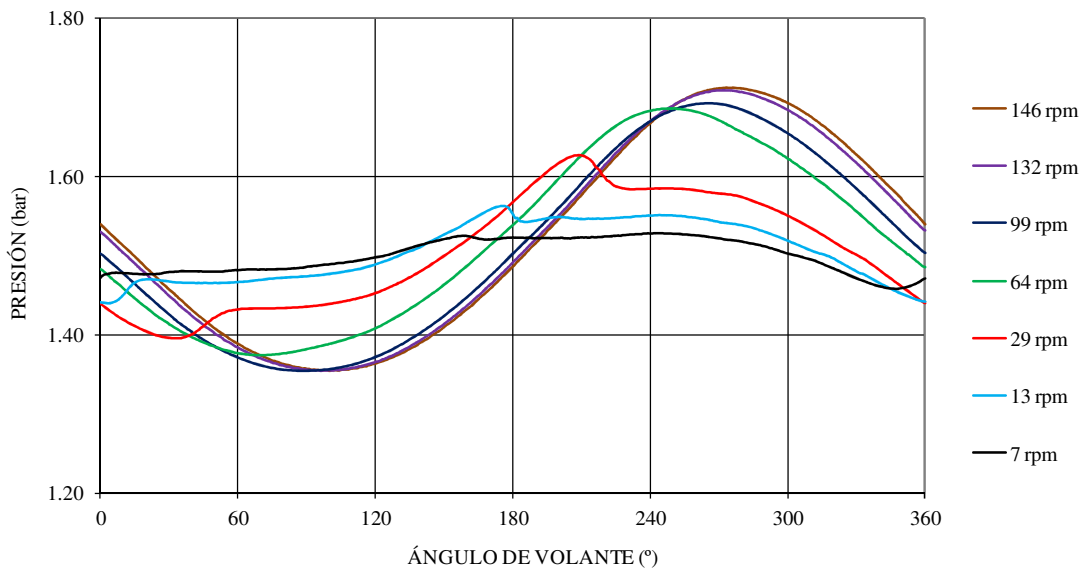


**Figura 153:** Pantalla principal de la aplicación de adquisición de datos.

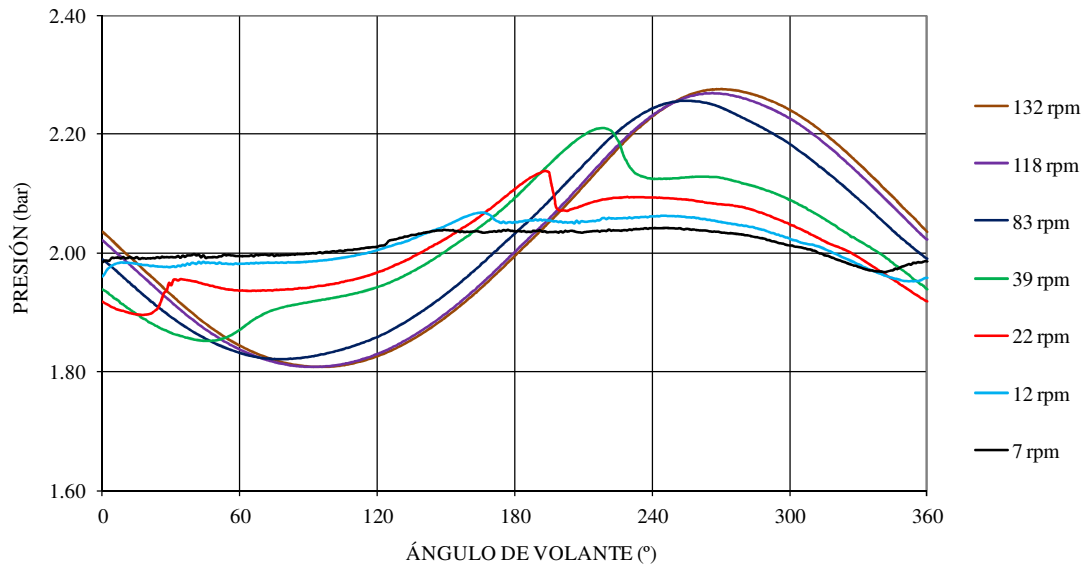
De la Figura 154 a la Figura 158 se representan las presiones del gas de trabajo a diferentes velocidades para las presiones de llenado de 1 a 3 bar. En cada caso se midió la presión durante un número de ciclos variable con la frecuencia del motor, pero en cualquier caso suficiente para representar el régimen cuasi-estacionario a través del valor medio para cada posición angular.



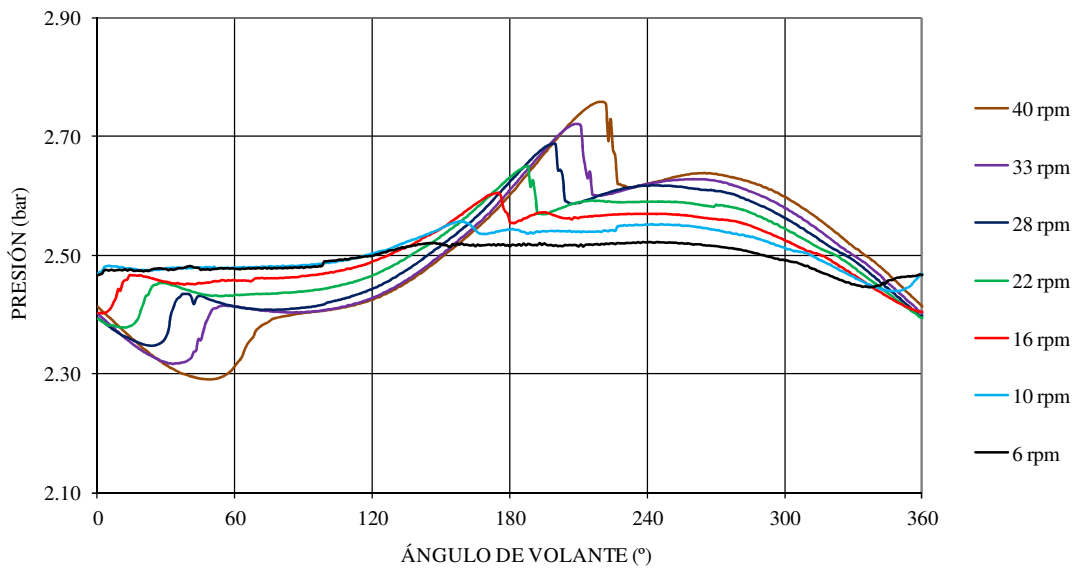
**Figura 154:** Presión en el ciclo a diferentes velocidades para una presión de llenado de 1 bar.



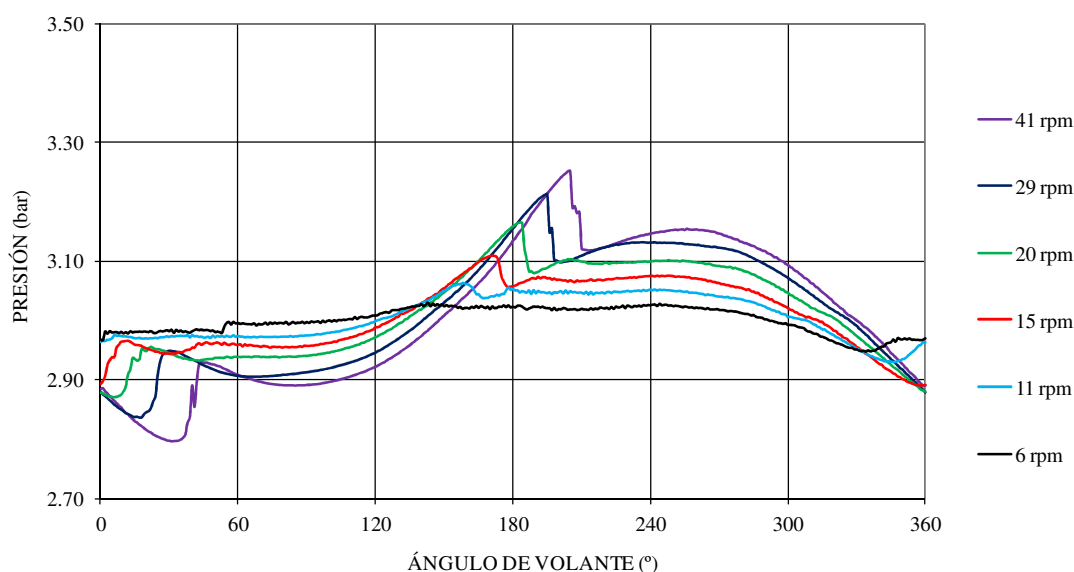
**Figura 155:** Presión en el ciclo a diferentes velocidades para una presión de llenado de 1.5 bar.



**Figura 156:** Presión en el ciclo a diferentes velocidades para una presión de llenado de 2 bar.



**Figura 157:** Presión en el ciclo a diferentes velocidades para una presión de llenado de 2.5 bar.



**Figura 158:** Presión en el ciclo a diferentes velocidades para una presión de llenado de 3 bar.

Puede observarse que en el rango de presiones de llenado ensayadas se diferencian dos zonas de funcionamiento diferentes, que se comentan a continuación.

- A velocidades inferiores a unas 60 rpm la curva de presión presenta una especie de discontinuidades y el motor no es capaz de completar la compresión. Dichas discontinuidades se pueden explicar con las fugas del gas. A frecuencias de giro superiores la curva de presión es continua y no presenta grandes diferencias con el aumento de la velocidad.
- Las discontinuidades que se observan a bajas revoluciones del motor, son más evidentes cuando la presión de llenado es mayor.

La explicación de este fenómeno se debe al comportamiento del gas a través del cierre de laberinto del pistón.

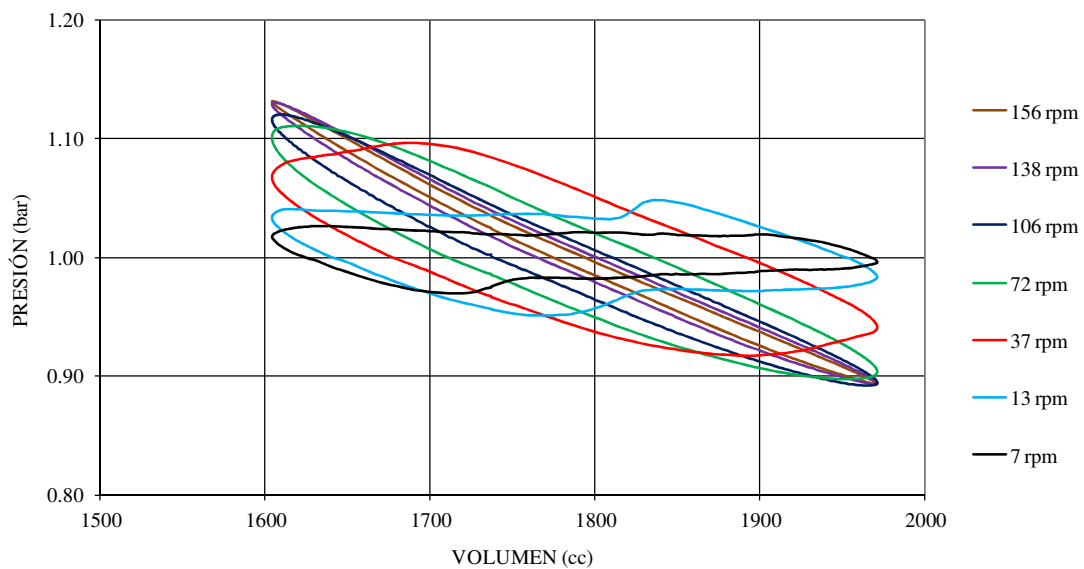
El pistón separa dos zonas presurizadas del motor, por un lado el gas del ciclo termodinámico y por otro lado el gas del *buffer* que está presurizado aproximadamente a la presión media del gas en el ciclo. El cierre del pistón trabaja contra la diferencia de presiones entre el gas del ciclo y el gas del *buffer*.

Cuando el pistón empieza a moverse al variar el volumen del gas del ciclo varía su presión y como la presión en el *buffer* aproximadamente se mantiene constante (en este motor el volumen del *buffer* es grande en comparación con la cilindrada), varía la diferencia de presiones. Mientras esa diferencia de presiones es pequeña el cierre funciona correctamente y se mantiene la estanqueidad en la junta. Sin embargo llega un momento en el que la diferencia de presiones es tan grande que el gas empieza a fluir por el cierre, rompiéndose la estanqueidad. La diferencia de presiones para la que ocurre esto varía con la velocidad del pistón, y parece aumentar conforme aumenta la velocidad del motor, resultando que a mayor velocidad el cierre es capaz de soportar mayor diferencia de presiones.

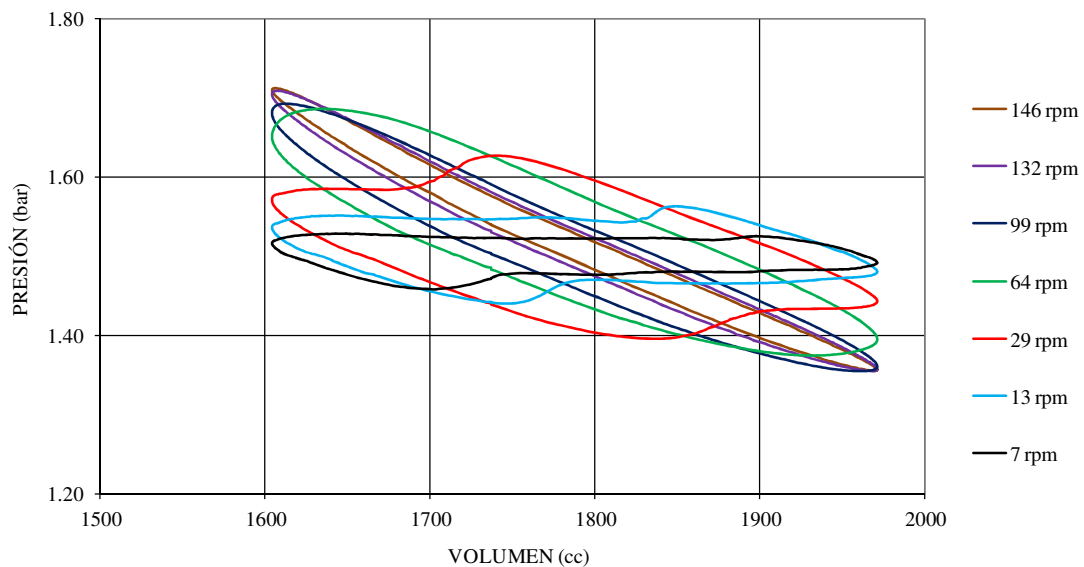
Además, este fenómeno de rotura de la estanqueidad parece suceder de forma brusca, a la vista de la forma de las señales de presión.

Si la velocidad del pistón es lo suficientemente elevada, el cierre es capaz de mantener la estanqueidad durante todo el ciclo de trabajo de la máquina. Es decir hay una velocidad para la que la diferencia de presión límite es mayor que las diferencias de presión presentes en la operación de la máquina, consiguiéndose la estanqueidad durante todo el ciclo.

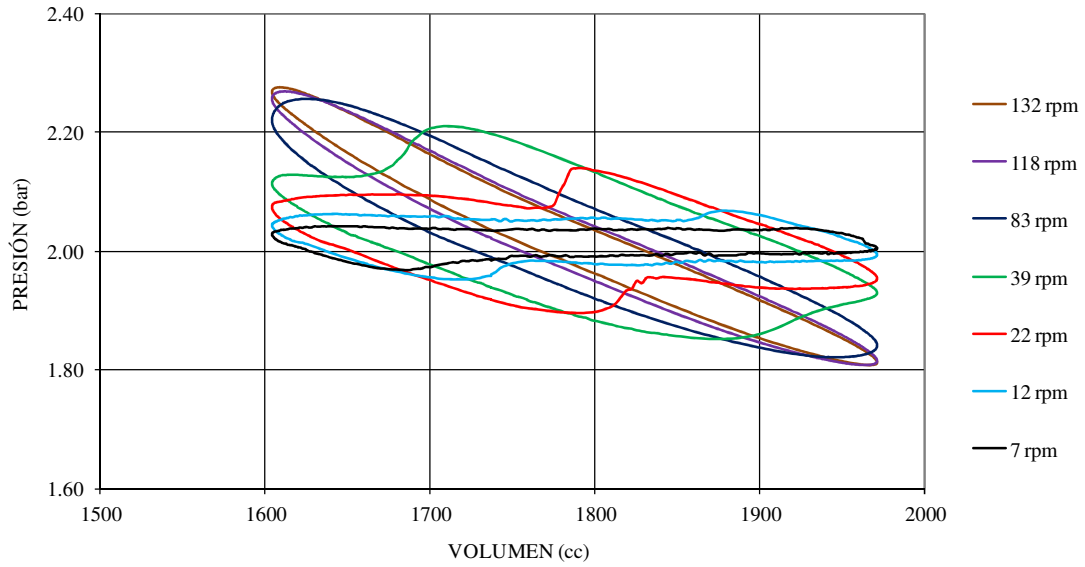
Con las curvas de presión anteriores y con simulaciones del mecanismo de accionamiento que permiten calcular los volúmenes en los espacios del motor en función del ángulo de giro del cigüeñal, se pueden obtener los diagramas de indicador, que se presentan en las siguientes Figuras:



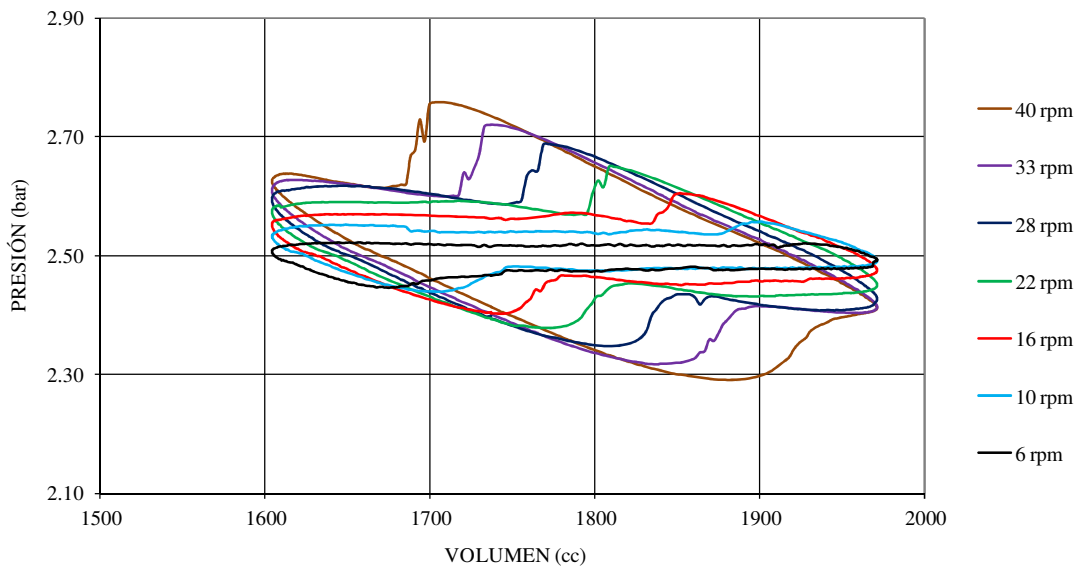
**Figura 159:** Diagramas de indicador con el motor arrastrado en frío. Presión de llenado de 1 bar.



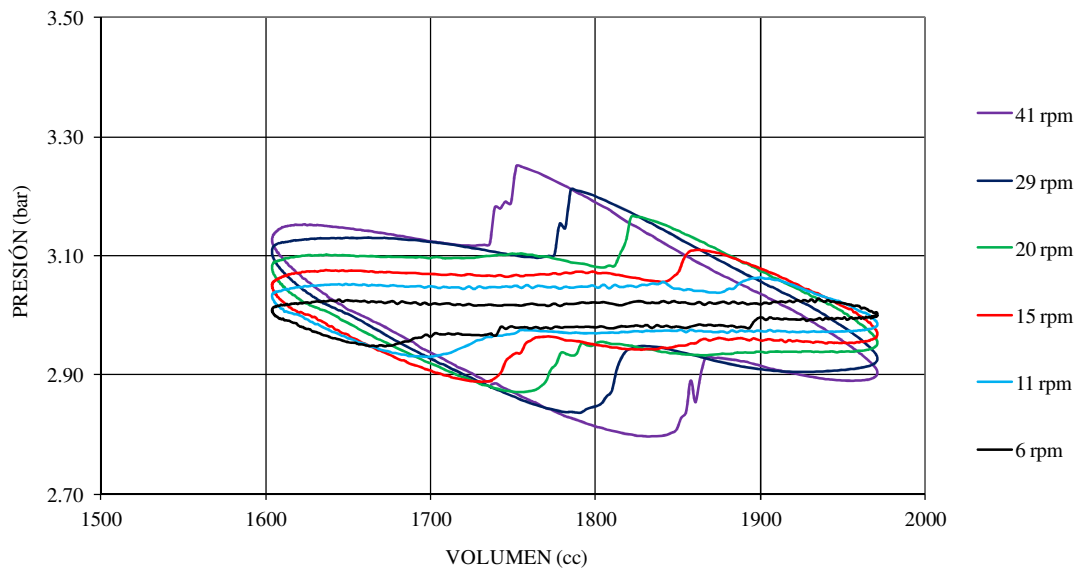
**Figura 160:** Diagramas de indicador con el motor arrastrado en frío. Presión de llenado de 1.5 bar.



**Figura 161:** Diagramas de indicador con el motor arrastrado en frío. Presión de llenado de 2 bar.



**Figura 162:** Diagramas de indicador con el motor arrastrado en frío. Presión de llenado de 2.5 bar.



**Figura 163:** Diagramas de indicador con el motor arrastrado en frío. Presión de llenado de 3 bar.

En todos los casos, mientras que se tienen fugas en el cierre del pistón, el área del diagrama indicador parece aumentar al aumentar la velocidad, y presenta una forma extraña debido a los cambios bruscos de la presión en los momentos en los que hay fugas. Cuando las fugas dejan de ser significativas la forma del diagrama es la típica de este tipo de máquinas y se puede apreciar la tendencia decreciente de su área al aumentar la velocidad del motor. Estas observaciones quedan patentes en la Tabla 33, que recoge el trabajo indicado por ciclo en cada uno de los casos mostrados en las figuras anteriores.

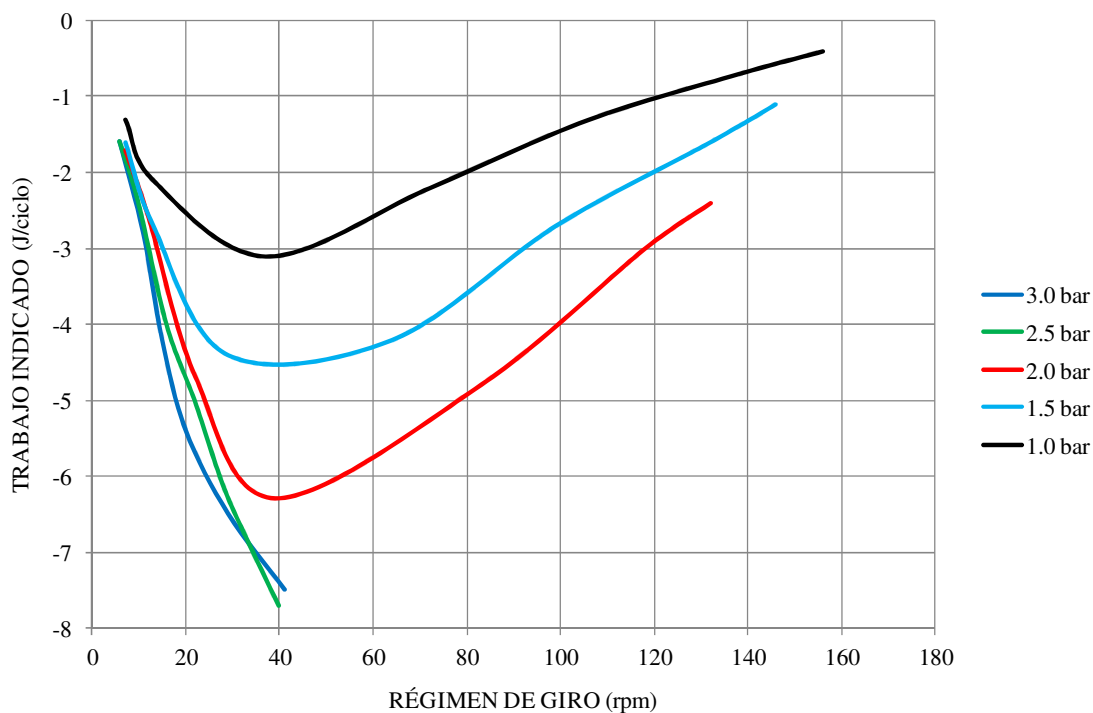
De forma similar a lo que ocurría en el motor estudiado en el capítulo 6, se puede observar que el límite de trabajo indicado medido es de  $-7.7$  J/ciclo, es decir que el máximo par entregado por el motor eléctrico es de algo menos de 8 Nm. En este caso el motor eléctrico no está controlado por un variador, pero sí está alimentado con una fuente de alimentación limitada en corriente, con un valor límite de 20 A.

En la Figura 164 se representan los valores de la Tabla 33, observándose que, independientemente de la presión de llenado del motor, el valor máximo del trabajo indicado por ciclo que requiere el motor se obtiene para una velocidad de unas 40 rpm. A partir de dicha velocidad el área del diagrama indicador disminuye debido a las pérdidas de presión en el gas de trabajo.

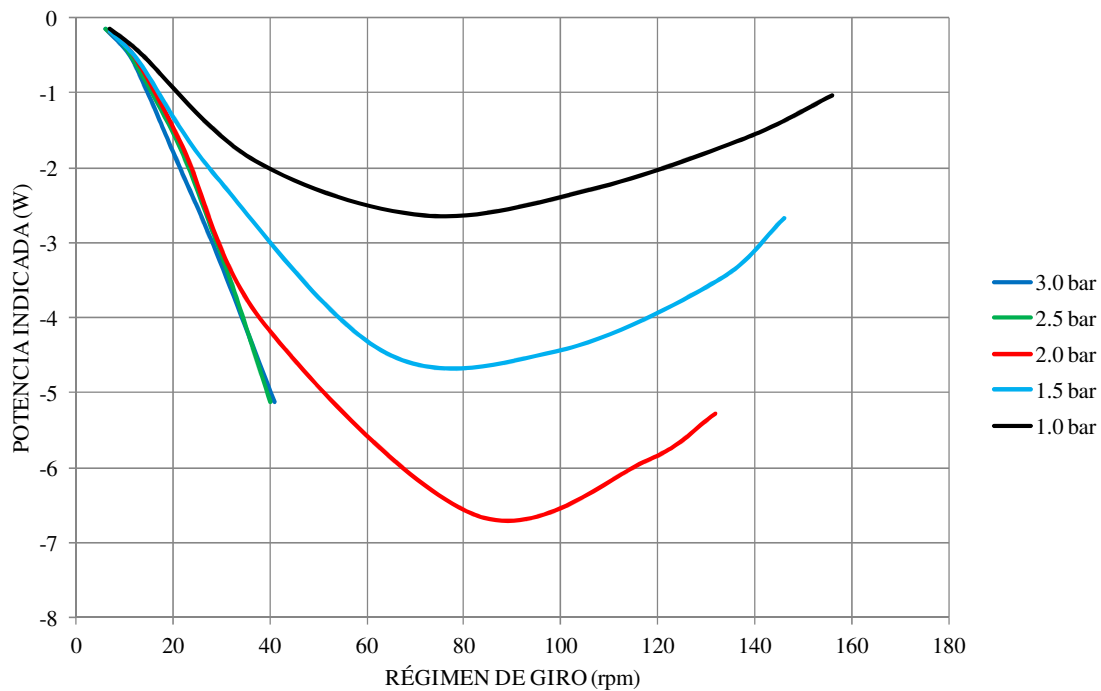
También se obtuvieron los valores de potencia indicada correspondientes y se muestran en función de la velocidad del motor en la Figura 165. En este caso el valor máximo de potencia se presenta a velocidades crecientes según aumenta la presión de llenado, como es habitual en este tipo de máquinas.

**Tabla 33:** Trabajo indicado por ciclo con el motor en frío.

Presión de llenado (bar)									
1.0		1.5		2.0		2.5		3.0	
$n_s$ (rpm)	$W_{ind}$ (J/ciclo)	$n_s$ (rpm)	$W_{ind}$ (J/ciclo)	$n_s$ (rpm)	$W_{ind}$ (J/ciclo)	$n_s$ (rpm)	$W_{ind}$ (J/ciclo)	$n_s$ (rpm)	$W_{ind}$ (J/ciclo)
7	-1.3	7	-1.6	7	-1.7	6	-1.6	6	-1.6
13	-2.1	13	-2.7	12	-2.6	10	-2.4	11	-2.8
37	-3.1	29	-4.4	22	-4.7	16	-4.0	15	-4.2
72	-2.2	64	-4.2	39	-6.3	22	-5.0	20	-5.4
106	-1.3	99	-2.7	83	-4.8	28	-6.1	29	-6.5
138	-0.7	132	-1.6	118	-3.0	33	-6.8	41	-7.5
156	-0.4	146	-1.1	132	-2.4	40	-7.7		

**Figura 164:** Trabajo indicado por ciclo en función de la velocidad del motor.





**Figura 165:** Potencia indicada en función de la velocidad del motor.

Se ha intentado confirmar que el motor desarrolla ciclo funcionando como máquina inversa, analizando las temperaturas de los focos. Sin embargo, al tratarse de potencias pequeñas no se han podido registrar oscilaciones de temperatura que puedan confirmar el trabajo indicado que parece desarrollar el motor según el análisis de los diagramas de indicador.

## 7.7. CONCLUSIONES DEL CAPITULO

- Se analizaron motores Stirling de bajo salto térmico, obteniéndose los parámetros de funcionamiento, y se desarrolló un motor con posibilidades de funcionar con salto térmico inferior a 100°C.
- Dicho prototipo presenta ventajas con respecto a los motores existentes:
  - Relación entre volumen muerto y cilindrada inferior.
  - Valor de  $\zeta_0$  superior.
  - Relación adecuada de superficies de intercambio debido a la utilización de la configuración *gamma* HEC con intercambiadores de placa plana.
- El prototipo desarrollado presenta una serie de características que nunca antes habían coincidido en un mismo motor, siendo este aspecto novedoso lo que ha dado pie a la solicitud de patente de la máquina.
- Se desarrollaron las ecuaciones analíticas del modelo isotermo de primer orden, con accionamiento armónico, para la configuración *gamma* HEC.
- La utilización de recubrimientos antifricción puede ser adecuada en pistones con cierres de laberinto como el utilizado en el prototipo, aunque está pendiente la validación experimental del huelgo radial utilizado.
- En las pruebas de arrastre en frío se observó la existencia de fugas a bajos regímenes de giro del motor, comparativamente mayores que las observadas en el micro-cogenerador.

- A partir de velocidades de unas 60 rpm se obtuvieron diagramas de presiones continuos, y se comprobó la realización de trabajo indicado funcionando el motor como máquina inversa. A la vista de los diagramas de indicador obtenidos se espera que con el motor en caliente se obtenga trabajo indicado positivo y pueda arrancar, si bien hay incertidumbre en el comportamiento del cierre del vástago del desplazador que puede dificultar la generación de potencia mecánica útil en el eje del motor.



## 8. CONCLUSIONES

En los capítulos 4, 5 y 6 se han descrito las conclusiones particulares de cada uno de ellos, sin embargo se comentan a continuación las más relevantes junto con otras conclusiones de carácter general.

- Al repasar los sistemas de conversión termosolar existentes y su grado de desarrollo tecnológico actual, quedó patente el interés que tienen los sistemas basados en motores Stirling, principalmente por tres motivos:
  - Son máquinas de combustión externa que se adaptan bien a aplicaciones de conversión de la energía solar.
  - Son capaces de convertir la energía solar térmica en electricidad de la forma más eficiente conocida hoy en día.
  - Pueden aprovechar la energía solar incluso en aplicaciones de baja temperatura en las que no es necesario sistema concentrador.
- El Análisis Dimensional y la Teoría de Semejanza son herramientas de utilidad en el análisis y diseño de motores Stirling para aplicaciones solares, así como en la caracterización de componentes individuales.
- Se caracterizaron los diversos subsistemas de uno de los prototipos de mayor éxito en el mercado actual para la conversión de energía solar en el ámbito de las altas temperaturas.
- Se desarrolló un micro-cogenerador Stirling basado en el motor M102C de Philips, que incluye un calentador de geometría no tubular.
- Se realizaron medidas en el calentador no tubular para caracterizar los fenómenos de pérdidas de presión y la transferencia de calor convectiva, concluyendo que la compresibilidad del gas tiene un efecto despreciable en ambos fenómenos y que el nuevo diseño puede ser interesante en aplicaciones en las que se alcancen números de Reynolds relativamente grandes.
- Las pruebas realizadas en el micro-cogenerador corroboraron la presencia de fugas, especialmente a regímenes de giro inferiores a 700 rpm. Sin embargo se

ha detectado la realización de trabajo indicado y se espera que con anillos de cierre eficaces el motor pueda alcanzar las prestaciones de diseño.

- Se desarrolló un motor Stirling capaz de producir potencia útil con bajo salto térmico, utilizando una configuración gamma HEC e intercambiadores de calor de placa plana, lo que permite al motor alcanzar mejores prestaciones que otros motores existentes y ha dado lugar a la solicitud de patente del mismo.
- Las pruebas realizadas en el motor de bajo salto térmico demuestran la presencia de fugas en el cierre de laberinto utilizado en el pistón, de forma similar a lo observado en el micro-cogenerador.

Los trabajos llevados a cabo durante la elaboración de esta tesis pretenden ser el punto de partida para otros posteriores que se enumeran a continuación:

- Optimizar el diseño del calentador no tubular con modelos CFD 3D validados con los datos experimentales aportados en esta Tesis.
- Construir un nuevo calentador para el micro-cogenerador, ya en fase de fabricación que permita realizar pruebas respecto al diseño no tubular ensayado.
- El análisis de las fugas del gas a través de los cierres de los pistones es un tema de especial importancia que debe ser investigado a fondo, llegando a obtener un modelo que relacione el caudal de fugas con las condiciones de operación del motor y los detalles geométricos del conjunto pistón-cilindro.
- Relacionado con las fugas, parece interesante realizar el análisis en frecuencia de la transmisión de ondas de presión a través de conductos. Parece razonable pensar que un conducto largo y estrecho puede comportarse como un filtro pasa bajos frente a una onda de presión que lo pretende atravesar.
- La optimización de los sistemas de cierre de los pistones podría facilitar el arranque de los motores experimentales y la obtención de sus curvas características.

## 9. REFERENCIAS

Adkins, D. R., 1987. Control Strategies and Hardware Used in Solar Thermal Applications, SAND86-1943, Sandia National Laboratories, Albuquerque.

Altman, A., 2007. Stirling Numerical Analysis Program Pro, Version 2.0.

Baumüller, A., Lundholm, G., Lundsöm, L. and Schiel, W, 1999. Development history of the V160 and SOLO Stirling 161 engines, Proc. 9th International Stirling Engine Conference, Pílanesburg, pp.23-32.

Chen, D., 2004. Untersuchungen zur Optimierung eines Solaren Niedertemperatur-Stirlingmotors, Fakultät Maschinenwesen der Technischen Universität Dresden, Tesis doctoral (en alemán).

Cho, S., Choi, S. and Bae, C., 2002. An experimental measurement of lubrication behaviour of piston rings in a spark ignition engine, JSME Int Journal, Series B, Vol. 45, No. 2, pp. 373-378.

Creswick, F. A., 1965. Thermal design of Stirling cycle machines, paper 949C, SAE International Automotive Engineering Congress, Detroit, Michigan, USA.

Daniels, F., 1964. Direct use of Sun's energy, Yale University Press, New Heaven.

Dittus, F. W. and Boelter, L. M. K., 1930. Univ. Calif. Berkley, Publ. Eng., Vol. 2, p. 443, also in Chapman, A. J., 1984. Transmisión del Calor, Librería Editorial Bellisco, 3ª Edición, Madrid.

Duffie, J. A. and Beckman, W. A., 2006. Solar Engineering of Thermal Processes, John Wiley & Sons, Inc., 3<sup>rd</sup> edition, Hoboken, New Jersey.

Ebiana, A. B., Savadkar, R. T. and Vallury Aparna, 2004. 2<sup>nd</sup> Law Analysis of Sage and CFD-AGE+ Models of MIT Gas Spring and "Two-Space" Test Rigs, in Proceedings of 2<sup>nd</sup> International Energy Conversion Engineering Conference, AIAA 2004-5778, Rhode Island, USA.

- Ericsson, J., 1870. Sun power; the solar engine. Contributions to the Centennial Exhibition, pp. 571-577, Philadelphia, USA.
- Fano, J., 1997. Aplicación de la Teoría de Semejanza a los motores de ciclo Stirling, Tesis Doctoral, Universidad de Oviedo.
- Finkelstein, T., 1960. Generalized thermodynamic analysis of Stirling engines, Proc. SAE Winter Annual Meeting, paper 118B, Detroit.
- Finkelstein, T., 1969. Specific performance of Stirling engines, Proc. 3rd Conference on Performance of High Temperature Systems (De. G. S. Bahn) II, Pasadena, California, 1964, Gordon and Breach, New York.
- Finkelstein, T., 1995. Gas particle trajectories in Stirling cycle machines, In Proceedings of the 7<sup>th</sup> International Conference on Stirling Cycle Machines, Tokyo, Japan, ICSC-95008, pp. 71-76.
- Francia, G., 1961. Un nouveau collecteur de l'énergie rayonnante solaire: theorie et verifications experimentales, United Nations Conference on New Sources of Energy, Rome, pp. 554-588.
- Francia, G., 1968. Pilot plants of solar steam generation systems, Solar Energy, Vol. 12, pp. 51-64.
- Frangopoulos, C. A., 2001. EDUCOGEN, The European Educational Tool on Cogeneration, 2<sup>nd</sup> Ed., December, 2001.
- García, D., 2004. Análisis de pérdidas por fricción en calentador Stirling de geometría no convencional, Memoria de Investigación, Programa de Doctorado "Fluidomecánica y Termotecnia" bienio 2002-2004. Universidad de Oviedo.
- García, D. y Prieto, J. I., 2004. Pérdidas de presión en calentador Stirling de geometría no convencional: Resultados experimentales, LI Jornadas de Trabajo del GTAD, Grupo Interuniversitario de Trabajo de Análisis Dimensional, Madrid.
- García, D. and Prieto, J. I., 2012. A non-tubular Stirling engine heater for a micro solar power unit, Renewable Energy, Vol. 46, pp. 127-136.
- García, D., González, M. A., Prieto, J. I., Herrero, S., López, S., Mesonero, I. and Villasante, C., 2013. Characterization of the power and efficiency of Stirling engine subsystems, Applied Energy (en revisión).
- García-Espinosa, L. and León-Rovira, N., 2009. Solar Energy Storage Tank, in Proceedings of the 14<sup>th</sup> International Stirling Engine Committee, Groningen, The Netherlands.
- García-Granados, F., 2009. Comunicación personal.
- García-Granados, F. J., Silva-Pérez, M. A. and Ruiz-Hernández, V., 2008. Thermal Model of the Eurodish Solar Stirling Engine, Journal of Solar Energy Engineering, Vol. 130, pp. 011014-1 – 011014-8.
- García-Granados, F. J., Silva-Pérez, M. A., Prieto, J. I., and García, D., 2009. Validation of a Stirling engine thermodynamic simulation program, in Proceedings of the 14<sup>th</sup> International Stirling Engine Committee, Groningen, The Netherlands.

- Gedeon, D., 1981 Scaling rules for Stirling engines, Proceedings of the Sixteenth IECEC, paper 819796, pp. 1929-1935, Atlanta, USA.
- Gedeon, D. and Wood, J. G., 1996. Oscillating-flow regenerator test rig: Hardware and theory with derived correlations for screens and felts, NASA Contractor Report 198442.
- González, B., 2012. Ripasso Energy sets new solar-to-electricity world record!, CSP Today, <http://social.csptoday.com/technology/ripasso-energy-sets-new-solar-electricity-world-record>.
- Grinnel, S. K., Flow of a compressible fluid in a thin pasaje, 1956. Trans. ASME, May, 765-771, paper 55-SA-13, also in Walker, G. and Senft, J. R., Free Piston Stirling Engines, Springer-Verlag, Berlín, 1985, p. 81.
- Hargreaves, C. M., 1991. The Philips Stirling Engine, Elsevier, Amsterdam.
- Hausen, H., 1943. Darstellung des Wärmeüberganges in Rohren durch verallgemeinerte Potenzbeziehungen, VDIZ n°4 p. 91. En Holman, J. P., Transferencia de calor, McGraw-Hill, 8ª edición, 1998, Aravaca.
- Heames, T. J., Uherka, D. J., Zabel, J. C. and Daley, J. G., 1982. Stirling engine thermodynamic analysis – a user guide to SEAMI, Argonne National Laboratory, report ANL-82-59, Argonne, USA.
- Ibrahim, M. B., Wang, M., Gedeon, D., 2004. Experimental investigation of oscillatory flow pressure and pressure drop trough complex geometries. Proc. 2<sup>nd</sup> International Energy Conversion Engineering Conference, AIAA 2004-5560, Rhode Island, USA.
- Isshiki, N., Tsukahara, S., Choi, K. S., Kuwabara, M. and Uzuriha, Y., 1978. Study on Stirling engine (1st Report), Bulletin of the M.E.S.J., Vol. 6, No. 2.
- Isshiki, S., Takasaki, Y., Ushiyama, I. and Isshiki, N., 1997. An experimental study on flow resistance of regenerator wire meshes in oscillatory flow, Proc. 32<sup>nd</sup> Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, pp. 1027-1032, Honolulu, USA.
- Isshiki, S., Sato, H., Konno, S., Shiraishi, H., Isshiki, N. and Fujii, I., 2007. The experimental study of atmospheric Stirling engines using pin-fin arrays heat exchangers. Proceedings of the 13<sup>th</sup> International Stirling Engine Conference, p.12e17, Tokyo, Japan.
- Iwamoto, S., Toda, F., Hirata, K., Takeuchi, M. and Yamamoto, T., 1997. Comparison of low and high temperature differential Stirling engines, Proceedings of the 8<sup>th</sup> International Stirling Engine Conference and Exhibition, pp. 29-37, Ancona, Italy.
- Iwamoto, S., Hirata, K. and Toda, F., 2001. Performance of Stirling engines (arranging method of experimental results and performance prediction). JSME. Int. Journal, Series B, Vol. 44, No. 1, pp. 140-147.
- Jordan, R. C. and Ibele, W. E., 1955. Mechanical energy from solar energy, Proceedings of the World Symposium on Applied Solar Energy, pp. 81-101, Phoenix, USA.
- Kirkley, D. W., 1965. A thermodynamic analysis of the Stirling cycle and a comparison with experiment, Proc. SAE Int. Automotive Engineering Cong., paper 949B, Detroit, USA.
- Kneuner, R. and Turnwald, E., 1968. Measurements and experience with valveless piston expansion engines, Proceedings of 2nd International Cryogenic Conference,



- Brighton, pp. 12-15, also in Walker, G. and Bingham, E., Low Capacity Cryogenic Refrigeration, Oxford Science Publications, Oxford, 1994, p. 216.
- Karabulut, H., Çınar, C., Oztürk, E. and Yücesu, H. S., 2010. Torque and power characteristics of a helium charged Stirling engine with a lever controlled displacer driving mechanism. *Renewable Energy*, Vol. 35, (1), pp. 138-143.
- Kolin, I., 1991. Stirling motor, history-theory-practice. Zagreb University Publications LTD, Dubrovnik.
- Kongtragool, B. and Wongwises, S., 2003. A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 7, pp. 131-154.
- Kongtragool, B. and Wongwises, S., 2007a. Performance of a twin power-piston low-temperature differential Stirling engine using simulated solar energy as a heat source, *Solar Energy*, Vol. 81, pp. 884-895.
- Kongtragool, B. and Wongwises, S., 2007b. Performance of low-temperature differential Stirling engines. *Renewable Energy*, Vol. 32, pp. 547-566.
- Kongtragool, B. and Wongwises, S., 2008. A four power piston low-temperature differential Stirling engine powered by a solar simulator, *Solar Energy*, Vol. 82, pp. 493-500.
- Kraitong, K. and Mahkamov, K., 2009. Thermodynamic and CFD modeling of Low-Temperature Difference Stirling Engines, in *Proceedings of the 14<sup>th</sup> International Stirling Engine Committee*, Groningen, The Netherlands.
- Lee, G. T., Kang, B. H. and Lee, J., 1995. Oscillating flow and heat transfer in a Stirling cycle machine, *Proc. 7th International Stirling Conference on Stirling Cycle Machines*, pp. 93-98, Tokyo, Japan.
- Lista, P., 1992. The set up of the Stirling cogeneration system V160 DMA, in *Proceedings of the 1<sup>st</sup> Stirling Engine Forum*, Osnabrück, Germany.
- Lista, P., 1993. First experimental results testing the V160DMA Stirling cogeneration unit, in *Proceedings of the 6th International Stirling Engine Conference*, Eindhoven, paper 93072, pp. 315-320.
- Lombardi, K., Ugursal, V. I. and Beausoleil-Morrison, I., 2010. Proposed improvements to a model for characterizing the electrical and thermal energy performance of Stirling engine micro-cogeneration devices based upon experimental observations, *Applied Energy*, Vol. 87, pp. 3271-3282.
- Lüpfert, E., Geyer, M., Schiel, W., Esteban, A., Osuna, R., Zarza, E. and Nava, P., 2001. Eurotrough design issues and prototype testing at PSA, *Proceedings of Solar Forum 2001; Solar Energy: The Power to Choose*, Washington, USA.
- Mahkamov, K., 2006. An axisymmetric computational fluid dynamics approach to the analysis of the working process of a solar Stirling unit. *J Solar Energy Eng (Trans ASME)*, Vol.128, pp. 45-53
- Mahkamov, K and Eid, E. D., 2009. Technical feasibility study of a concept of a medium temperature Stirling engine solar power unit, in *Proceedings of the 14<sup>th</sup> International Stirling Engine Committee*, Groningen, The Netherlands.

- Mahkamov, K. and Ingham, D. B., 1999. Analysis of the Working Process and Mechanical Losses in a Stirling Engine for a Solar Power Unit, *Journal of Solar Energy Engineering*, Vol. 121, pp. 121-127.
- Mahkamov, K., Trukhov, V. S., Lejebokov, A., Tursunbaev, I. A., Orunov, B., Korobkov, A. and Ingham, D. B., 1999. Development of Stirling engines for energetic units, *Proc. 9th International Stirling Engine Conference*, Pilanesburg, pp.1-7.
- Mancini, T., Heller, P., Butler, B., Osborn, B., Schiel, W., Goldberg, V., Buck, R., Diver, R., Andracka, C. and Moreno, J., 2003. Dish-Stirling Systems: An Overview of Development and Status, *Journal of Solar Energy Engineering*, Vol. 125, pp. 135-151.
- Martínez JM, Escalada R, Murillo JM, Esteban LS, Carrasco J, Baumüller A., 1996. Development of a Cogeneration Plant by Combustion of Biomass in an AFB Combustor and Heat Conversion into Electricity by a Stirling Engine V-160, *9th European Bioenergy Conference & 1st European Energy from Biomass Technology Exhibition*, 2: 1239-1244.
- Martini, W. R., 1978. Stirling Engine design manual, DOE/NASA/3152-78/1, NASA CR-135382, Lewis Research Center.
- Mazarredo, L., 1992. Evolución de la propulsión naval mecánica, Fondo editorial de Ingeniería Naval, Colegio Oficial de Ingenieros Navales, Madrid.
- Meinel, A. B. and Meinel, B. P., 1976. *Applied solar energy: an introduction*, Addison-Wesley, Reading MA.
- Mesonero, I., López, S., Herrero, S., Pérez, I., Izpizua, A., Pascual, A., García, D. and Prieto, J. I., 2012. New test bench for experimental characterization of Stirling engines, *Proceedings of the 15<sup>th</sup> International Stirling Engine Conference*, Dubrovnik.
- Mesonero, I., López, S., Villasante, C. and Herrero, S., 2013. En busca del motor Stirling del siglo XXI, *DYNA Ingeniería e Industria*, Vol. 88 (2), pp. 143-147.
- Mills, D., 2004. Advances in solar termal electricity technology, *Solar Energy*, Vol. 76, pp. 19-31.
- Nepveu, N., Ferrière, A., Ulmer, S. and Rodríguez, B., 2008. Optical simulation of a 10 kWel dish/Stirling unit using ray-tracing code Soltrace, *14<sup>th</sup> Biennial CSP SolarPACES Symposium*, Las Vegas, USA.
- Nepveu, N., Ferrière, A., Bataille, F., 2009. Thermal model of a dish/Stirling systems, *Solar Energy*, Vol. 83, pp. 81-89.
- Nilsson, H., 1985. Application of the Stirling engine to the propulsion of autonomous ROVS, submersibles and submarines, *Proc. Sub-Sea Defence Conference*, London.
- Olson, J. R. and Swift, G. W., 1994. Similitude in thermoacoustics, *Journal of Acoustical Society of America*, Vol. 95, pp. 1405.
- Organ, A. J., 1982a. Gas dynamics of Stirling cycle machines, *ImechE Conf. Stirling engines, Progress Towards Reality*, Univ. of Reading.
- Organ, A. J., 1982b. Gas dynamics of the temperature-determined Stirling cycle, *Proc. Instn. Mech. Engrs. (C):J. Mech. Eng. Sci.*, 23(4), pp. 207-215.

- Organ, A. J., 1991. Intimate thermodynamic design of the Stirling engine gas circuit without the computer. Proc. Instn. Mech. Engrs., Part C, 205(C6), pp. 421-430.
- Organ A. J., 1992a. Thermodynamics and gas dynamics of the Stirling cycle machine, Cambridge University Press.
- Organ, A. J., 1992b. A thumb-nail sketch of the gas processes in the Stirling cycle machine. Proc. Instn. Mech. Engrs., Part C, 206(C4), pp. 239-248.
- Organ, A. J., 1992c. 'Natural' coordinates for analysis of the practical Stirling cycle machine. Proc. Instn. Mech. Engrs., Part C, 206(C6), pp. 407-416.
- Organ, A. J., 1993a. Transient thermal response of the Stirling engine wire regenerator (manuscript received from Dr. Organ in 1993, submitted for publication in Proc. R. Soc. Lond. in 1993).
- Organ, A. J., 1993b. Steady-flow Cf-Nre correlation for the wire gauze regenerator inferred from linear wave analysis. Proc. Instn. Mech. Engrs., Part C, 207(C1), pp. 53-62.
- Organ A. J., 1997. The regenerator and the Stirling engine, London: Mechanica Engineering Publications.
- Organ, A. J., 2007. The air engine, Stirling cycle power for a sustainable future, Woodhead Publishing Limited, Cambridge.
- Organ, A. J., 2008. Less steam, more traction (Part I and II), Proc. International Stirling Forum, Osnabrück.
- Organ, A. J. and Finkelstein, T., 1993. Stirling engine thermodynamic design-the missing link (manuscript received from Dr. Organ in 1993).
- Organ, A. J., Jones, J. N. and Gether, K., 1998. Characterization of Stirling engine pumping losses, Proc. 1st International Stirling Forum, Osnabrück, pp. 59-66.
- Prieto, J. I., 1990. Funcionamiento del motor Stirling y aplicaciones navales, Tesis Doctoral, Universidad de Oviedo.
- Prieto, J. I., 1991. Aplicaciones navales del motor Stirling, Ingeniería Naval, nº 688, pp. 76-85.
- Prieto, J. I., 1992. Discussion on "Intimate thermodynamic design of the Stirling engine gas circuit without the computer", Proc. Instn. Mech. Engrs., Part C, 206(C3), pp. 219-220.
- Prieto, J. I., 2000. Discussion on "Analysis of the Working Process and Mechanical Losses in a Stirling Engine for a Solar Power Unit" (Makhkamov, Kh. Kh., and Ingham, D. B., 1999, ASME J. Solar Energ. Eng., 121, pp. 121-127), Journal of Solar Energy Engineering, 122, pp. 207-208.
- Prieto, J. I., 2002. Discussion on "Stirling's air engine-athermodynamic appreciation", (A. J. Organ, Proceedings Part C, 2000, 214(C4), 511-536), Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol. 216, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, pp. 123-124.
- Prieto, J. I., 2003a. Discussion: "Performance of Stirling Engines (Arranging Method of Experimental Results and Performance Prediction), Iwamoto, S., Hirata, K. and Toda,

- F., JSME International Journal, Series B, Vol.44, No. 1 (2001), pp. 140-147”, JSME Int Journal, Series B, Vol. 46, No. 1, pp. 2214-2118.
- Prieto, J. I., 2003b. Dimensionamiento del motor Stirling y revision de sus aplicaciones marinas, Ingeniería Naval, Vol. 802, pp. 101-108.
- Prieto, J. I., 2008. Curso sobre Funcionamiento y Aplicaciones del Motor Stirling, impartido en Fundación Tekniker, Eibar.
- Prieto, J. I. and Diaz, R., 1993. Isothermal simulation with decoupled losses for kinematic Stirling engine design, JSME Int Journal., Series B, Vol. 36 No. 4, pp. 697-710.
- Prieto, J. I. y García, D., 2004. Pérdidas de presión en calentador Stirling de geometría no convencional: Resultados experimentales, LI Jornadas de trabajo del GTAD, Grupo Interuniversitario de Trabajo de Análisis Dimensional, Madrid.
- Prieto, J. I. and García, D., 2005a. Analysis of simulations obtained by means of the PROSA software for several prototypes, in Proc. 12<sup>th</sup> ISEC, pp.398-415, Durham, United Kingdom.
- Prieto, J. I. and García, D., 2005b. Comparison between Kolin’s cube law for power and other criteria for preliminary design of kinematic Stirling engines, in: Proc. 12<sup>th</sup> ISEC, pp.398-415, Durham, United Kingdom.
- Prieto, J. I. y García, D., 2006. Criterios de Dimensionamiento de Motores Stirling a partir de Simulaciones Paramétricas, LIII Jornadas de trabajo del GTAD, Grupo Interuniversitario de Trabajo de Análisis Dimensional, Madrid.
- Prieto, J. I. and Méndez, A., 2001. Comparison between conventional and inverted Ross yoke drive mechanisms, Proceedings of the 10<sup>th</sup> International Conference on Stirling Engines, Osnabrück, Germany, pp. 173-180.
- Prieto, J. I. and Stefanovskiy, A. B., 2003. Dimensional analysis of leakage and mechanical power losses of kinematic Stirling engines, Proc. Instn. Mech. Engrs., Part C, 217(CX), pp. 917-934.
- Prieto, J. I., Díaz, R. y González, M. A., 1991a. Perspectiva desde el Análisis Dimensional del modelo de gas ideal con procesos cuasiestáticos como origen del estudio del motor Stirling, Congreso Julio Palacios y la Física de su tiempo, Maliaño, España.
- Prieto, J. I., Díaz, R. y González, M. A., 1991b. Orientaciones del Análisis Dimensional para el estudio del motor Stirling cinemático a niveles prácticos de rpm mediante simulación isoterma y pérdidas desacopladas, Congreso Julio Palacios y la Física de su tiempo, Maliaño, España.
- Prieto, J. I., Fano, J., Díaz, R. and González, M. A., 1994. Application of discriminated dimensional analysis to the kinematic Stirling engine, Proc. Instn. Mech. Engrs., Part C, 208(C5), pp. 347-353.
- Prieto, J. I., González, M. A., González C. and Fano, J., 1995. Notes on the scaling process of Stirling machines, Proc. 7th International Stirling Conference on Stirling Cycle Machines, Tokyo, pp. 259-264.

- Prieto, J. I., Fano, J., González, C., González, M. A. and Díaz, R., 1997. Preliminary design of the kinematic Stirling engine using dynamic similarity and quasi-static simulation, *Proc. Instn. Mech. Engrs., Part C*, 211(C3), pp. 229-238.
- Prieto, J. I., González, M. A., González, C., Fano, J. y Lebrede, R., 2000a. Aplicaciones solares del motor Stirling a escala doméstica, agrícola o industrial de baja potencia, IX Congreso Ibérico de Energía Solar; III Jornadas Técnicas sobre Biomasa, pp. 1176-1186, Córdoba, España.
- Prieto, J. I., González, M. A., González, C. and Fano, J., 2000b. A new equation representing the performance of kinematic Stirling engines, *Proc. Instn. Mech. Engrs. Part C*, 214(C3), pp. 449-464.
- Prieto, J. I., Fano, J. y García, D., 2004. Pérdidas de presión en micro-cogenerador solar de ciclo Stirling, L Jornadas de trabajo del GTAD, Grupo Interuniversitario de Trabajo de Análisis Dimensional, Madrid.
- Prieto, J. I., Pistono, J., Blanco, E., García, D. y Río, J. L., 2009a. Disipación y Recuperación de Calor en Sistemas de Aire Acondicionado, informe elaborado para Impulso Industrial Alternativo, S.A: s/contrato de investigación FUE-EM-331-09.
- Prieto, J. I., Martínez-García, J. C. and García, D., 2009b. Correlation between global solar irradiation and air temperature in Asturias, Spain, *Solar Energy*, Vol.83(7), pp. 1076-1085.
- Prieto, J. I., Martínez-García, J. C., García, D., Santoro, R. y Rodríguez, A., 2009c. Mapa Solar de Asturias, Empresas Acuerdo Consorcio PSE-ARFRISOL, Gijón. I.S.B.N.: 978-84-8317-798-3.
- Prieto, J. I., Santoro, R., Cabal, T., García, D., Vidal, P. y Martínez-García, J. C., 2012. Suplemento del Mapa Solar de Asturias, Empresas Acuerdo Consorcio PSE-ARFRISOL, Gijón. I.S.B.N.: 978-84-8317-3.
- Reader, G. T. and Hooper, C., 1983. *Stirling engines*, Cambridge University Press, London.
- Reinalter, W., Ulmer, S., Heller, P., Rauch, T., Gineste, J. M., Ferriere, A. and Nepveu, F., 2008. Detailed Performance Analysis of a 10 kW Dish/Stirling System, *Journal of Solar Energy Engineering*, Vol. 130, pp. 011013-1 to 011013-6.
- Rice, G. and Hennes, G., 1993. Stirling engine heat exchangers, *Proc. 6th International Stirling Engine Conference*, Eindhoven, pp. 483-488.
- Rinia, H. and Du Pré, F. K., 1946. Air engines, *Philips Tech. Rev.*, 8(5), pp. 129-160.
- Rispoli, F., 1985 The  $\lambda$ -scheme applied to Stirling engines, *Proc. 20 Intersociety Energy Conv. Engineering Conf.*, paper 859325, pp. 3301-3306.
- Romero, M., Marcos, M. J., Téllez, F., Blanco, M., Fernández, V., Baonza, F. and Berger, S., 1999. Distributed power from solar tower systems: a MIUS approach, *Solar Energy*, Vol. 67, (4-6), pp. 249-264.
- Ross, B., 1980. A simple Stirling engine for classroom use. *Stirling Machine World*.
- Scheer, H., 2000. *Economía solar global*, Galaxia Gutenberg, Círculo de Lectores, Barcelona.

- Schmidt, G., 1871. Theorie der Lehmann'schen calorischen Maschine, ZVDI, XV, pp. 99-111.
- Schock, A., 1978. Stirling engine nodal analysis program, J. Energy, 2(6), pp. 354-362.
- Senft, J. R., 1993. Ringbom Stirling Engines. Oxford University Press, New York.
- Seume, J. R. and Simon, T. W., 1986. Oscillating flow in Stirling engine heat exchangers, Proc. 1986 IECEC, Am. Chem. Soc., pp.533-538.
- Shahrir, A., Belal, F. Y. and Kamaruzzaman, S., 2005. Design consideration of low temperature differential double acting Stirling engine for solar application, Renewable Energy, Vol.30, pp. 1923-1941.
- Silva, M. y Ruiz, V., 2010. Las tecnologías termosolares de generación de electricidad, en La Electricidad Termosolar. Historia de éxito de la investigación, pp. 399-439 Protermosolar, Sevilla
- Spencer, L. C., 1989a. A comprehensive review of small solar-powered heat engines: Part I. A history of solar-powered devices up to 1950, Solar Energy, Vol. 43, pp. 191-196.
- Spencer, L. C., 1989b. A comprehensive review of small solar-powered heat engines: Part II. Research since 1950-“Conventional” engines up to 100 kW, Solar Energy, Vol. 43, pp. 197-210.
- Stine, W. B. and Diver, R. B., 1994. A Compendium of Solar Dish/Stirling Technology, SAND93-7026 UC 236, under DOE contract No. 67-3678.
- Stine, W. B. and Harrigan, R. W., 1985. Solar Energy Fundamentals and Design: With Computer Applications, John Wiley & Sons, New York.
- Stirling, R., 1816. Improvements for diminishing the consumption of fuel, and in particular an engine capable of being applied to the moving (of ) machinery on a principle entirely new. British patent No. 4081, Edinburgh.
- Stirling, R. and Stirling, J., 1827. British patent No. 5456.
- Stirling, R. and Stirling, J., 1840. British patent No. 8652.
- Stone, K. W., Braun, H. W., Moore, M. I. and Clark, T. B., 1997. Stirling Energy Systems (SES) Dish-Stirling program, in Proceedings of the 32<sup>nd</sup> Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, Vol. 2, pp.1039-1044.
- Su C-C, 1986. An enquiry into the mechanism of pressure drop in the regenerator of the Stirling cycle machine, PhD Diss., Cambridge University.
- Takeuchi, M. and Suzuki, S., 2000. Studie zur Konstruktion einer Niedertemperatur-Stirling-Maschine mit hoher Drehzahl. In Proceedings of the European Stirling Forum 2000, pp. 347-354, Osnabrück, Germany.
- Tew, R. C., Jeffries, K and Miao, D. A., 1978. A Stirling engine computer model for performance calculations, US DOE/NASA, report TM-78884.
- Tew, R. C., Thieme, L. G. and Dudenhoefer, J. E., 1990. Recent Stirling engine loss-understanding results, NASA Technical memorandum 103122.

- Tew, R. C., Thieme, L. G. and Miao, D., 1979. Initial comparison of single cylinder Stirling engine computer model predictions with test results, DOE/NASA/1040-78/30, NASA TM-79044, Lewis Research Center, Cleveland, Ohio.
- Thomas, B., 2003. PROSA-Software for evaluation of Stirling cycle machines, Version 2.4, Reutlingen.
- Tsuchiya, K., Ucjida, R. and Makino, H., 1993. Pressure drop in heat exchanger element under periodic flow condition, Proc. 6th International Stirling Engine Conference, pp. 297-302, Eindhoven, The Netherlands.
- Urieli, I., 1977. A computer simulation of Stirling cycle machines, PhD dissertation, University of the Witwatersrand.
- Valdés, L. C., 2004. Competitive solar heat engines, Renewable Energy, Vol. 11, pp. 1825-1842.
- Walker, G., 1980. Stirling Engines, Clarendon Press, Oxford.
- Ward, G. L., 1972. Performance characteristics of the Stirling engine, M. Sc. Thesis, Univ. of Bath, United Kingdom, in: G. Walker, Stirling Engines, Clarendon Press, Oxford, 1980.
- Welty, C., Clark, D. and Simms, A., 2009. Assessment of a Commercially Available Stirling Engine for use in Solar Powered Distributed Energy Applications, in Proceedings of the 14<sup>th</sup> International Stirling Engine Committee, Groningen, The Netherlands.
- Weiss, M. H., Walker, G. and Fauvel, O. R., 1988. Martini-Weiss: A Stirling Engine Simulation Program and Design Aid for PC's, University of Calgary.
- West, D., 1986. Principles and Applications of Stirling Engines, Van Nostrand Reinhold Company Inc., New York.
- Wilson, S. D., Dyson, R. W. and Tew, R. C., 2004. Multi-D CFD modelling of a free-piston Stirling convertor at NASA GRC. In: Proc. 2<sup>nd</sup> International Energy Conversion Engineering Conference, AIAA 2004-5673, Rhode Island, USA.
- Zarza, E., Hennecke, K. and Coebel, O., 1999. Project DISS (Direct Solar Steam); update on project status and future planning, Proceedings of ISES World Congress, Vol. 1, pp. 307-316, Jerusalem, Israel.
- Zarza, E., Valenzuela, L., León, J., Hennecke, K., Eck, M., Eickhoff, M. and Weyers, H. D., 2001. The DISS project: direct steam generation in parabolic troughs; operation and maintenance experience; update on project status, Proceedings of Solar Forum 2001; Solar Energy: The Power to Choose, Washington, USA.
- Zarza, E., 2010. Las plantas SEGS Solar ONE y Solar TWO, en La Electricidad Termosolar. Historia de éxito de la investigación, pp. 291-317 Protermosolar, Sevilla.
- Zhang, Z. and Ibrahim, M., 2004. Development of CFD model for Stirling engine and its components. In: Proc. 2<sup>nd</sup> International Energy Conversion Engineering Conference, AIAA 2004-5674, Rhode Island, USA.

## **ANEXO A: INCIDENTE CON EL VIDRIO CELULAR DE AISLAMIENTO DEL DOMO**

Durante la fase de diseño del micro-cogenerador se analizaron las pérdidas de calor en el interior del domo. Como alternativa a las pantallas anti-radiación que se utilizan frecuentemente se decidió probar un material aislante muy ligero: vidrio celular. Se insertaron dentro del domo varios discos de dicho material y una capa de lana de roca, evitando holguras que provocasen la destrucción del vidrio celular, muy frágil. Sin embargo durante algunas sesiones de pruebas previas realizadas en los talleres de la Fundación Tekniker el vidrio celular se descompuso, tal y como se narra a continuación.

Al comenzar la sesión de pruebas, como de costumbre se hizo un repaso al sistema completo y se detectó lo siguiente:

- Da la sensación de que hay más rozamiento que en las pruebas realizadas el día 20 de octubre de 2010, lo que puede explicar que el motor eléctrico tenga más dificultad para acelerar.
- Aparece un nuevo ruido, en forma de chirrido gomoso, no metálico. Da la sensación de que patinara una correa o también recuerda el ruido de una lavadora vieja al centrifugar.
- Se llega a la conclusión de que hay algo en el Stirling que no va bien desde el punto de vista mecánico y se propone quitar la carcasa para ver qué pasa.

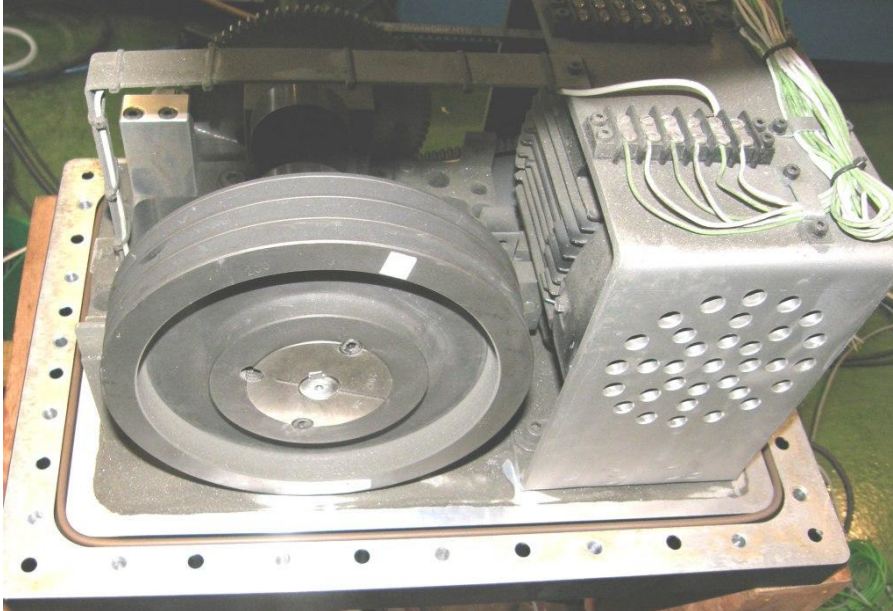
### **A.1. EVALUACIÓN DE DAÑOS**

Al sacar la carcasa lo primero que sorprende es la cantidad de polvillo del vidrio celular que hay. Absolutamente todo el interior está cubierto por una capa que tiene un espesor no homogéneo. Recuerda a la deposición de cenizas volcánicas después de una

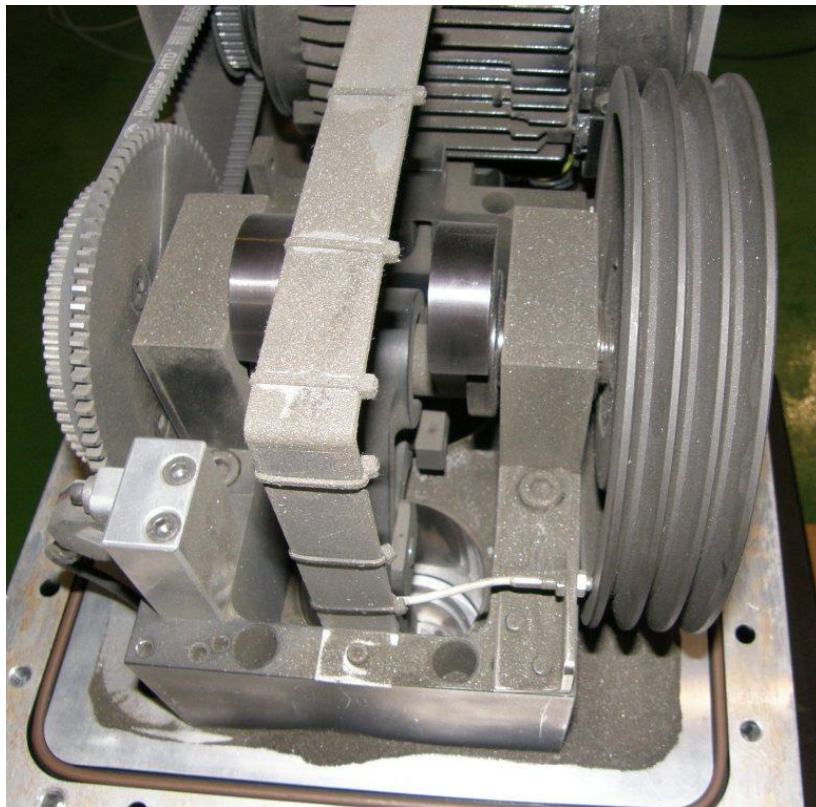


erupción. Es como si todo el interior estuviera inmerso en una nube de polvillo que se va depositando.

Incluso debe circular por el interior del motor eléctrico, ya que el ventilador que éste tiene incorporado, por fuerza, tiene que impulsar aire con polvillo.



**Figura A. 1:** Vista del motor con el polvillo del vidrio celular.



**Figura A. 2:** Detalle del polvillo del vidrio celular en el accionamiento mecánico.

Al desmontar el mecanismo se ha observado:

- Los rodamientos del eje del cigüeñal están sucios pero no parece haber entrado polvillo en el interior, ya que tienen retenes.
- Los casquillos antifricción tienen completamente desgastado el recubrimiento negro antifricción. Aún así el material que queda es de base bronce y pueden seguir funcionando según Norberto, que ha comprobado que no hay holguras excesivas.



**Figura A. 3:** Casquillo biela lateral-bancada.

- El bulón de la articulación yugo-biela lateral está algo desgastado en la zona donde roza contra el casquillo, pero también parece que puede seguir funcionando.



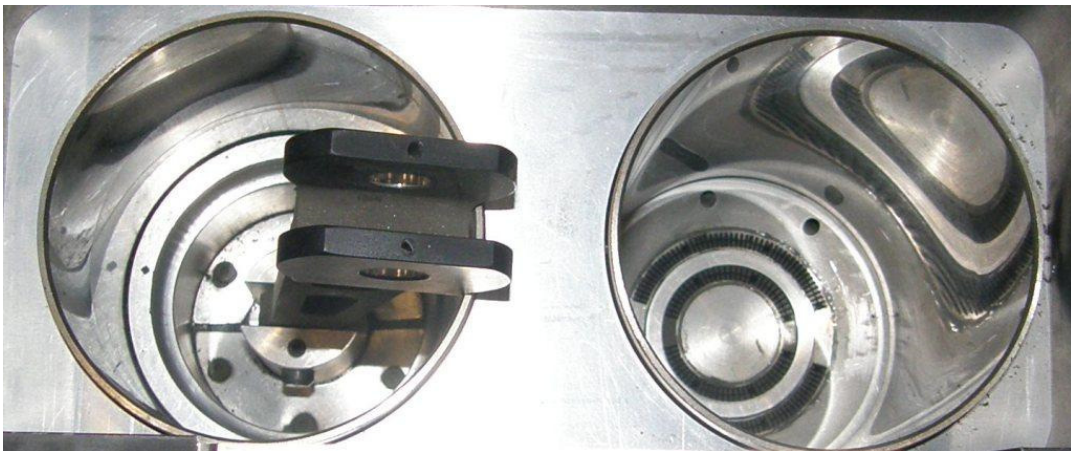
**Figura A. 4:** Bulón biela lateral- yugo.

- El rodamiento yugo-cigüeñal se ve claramente sucio y al moverlo a mano se nota que no va suave, de hecho se notan los granos de polvillo. Da la sensación de tener arena dentro. Se ha desmontado completamente, limpiado y vuelto a montar y ha quedado casi como nuevo.
- En el pistón frío, los aros de cierre están completamente cubiertos de polvillo, y el aro estrecho ha quedado encajado en su ranura debido al polvo. Se han limpiado y aunque se notan algo desgastados en algunas zonas pueden servir.



**Figura A. 5:** Pistón frío y sus aros de guiado.

- Las camisas no parecen tener polvillo en sus paredes, pero se ven rayadas y probablemente se han desgastado un poco.



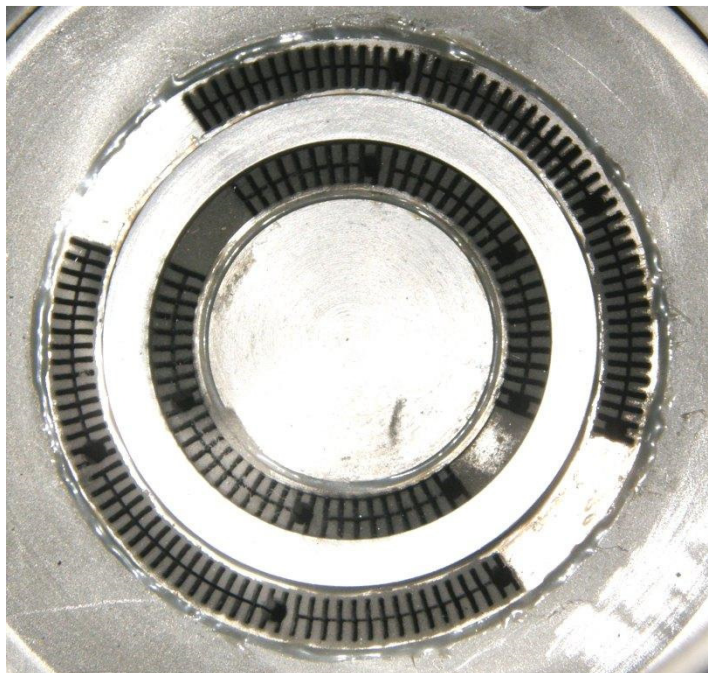
**Figura A. 6:** Camisas con el pistón caliente introducido.

- En el pistón caliente ha ocurrido lo mismo que en el frío, y se ha comprobado que no quedaba absolutamente nada de vidrio celular en el interior del domo.
- El domo muestra una coloración azulada-dorada en la parte caliente. La coloración se extiende desde la cabeza del domo a unos 25 mm hacia el pistón, parece que existe un gradiente térmico adecuado.

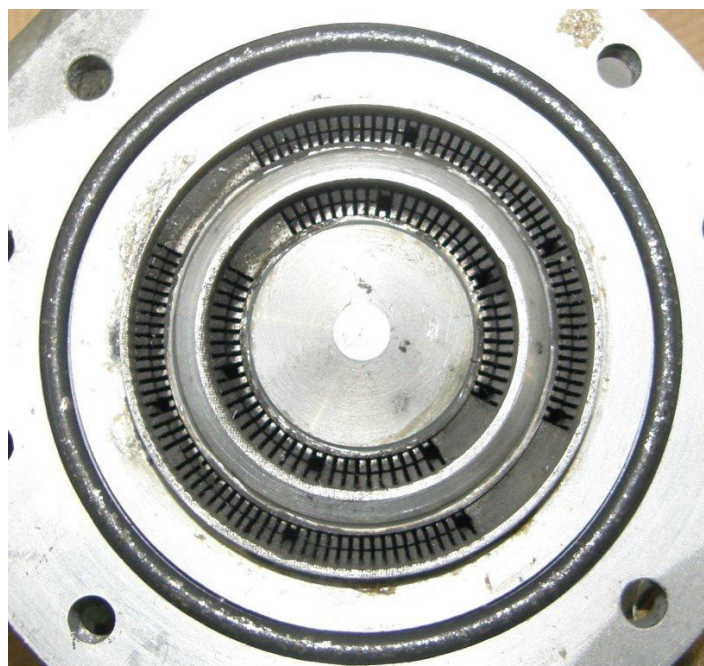


**Figura A. 7:** Pistón caliente y domo.

- El enfriador está sucio por ambas caras, dando la impresión de que el polvillo lo ha atravesado y que está sucio por el interior. Al desmontar el enfriador no se ha observado ningún indicio de que exista fugas de agua hacia el gas de trabajo.

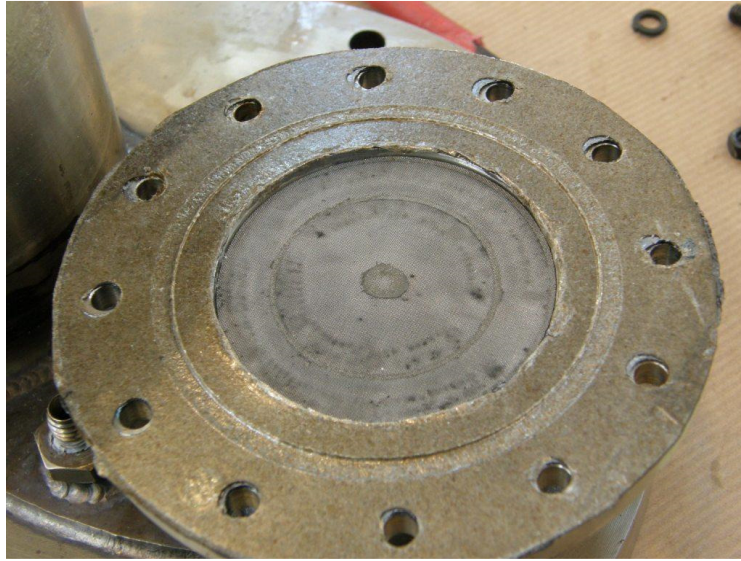


**Figura A. 8:** Enfriador. Cara del lado del pistón frío.



**Figura A. 9:** Enfriador. Cara del lado del regenerador.

- La junta de grafito que se colocó para suplementar el enfriador se deshace en la manipulación y pequeñas escamas se desprenden pudiendo llegar al gas. Ver Figura 9.
- La cara del regenerador que está en contacto con el enfriador tiene mucha suciedad de polvo, marcándose claramente las ranuras por las que sale el gas en las 15-20 primeras mallas, degradándose progresivamente.



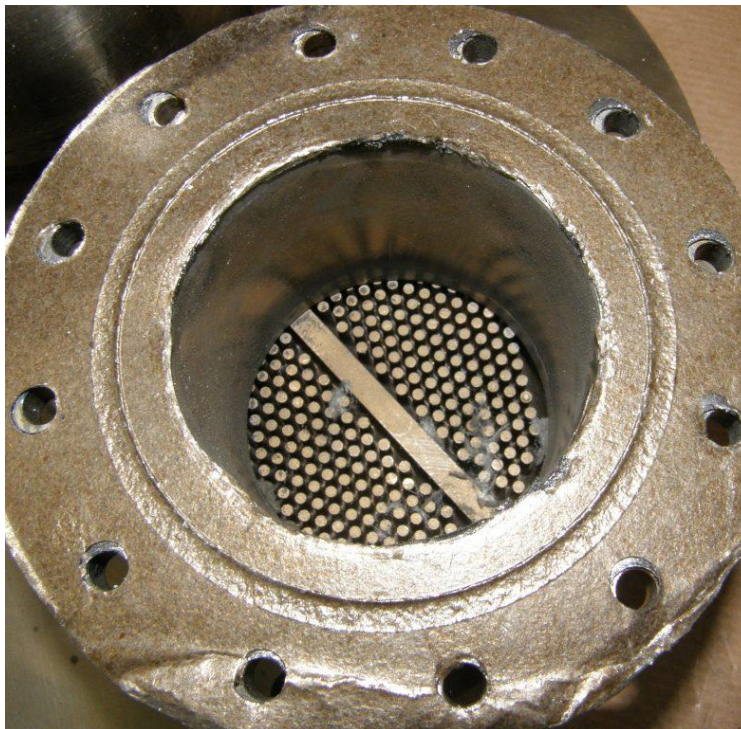
**Figura A. 10:** Primera malla del regenerador por el lado del enfriador y junta de grafito.

- Como el primer cuarto de longitud del regenerador (contando desde el enfriador) está bastante sucio de polvo.
- Los dos cuartos siguientes están sucios pero visiblemente más limpios que los primeros. De hecho a simple vista casi no se aprecia la suciedad.
- El último cuarto vuelve a estar más sucio y además empieza a cambiar de color a tonos dorados. Las últimas mallas tienen impresa la imagen de las varillas del calentador y el nervio central. Además la última malla, por el lado del calentador tiene restos de lana mineral.



**Figura A. 11:** Mallas del regenerador.

- En el calentador, por la sección en contacto con el regenerador hay restos de lana mineral, mientras que la sección del domo está aparentemente limpia.



**Figura A. 12:** Cilindro del regenerador y sección del calentador en contacto con las mallas, con la junta de grafito en primer término.

- Da la sensación de que la lana se ha desmenuzado en el interior del domo, ha salido hacia el pistón caliente y ha entrado al cilindro a través de los cierres, llegando al calentador y atravesándolo hasta llegar a la primera malla del regenerador, de donde parece que no ha podido pasar. No se han observado restos de lana en otras partes del motor.

Se ha desmontado todo el motor a excepción de sacar las camisas de los cilindros, y todas las partes se han limpiado, primero por aspiración, luego con un paño, después por soplado con aire a presión y por último la mayoría han sido limpiadas con disolvente.

## ANEXO B: SOLUCIÓN ANALÍTICA DEL MODELO ISOTERMO DE PRIMER ORDEN CON MECANISMO ARMÓNICO PARA LA CONFIGURACIÓN GAMMA HEC

En esta configuración, la posición del desplazador define el volumen del espacio frío mientras que el volumen del espacio caliente está definido simultáneamente por la posición del desplazador y el pistón. El movimiento del desplazador debe estar retrasado con respecto al del pistón para que el máximo de  $v_e$  esté en adelante con respecto al máximo de  $v_c$ .

$$v_c = \frac{V_C}{2} (1 - \cos \theta) \quad (100)$$

$$V_C = \frac{\pi D_{desp}^2}{4} s_{desp} \quad (101)$$

$$v_e = \frac{V_C}{2} (1 + \cos \theta) + \frac{V_p}{2} [1 - \cos(\theta + \alpha)] \quad (102)$$

$$V_p = \frac{\pi D_p^2}{4} s_p \quad (103)$$



La masa total del sistema es  $M$  y se puede expresar como suma de las masas existentes en las diferentes zonas del motor. Considerando dos zonas isotermas en el motor se obtiene la siguiente expresión:

$$M = \frac{pv_c}{RT_C} + \frac{pv_e}{RT_E} + \frac{pV_{dTOT}}{RT_D} \quad (104)$$

Si se definen:

$$a = \frac{V_{dTOT}}{V_C} \quad (105)$$

$$a' = \frac{V_{de}}{V_C} \quad (106)$$

$$a'' = \frac{V_{dc}}{V_C} \quad (107)$$

$$\tau = \frac{T_C}{T_E} \quad (108)$$

se puede expresar la temperatura ficticia de los espacios muertos como:

$$T_D = \frac{aT_C}{S} \quad (109)$$

siendo

$$S = a'\tau + a'' \quad (110)$$

Incorporando las Ec. (100), Ec. (102) y Ec. (109) en la Ec. (104) se obtiene el siguiente resultado.

$$M = \frac{p}{2RT_E} [V_C(1 + \cos \theta) + V_p(1 - \cos(\theta + \alpha))] + \frac{p}{2RT_C} V_C(1 - \cos \theta) + \frac{pV_C S}{RT_C} \quad (111)$$

La masa también se puede expresar como:

$$M = \frac{FV_C}{2RT_C} \quad (112)$$

siendo  $F$  un parámetro a determinar. Si además se define:

$$\kappa^* = \frac{V_p}{V_C} \quad (113)$$

se puede reescribir la Ec. (111) como sigue.

$$\frac{FV_C}{2RT_C} = \frac{pV_C}{2RT_C} [\tau(1 + \cos \theta + \kappa^*(1 - \cos(\theta + \alpha))) + 1 - \cos \theta + 2S] \quad (114)$$

$$\frac{F}{p} = 1 + 2S + \tau(1 + \kappa^*) + \tau(\cos \theta - \kappa^* \cos(\theta + \alpha)) - \cos \theta \quad (115)$$

El cociente entre  $F$  y  $p$  se puede expresar de la forma:

$$\frac{F}{p} = B - A \cos(\theta + \phi) \quad (116)$$

Llamando

$$\delta = \frac{A}{B} \quad (117)$$

y combinando las Ec. (116) y (117) se obtiene:

$$\frac{F}{p} = B(1 - \delta \cos(\theta + \phi)) \quad (118)$$

Por otra parte para que las Ec. (115) y (116) sean compatibles deben cumplirse las siguientes dos igualdades.

$$B = 1 + 2S + \tau(1 + \kappa^*) \quad (119)$$

$$A \cos(\theta + \phi) = (\tau - 1) \cos \theta - \tau \kappa^* \cos(\theta + \alpha) \quad (120)$$

De la Ec. (116) se deducen otras dos igualdades:

$$A \cos \phi = \tau - 1 - \tau \kappa^* \cos \alpha \quad (121)$$

$$A \sin \phi = -\tau \kappa^* \sin \alpha \quad (122)$$

Con las Ec. (121) y (122) se pueden obtener los valores de  $A$  y  $\phi$ .

$$A = \sqrt{\tau^2 - 2\tau + 1 - 2(\tau - 1)\tau \kappa^* \cos \alpha + \tau^2 \kappa^{*2}} \quad (123)$$

$$\phi = \arctan \left[ \frac{-\tau \kappa^* \sin \alpha}{(\tau - 1) - \tau \kappa^* \cos \alpha} \right] \quad (124)$$

A partir de la Ec. (118) se pueden deducir los valores máximo y mínimo para el cociente entre  $F$  y  $p$ , que corresponden con los valores de  $p_{\min}$  y  $p_{\max}$  respectivamente.

$$\frac{F}{p_{\min}} = B(1 + \delta) \quad (125)$$

$$\frac{F}{p_{\max}} = B(1 - \delta) \quad (126)$$

Utilizando la última ecuación se puede reescribir la Ec. (118) y despejar la presión, resultando:

$$p = p_{\max} \frac{1 - \delta}{1 - \delta \cos(\theta + \phi)} \quad (127)$$

Si se adimensionaliza la presión con la presión media,  $p_m$ , la ecuación anterior se transforma en:

$$\frac{p}{p_m} = \frac{p_{\max}}{p_m} \frac{1 - \delta}{1 - \delta \cos(\theta + \phi)} \quad (128)$$

A partir de este punto se pueden obtener expresiones diferentes para el trabajo indicado por ciclo, dependiendo de la definición que se adopte para la presión media.

Una posibilidad es definir la presión media como la media aritmética entre la máxima y la mínima del ciclo, es decir:

$$p_m = \frac{p_{\max} + p_{\min}}{2} \quad (129)$$

Otra posibilidad es definirla como la media integral en todo el ciclo:

$$p_m = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} p(\theta) d\theta \quad (130)$$

Utilizando la definición de presión media aritmética se puede comprobar que se cumple la siguiente relación entre la presión media y la máxima:

$$p_{\max} = p_m(1 + \delta) \quad (131)$$

De esta forma la Ec. (128) se puede escribir como:

$$\frac{p}{p_m} = \frac{1 - \delta^2}{1 - \delta \cos(\theta + \phi)} \quad (132)$$

Por otro lado es necesario conocer el diferencial de volumen.

$$dv = d(v_e + v_c + V_{\text{TOT}}) \quad (133)$$

$$dv = \frac{V_p}{2} \sin(\theta + \alpha) d\theta \quad (134)$$

$$W_0 = \oint p dv = \int_0^{2\pi} \left[ \frac{p_m(1 - \delta^2)}{1 - \delta \cos(\theta + \phi)} \frac{V_p}{2} \sin(\theta + \alpha) \right] d\theta \quad (135)$$

Operando con la ecuación anterior se llega a:

$$W_0 = \frac{p_m(1 - \delta^2)V_p}{2} \left[ \int_0^{2\pi} \left( \frac{\cos \alpha \sin \theta}{1 - \delta \cos(\theta + \phi)} \right) d\theta + \int_0^{2\pi} \left( \frac{\sin \alpha \cos \theta}{1 - \delta \cos(\theta + \phi)} \right) d\theta \right] \quad (136)$$

Teniendo en cuenta que:

$$I_1(\delta, \phi) = \int_0^{2\pi} \left( \frac{\sin \theta}{1 - \delta \cos(\theta + \phi)} \right) d\theta = -\sin \phi \frac{2\pi}{\delta} \left( \frac{1 - \sqrt{1 - \delta^2}}{\sqrt{1 - \delta^2}} \right) \quad (137)$$

$$I_2(\delta, \phi) = \int_0^{2\pi} \left( \frac{\cos \theta}{1 - \delta \cos(\theta + \phi)} \right) d\theta = \cos \phi \frac{2\pi}{\delta} \left( \frac{1 - \sqrt{1 - \delta^2}}{\sqrt{1 - \delta^2}} \right) \quad (138)$$

se puede expresar el trabajo indicado por ciclo de la siguiente forma:

$$W_0 = \frac{p_m(1 - \delta^2)V_p}{2} \frac{2\pi}{\delta} \left( \frac{1 - \sqrt{1 - \delta^2}}{\sqrt{1 - \delta^2}} \right) \sin(\alpha - \phi) \quad (139)$$

$$W_0 = \frac{p_m V_p \pi}{\delta} \left[ \sqrt{1 - \delta^2} - (1 - \delta^2) \right] \sin(\alpha - \phi) \quad (140)$$

Utilizando la definición de la función  $f(\delta)$  introducida por Prieto (1990) se llega a:

$$W_0 = p_m V_p f(\delta) \sin(\alpha - \phi) \quad (141)$$

En términos adimensionales:

$$\frac{W_0}{p_m V_E} = \frac{V_p}{V_E} f(\delta) \sin(\alpha - \phi) \quad (142)$$

$$\delta = \frac{\sqrt{\tau^2 - 2\tau + 1 - 2(\tau - 1)\tau\kappa^* \cos \alpha + \tau^2 \kappa^{*2}}}{1 + 2S + \tau(1 + \kappa^*)} \quad (143)$$

NOTA: aunque la función  $f(\delta)$  es la misma que en el trabajo de Prieto (1990), el parámetro  $\delta$  está definido de forma diferente, ya que la definición de los parámetros  $a$ ,  $a'$  y  $a''$  de las Ec. (105), (106) y (107), que intervienen en el parámetro  $S$ , difieren de las utilizadas en dicho trabajo.

$$f(\delta) = \frac{\pi(\sqrt{1 - \delta^2} - 1 - \delta^2)}{\delta} \quad (144)$$

Si por el contrario se utiliza la definición de presión media integral, ésta se puede expresar combinando las Ec. (127) y Ec. (130), dando lugar a:

$$p_m = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \left[ p_{\max} \frac{(1 - \delta)}{1 - \delta \cos(\theta + \phi)} \right] d\theta \quad (145)$$

Definiendo  $I_3(\delta, \phi)$  como:

$$I_3(\delta, \phi) = \int_0^{2\pi} \frac{d\theta}{1 - \delta \cos(\theta + \phi)} \quad (146)$$

la Ec. (145) se puede expresar de la forma siguiente:

$$p_m = \frac{p_{\max}(1 - \delta)}{2\pi} I_3(\theta, \phi) \quad (147)$$

De esta forma la Ec. (128) se puede escribir como:

$$\frac{p}{p_m} = \frac{2\pi}{I_3(\theta, \phi)(1 - \delta \cos(\theta + \phi))} \quad (148)$$

Con la expresión anterior se puede calcular el trabajo indicado por ciclo:

$$W_0 = \int_0^{2\pi} \left[ \frac{2\pi}{I_3(\delta, \phi)} \frac{p_m}{1 - \delta \cos(\theta + \phi)} \frac{V_p}{2} \sin(\theta + \alpha) \right] d\theta \quad (149)$$

Resolviendo la integral resulta:

$$W_0 = \frac{V_p P_m \pi}{I_3(\delta, \phi)} [I_1(\delta, \phi) \cos \alpha + I_2(\delta, \phi) \sin \alpha] \quad (150)$$

$$W_0 = \frac{V_p P_m \pi}{I_3(\delta, \phi)} \left[ \frac{2\pi}{\delta} \left( \frac{1 - \sqrt{1 - \delta^2}}{\sqrt{1 - \delta^2}} \right) \sin(\alpha - \phi) \right] \quad (151)$$

La solución de la integral  $I_3(\delta, \phi)$  es:

$$I_3(\delta, \phi) = \frac{2}{\sqrt{1 - \delta^2}} \left\{ \arctan \left[ \sqrt{\frac{1 + \delta}{1 - \delta}} \tan \left( \frac{2\pi + \phi}{2} \right) \right] - \arctan \left[ \sqrt{\frac{1 + \delta}{1 - \delta}} \tan \left( \frac{\phi}{2} \right) \right] \right\} \quad (152)$$

Como se cumple que:

$$\tan \left( \frac{2\pi + \phi}{2} \right) = \tan \left( \frac{\phi}{2} \right) \quad (153)$$

parece que el resultado de la Ec. (152) es cero. Sin embargo hay que tener en cuenta que los ángulos  $\phi/2$  y  $(2\pi + \phi)/2$  pertenecen a cuadrantes diferentes. Por ejemplo si  $\phi/2$  pertenece al primer cuadrante,  $(2\pi + \phi)/2$  pertenece al tercero. Como:

$$\sqrt{\frac{1 + \delta}{1 - \delta}} > 0 \quad (154)$$

se cumple que:

$$\arctan \left[ \sqrt{\frac{1 + \delta}{1 - \delta}} \tan \left( \frac{2\pi + \phi}{2} \right) \right] \in \left[ \pi, \frac{3\pi}{2} \right] \quad (155)$$

$$\arctan \left[ \sqrt{\frac{1 + \delta}{1 - \delta}} \tan \left( \frac{\phi}{2} \right) \right] \in \left[ 0, \frac{\pi}{2} \right] \quad (156)$$

de forma que el resultado correcto para la Ec. (148) es:

$$I_3(\delta, \phi) = \frac{2\pi}{\sqrt{1 - \delta^2}} \quad (157)$$

Este resultado se puede generalizar para el ángulo  $\phi/2$  perteneciendo a cualquier cuadrante.

Utilizando la expresión anterior se puede reescribir la Ec. (147) como sigue:

$$P_m = P_{\max} \sqrt{\frac{1 - \delta}{1 + \delta}} \quad (158)$$

y el trabajo indicado por ciclo:

$$W_0 = \frac{V_p P_m \pi}{\delta} \left( 1 - \sqrt{1 - \delta^2} \right) \sin(\alpha - \phi) \quad (159)$$

Definiendo  $f(\delta)$  como:

$$f'(\delta) = \frac{\pi(1 - \sqrt{1 - \delta^2})}{\delta} \quad (160)$$

$$W_0 = V_p p_m f'(\delta) \sin(\alpha - \phi) \quad (161)$$

Adimensionalizando:

$$\frac{W_0}{p_m V_{sw}} = f'(\delta) \sin(\alpha - \phi) \quad (162)$$



## **ANEXO C: SECUENCIA DE MONTAJE DEL MOTOR DE BAJO SALTO TÉRMICO**

El motor de bajo salto térmico desarrollado en el seno de esta Tesis es un elemento clave en el dispositivo experimental de la misma, y se espera que pueda servir para realizar otras pruebas en el futuro. Es previsible que en la elaboración de próximas pruebas sea necesario realizar tareas de desmontaje y montaje de partes del motor, y por ello se incluye este anexo que es fruto de la experiencia propia de encontrarse con decenas de piezas y verse en la obligación de encajarlas correctamente.

### **C.1. ENSAMBLAJE**

1. Colocar el sistema térmico apoyado sobre las cabezas de los tornillos de la tapa del calentador, boca arriba. Ver MONTAJE DEL SISTEMA TÉRMICO.
2. Colocar en el bloque el soporte de la biela lateral.
3. Colocar los pasadores de posición del soporte y atornillarlo.
4. Poner un circlip en el bulón biela desplazador-yugo.
5. Colocar el bulón en la biela y el yugo.
6. Colocar el otro circlip.
7. Colocar el conjunto accionamiento mecánico. Ver MONTAJE ACCIONAMIENTO MECANICO.
8. Poner los pasadores de posicionamiento del soporte del cigüeñal.
9. Colocar la biela lateral y el bulón biela lateral-yugo.
10. Poner el bulón biela pistón-yugo.
11. Poner el bulón biela lateral-carcasa.



12. Comprobar que todo gira suavemente y que no hay nada suelto.
13. Apretar los tronillos del soporte del cigüeñal.
14. Montar sobre la carcasa la junta tórica del lado del bloque.
15. Coger la carcasa con la junta y colocarla sobre el mecanismo con especial cuidado en el disco magnético y en que la junta tórica quede bien posicionada.
16. Atornillar la carcasa al bloque.
17. Montar el sistema mecánico del eje de salida. Ver MONTAJE SISTEMA MECÁNICO EJE DE SALIDA.
18. Colocar el encoder.
19. Poner el soporte del sensor de par
20. Colocar la extensión del eje con el acoplamiento.
21. Colocar el motor eléctrico con el soporte de la reductora.

### C.2. MONTAJE DEL SISTEMA TÉRMICO.

1. Montar los discos del regenerador en el hueco y colocar la arandela superior del regenerador. (con 48 ya cuesta colocarlos).
2. Montar los termopares de pared del calentador y enfriador y colocarles los racores con la olivilla.
3. Montar la camisa en el enfriador, incluyendo la junta tórica de la camisa en el lado del enfriador.
4. Montar los vástagos del desplazador con la arandela, la cazoleta y la membrana.
5. Poner las dos juntas entre el enfriador y el bloque.
6. Colocar el bloque sobre el enfriador.
7. Sujetar con 4 tornillos e M10x20 y dar la vuelta.
8. Quitar los tornillos de M10x20.
9. Colocar pasadores de posicionamiento.
10. Por debajo, colocar 4 tornillos del soporte de la membrana.
11. Dar la vuelta al conjunto.
12. Colocar los otros 4 tornillos del soporte de la membrana y apretar bien.
13. Dar la vuelta otra vez.
14. Colocar el desplazador con sus vástagos, teniendo cuidado en la posición del planillo para posicionamiento del vástago, y la posición del regenerador.
15. Limpiar la camisa.
16. Colocar el pistón con su biela montada. Ver MONTAJE DEL PISTÓN.
17. Colocar las juntas en el enfriador y en la camisa (3).
18. Posicionar el separador encima del enfriador.
19. Colocar los pasadores de posicionamiento del separador y el enfriador.
20. Colocar el calentador sobre la mesa con la cara que da a la tapa mirando hacia arriba.
21. Colocar la junta tórica entre calentador y tapa.
22. Colocar la tapa encima del calentador.

23. Dar la vuelta al conjunto calentador-tapa y colocarlo sobre unos caballetes.
24. Colocar la junta tórica del calentador-separador.
25. Coger el conjunto formado por el separador-enfriador-bloque y colocarlo encima del calentador, con el separador mirando hacia abajo.
26. Colocar desde abajo 3 ó 4 tornillos de M10x120 para amarrar un poco todo el conjunto.
27. Dar la vuelta a todo el conjunto térmico.
28. Quitar los tornillos de M10x120.
29. Levantar la tapa del calentador.
30. Colocar los posicionadores del calentador-separador.
31. Colocar otra vez la tapa.
32. Colocar los tornillos M10x120.

Hasta aquí se han encontrado los siguientes problemas:

Las juntas tóricas de la camisa estorban para meter la camisa en el separador. Se propone cambiar las juntas por unas 128-2. Se prueba con estas y OK.

Es complicado colocar la junta entre el calentador y el separador. Se propone hacer la ranura para la junta en el separador.

### C.3. MONTAJE ACCIONAMIENTO MECÁNICO

1. Montar los rodamientos POS 32 en el soporte del cigüeñal con la prensa.
2. Colocar el cigüeñal en los rodamientos con la prensa.
3. Colocar disco magnético interno en el volante con los pasadores.
4. Colocar el volante de inercia en el cigüeñal.
5. Atornillar el volante al cigüeñal.
6. Montar el rodamiento del yugo-cigüeñal en el yugo con la prensa.
7. Poner circlip de seguridad en el yugo.
8. Colocar el bulón del cigüeñal en el rodamiento del yugo.
9. Colocar el bulón del cigüeñal en el cigüeñal y atornillarlo.

### C.4. MONTAJE DEL PISTÓN

1. Colocar la biela del pistón en el soporte del pistón.
2. Colocar bulón biela-pistón.
3. Atornillar los tornillos de cabeza perdida para fijar el bulón.
4. Montar el soporte del pistón sobre el pistón y atornillarlo.

### C.5. MONTAJE SISTEMA MECÁNICO DEL EJE DE SALIDA

1. Montar el disco magnético sobre el eje de salida.
2. Sobre la brida soporte del eje de salida colocar uno de los rodamientos.
3. Pasar el eje de salida hasta su posición.
4. Colocar el casquillo rodamientos del eje de salida.
5. Colocar el otro rodamiento.
6. Posicionar la rueda dentada y el soporte de la misma en el eje de salida.-

7. Atornillar la rueda dentada al soporte.
8. Atornillar el soporte de la rueda dentada al eje de salida.

## **ANEXO D: PUBLICACIONES RELACIONADAS CON LA TESIS**

En este anexo se incluyen versiones facsímiles de los trabajos publicados que guardan relación con esta Tesis.



# Correlation between global solar irradiation and air temperature in Asturias, Spain

J.I. Prieto \*, J.C. Martínez-García, D. García

*Department of Physics, University of Oviedo, Ave. Calvo Sotelo s/n E-33007 Oviedo, Spain*

Received 12 August 2008; received in revised form 16 December 2008; accepted 22 January 2009

Available online 25 February 2009

Communicated by: Associate Editor Frank Vignola

## Abstract

Since the temperature is probably the most registered meteorological variable, correlation models based on air temperature data are especially interesting to estimate monthly average values of solar irradiation in countries with lack of direct measurements.

Previous models that correlate monthly average irradiation on horizontal surfaces with air temperature can be improved by means of dimensional analysis. The procedure makes the influence of the altitude, the distance to sea, and a reference temperature more explicit.

The model proposed in the present paper seems to be adequate to the data obtained from meteorological stations supported by official organizations in Asturias, a region with a diverse orography on the northern Spanish coast.

Comparisons between model predictions, experimental data, and estimations computed by other methods have shown acceptable results.

The methodology has also been applied to other four Spanish stations in order to check the procedure in places with different latitude and climatology.

© 2009 Elsevier Ltd. All rights reserved.

*Keywords:* Solar radiation; Air temperature; Correlation models; Dimensional analysis

## 1. Introduction

This work has been carried out as a part of the project “Bio-climatic Architecture and Solar Cooling” (PSE-ARFRISOL), which is sponsored by the Spanish Science and Education Ministry and the European Regional Development Funds. The project aims at demonstrating the potential of bio-climatic techniques and solar systems to provide about 80% reduction for CO<sub>2</sub> emissions and power consumption in five public buildings with very different climate, one of which is located in Asturias, a region of diverse orography on the northern Spanish coast.

In order to design solar energy conversion systems, it is essential to have available monthly average values of solar irradiation with sufficient reliability. However, meteorolog-

ical observatories with wide measurement series of solar irradiation are still scarcely distributed. Moreover, the problem of spatial interpolation is particularly difficult in areas of complex orography.

To replace the shortage of direct measurements of solar irradiation, it has been traditional to resort to estimations from other climatologic variables of which more abundant information is found.

For instance, Kimball (1919), Ångström (1924), Prescott (1940), and Page (1961) correlated the solar irradiation with the sunshine duration, whereas Kasten and Czelplak (1979), as well as Gul et al. (1998), used the cloudiness index for their estimations. Analogously, Hargreaves and Samani (1982), Bristow and Campbell (1984), and Allen (1995) used air temperature measurements. Recently, Chandel et al. (2005) proposed models both based, respectively, on the sunshine duration and on the air temperature.

\* Corresponding author. Tel.: +34 98 5103323; fax: +34 98 5103324.  
E-mail address: [jprieto@uniovi.es](mailto:jprieto@uniovi.es) (J.I. Prieto).

**Nomenclature**

$\delta$	Solar declination (degrees)	$K_z$	Empirical coefficient
$\phi$	Latitude (degrees)	$L$	Distance to sea (Km)
$\omega_s$	Hour angle of sunset (degrees)	$P$	Atmospheric pressure (Pa)
$A$	Empirical coefficient	$P_0$	Standard atmospheric pressure (Pa)
$a$	Regression coefficient	$r$	Distance from Earth to Sun (Km)
$B$	Empirical coefficient	$r_0$	Distance from Earth to Sun at equinoxes (Km)
$b$	Regression coefficient	$z$	Altitude (m)
$C$	Empirical coefficient, solar constant ( $W/m^2$ )	$T_m$	Monthly average mean temperature ( $^{\circ}C$ )
$d$	Day of the year	$T_{max}$	Monthly average maximum temperature ( $^{\circ}C$ )
$G$	Monthly average solar irradiation ( $KJ/m^2$ )	$T_{min}$	Monthly average minimum temperature ( $^{\circ}C$ )
$G_0$	Monthly average extraterrestrial solar irradiation ( $KJ/m^2$ )	$T_{ref}$	Reference temperature ( $^{\circ}C$ )
$K$	Empirical coefficient	$\Delta T$	Temperature difference ( $^{\circ}C$ )

To interpolate spatially distributed solar irradiation data, diverse methods and algorithms have been used, as it can be seen, for example, in Zelenka et al. (1992), López et al. (2000), Wald and Lefèvre (2001), Hontoria et al. (2005), and Mellit et al. (2005).

The images obtained by satellite are a remarkable source of data, both from the viewpoint of the shortage of stations with solar irradiation measurements as from the viewpoint of the orographical difficulties, as it is shown in Mercadé and Jorge (2000), Pérez et al. (2002), Polo et al. (2006), Lefèvre et al. (2007), and Martins et al. (2007).

At present, data of irradiation for any place of the world can be generated by commercial programs such as Meteororm (Remund and Kunz, 2003), or free access applications developed by international organizations of outstanding prestige, such as US National Aeronautics and Space Administration (NASA) (ASDC, 2008) or European Commission Joint Research Centre (JRC) (ESTI, 2008). These tools provide good results at progressively smaller geographic scales, and some of them even consider the effect of the shadows due to the orography of the location (Hofierka and Suri, 2002).

Since the air temperature is the most registered meteorological variable, a solar irradiation model based on temperatures could be an interesting mean to analyse the influence of microclimate in areas with such a diverse orography as the Spanish Cantabric coast.

This paper aims at improving correlation models between monthly mean irradiation values and air temperature corresponding to the same temporally series of measurements. The analysis is applied to the data obtained from several meteorological stations dependent on official organizations in Asturias.

**2. Previous models**

The clearness index is defined as the ratio between values, on horizontal surface, of the global irradiation at ground level  $G$  and the extraterrestrial global irradiation

$G_0$ . Hargreaves and Samani (1982) and Richardson (1985) are among the first to suggest that the clearness index could be estimated from the difference between the mean value of the daily maximum temperatures  $T_{max}$  and the mean value of the daily minimum temperatures  $T_{min}$ , by means of the following equation:

$$\frac{G}{G_0} = K \Delta T^{0.5} \tag{1}$$

where  $\Delta T = T_{max} - T_{min}$ .

The empirical parameter  $K$  was fixed initially in 0.17 for arid and semiarid climates, although latterly Hargreaves recommended the use of  $K = 0.16$  for interior regions and  $K = 0.19$  for coastal regions (Hargreaves, 1994). In order to express more accurately the influence of the altitude on  $K$  value, Allen (1995) suggested the following equation:

$$K = K_z \left( \frac{P}{P_0} \right)^{0.5} \tag{2}$$

where  $P$  and  $P_0$  are, respectively, the average atmospheric pressure at the altitude of the place and at sea level, and  $K_z$  a parameter equal to 0.17 for interior regions and equal to 0.20 for coastal areas. Lately, the same author has proposed an iterative method to obtain the  $K$  value that could be applied to each place, from the comparison between predictions of Eq. (1) and calculations through solar radiation models in clear atmosphere (Allen, 1997).

The model proposed by Chandel et al. (2005) is based on the equation:

$$\frac{G}{G_0} = 7.9 \phi^{-1} \left( \Delta T \sin \phi \left( \frac{P}{P_0} \right) \right)^{0.5} \tag{3}$$

Thus, it could also be considered a variant of the Eq. (1) and (2), if  $K_z$  is expressed in function of the latitude  $\phi$  in accordance to the following equation:

$$K_z = 7.9 \phi^{-1} (\sin \phi)^{0.5} \tag{4}$$

Bristow and Campbell (1984) proposed a different relationship between daily values of the same variables  $G/G_0$  and  $\Delta T$ , introducing a model with an exponential term:

$$\left(\frac{G}{G_0}\right)_i = A \left[1 - e^{-B \Delta T_i^C}\right] \quad (5)$$

In this expression,  $\Delta T_i$  must be calculated by taking into account that  $T_{\min}$  is defined for a generic day as the average of the values measured in consecutive days, that is to say:

$$T_{\min} = \frac{T_{\min,i} + T_{\min,i+1}}{2} \quad (6)$$

For rainy days, the calculation of  $\Delta T_i$  should be made by previously reducing the experimental values of  $T_{\min,i}$  by 25%.

As it can be seen, three empirical parameters are used in Eq. (5). The authors suppose that, two are constants, whose values are  $A = 0.7$  and  $C = 2.4$  for the locations studied, whereas the rest varies through the year and it can be calculated from the expression:

$$B = 0.036 e^{-0.154 \overline{\Delta T}} \quad (7)$$

Where  $\overline{\Delta T}$  is the monthly average of the  $\Delta T_i$  daily values.

### 3. Proposal of new model

At first sight, it may be said that models of Eq. (1) and (5) are variations of the following functional relationship:

$$G = G_0 \cdot f(\Delta T) \quad (8)$$

However, a simple dimensional analysis outlook shows that this type of equation would not have physical meaning, since a function with a unique physical variable, like  $f(\Delta T)$ , cannot be dimensionless. Therefore  $K$  and  $K_x$  should be considered as physical variables, with units of  $^\circ\text{C}^{-0.5}$ . The same may be applied to factor 7.9, in Eq. (4). The case of  $B$  in Eq. (5) is even more remarkable from the dimensional analysis viewpoint, since its units and those of factor 0.036 in Eq. (7) should be  $^\circ\text{C}^{-2.4}$ .

The authors themselves acknowledge that  $K$  and  $K_x$  depend on the altitude  $z$ , on the distance to sea  $L$ , and on the latitude  $\phi$ , but it is necessary to add some influential

variable with dimension of temperature to solve the dimensional inconsistencies.

If  $T_{ref}$  refers to the additional variable mentioned above, to be defined later, it seems appropriate to introduce a model based on the following functional relationship to be applied to areas with small latitude variations:

$$G = f(G_0, \Delta T, T_{ref}, L, z) \quad (9)$$

The application of Buckingham's theorem to this expression leads to the following relationship among dimensionless variables:

$$\frac{G}{G_0} = f\left(\frac{z}{L}, \frac{\Delta T}{T_{ref}}\right) \quad (10)$$

Taking into account the Eq. (1) and their variants, what it is proposed to analyse is the correlation between the monthly mean values of  $G/G_0$  and  $\Delta T$  by means of the model based on the following equation:

$$\frac{G}{G_0} = f\left(\frac{z}{L}\right) \cdot \left(\frac{\Delta T}{T_{ref}}\right)^{0.5} \quad (11)$$

where the function  $f(z/L)$  must be derived from experimental data.

### 4. Available experimental data

Table 1 shows the geographical coordinates of the meteorological stations located in Asturias and dependent on official organizations, where registers of solar irradiation are available, as well as the temporal period corresponding to the data used in the present analysis. The models of pyranometers and their uncertainty are also specified.

The staff posted in stations No. 1 and No. 8 provided mean values computed in a monthly basis, but the data were provided in a fifteen-minute basis for the rest of the stations, which caused the need of applying the process described in the following paragraphs before computing monthly averages.

In the first instance, the days with missing data in some range have been ruled out and, for each month of the year, it has been checked that monthly average values of  $G$ ,  $T_{\max}$  and  $T_{\min}$  could be adjusted to a normal distribution.

Table 1  
Meteorological stations in Asturias with solar irradiation register.

No.	Location	Altitude	Distance	Latitude	Longitude	Period	Pyranometer	Uncertainty
1	OVIEDO <sup>a</sup>	336	25.5	43.354	5.873	1975–2006	Kipp & Zonen CMP11	<2%
2	OVIEDO <sup>b</sup>	200	23.2	43.371	5.836	1995–2005	Met One 096	<5%
3	GIJÓN <sup>c</sup>	12	0.2	43.545	5.693	1993–2005	Met One 096	<5%
4	GIJÓN <sup>b</sup>	24	1.2	43.531	5.672	1998–2005	Met One 096	<5%
5	AVILÉS <sup>b</sup>	5	1.0	43.584	5.918	1994–2005	Met One 096	<5%
6	LANGREO <sup>b</sup>	220	28.0	43.309	5.706	1995–2005	Met One 096	<5%
7	MIERES <sup>b</sup>	206	33.0	43.258	5.773	2003–2005	Met One 096	<5%
8	NIEMBRO <sup>d</sup>	134	0.1	43.439	4.850	1999–2005	MCV SRS-01	<2%

<sup>a</sup> National Agency of Meteorology.

<sup>b</sup> Service of Environmental Information of the Principality of Asturias.

<sup>c</sup> City Council of Gijón.

<sup>d</sup> Ministry of Environmental Issues.



Next, the Pearson’s coefficient of variation has been calculated and it has been observed that, for each month of the year, the monthly average values of  $G$ ,  $T_{\max}$  and  $T_{\min}$  exhibit a small variability.

As a consequence of this result, it was considered adequate to discard observations far away from the mean (Dowdy and Wearden, 1991), and it was decided to calculate monthly values of the typical meteorological year as average of monthly mean values with a typical punctuation lower than 2, i.e., with a probability higher than 95%.

**5. Experimental analysis on the influence of altitude and distance to sea**

The numeric values of the function  $f(z/L)$  in Eq. (11) must be independent of the month considered and they can be estimated from monthly average values measured at each meteorological station, by means of the following equation:

$$f\left(\frac{z}{L}\right) = \left(\frac{G}{G_0}\right) / \left(\frac{\Delta T}{T_{ref}}\right)^{0.5} \tag{12}$$

The extraterrestrial daily irradiation  $G_{0i}$  can be calculated, in  $\text{KJ/m}^2$ , from the following expression:

$$G_{0i} = \frac{86.4}{\pi} C \cdot \left(\frac{r_0^2}{r}\right) \left(\cos \phi \cos \delta \sin \omega_s + \frac{\pi \omega_s}{180^\circ} \sin \phi \sin \delta\right) \tag{13}$$

where  $C = 1366 \text{ W/m}^2$  is the solar constant,  $r$  is the Earth-Sun distance,  $\gamma$  is the declination, and  $\omega_s$  is the hour angle at sunset.

The ratio between the daily value of  $r$  and the value  $r_0$  at equinoxes can be obtained for each day  $d$  of the year through the Duffie and Beckman approximation, i.e.:

$$\left(\frac{r}{r_0}\right)^2 \approx 1 + 0.033 \sin \left[360 \frac{284 + d}{365}\right] \tag{14}$$

In Eq. (12), there are no fundamental physical criteria to select  $T_{\max}$ ,  $T_{\min}$  or  $T_m$  as the reference temperature for the ratio  $\Delta T/T_{ref}$ . In fact, the alternative variables are correlated, so that the results derived from the three following cases have been checked: (a)  $T_{ref} = T_{\max}$ ; (b)  $T_{ref} = T_{\min}$ , and (c)  $T_{ref} = T_m$ , being  $T_m$  the monthly average of daily mean temperatures. With the error criteria defined later, the most accurate results are obtained for the case  $T_{ref} = T_{\min}$ . The experimental values of the function  $f(z/L)$  derived from this assumption are shown in Table 2 for each station.

To estimate the function  $f(z/L)$  by means of regression techniques, the following potential model was assumed:

$$f\left(\frac{z}{L}\right) = a \left(\frac{z}{L}\right)^b \tag{15}$$

The dimensionless parameters  $a$  and  $b$  were computed with the criterion of minimizing the root mean square error  $\overline{\text{RMSE}}$ , defined for a set of  $N$  stations by means of the following expressions:

$$\overline{\text{RMSE}} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \text{RMSE}_i \tag{16}$$

$$\text{RMSE}_i = \sqrt{\frac{1}{12} \sum_{j=1}^{12} \left(\frac{(G/G_0)_{ij}^* - (G/G_0)_{ij}}{(G/G_0)_{ij}}\right)^2} \tag{17}$$

where  $(G/G_0)_{ij}$  represents the monthly average value measured at the station  $i$  during the month  $j$ , and  $(G/G_0)_{ij}^*$  represents the corresponding model prediction. The procedure leads to the following equation, with acceptable correlation indexes of  $R^2 = 0.9980$  and  $\overline{\text{RMSE}} = 6.56\%$ :

$$\frac{G}{G_0} = 1.740 \left(\frac{z}{L}\right)^{0.125} \left(\frac{\Delta T}{T_{\min}}\right)^{0.5} \tag{18}$$

**6. Comparison between experimental measurements and model predictions**

Table 3 provides, for each meteorological station, comparisons between the experimental values of  $G/G_0$  and predictions based on Eq. (18) and on aforementioned models by Meteonorm, NASA, and JRC.

Fig. 1 allows relative errors to be compared for the four models, and Fig. 2 provides both RMSE and mean bias error (MBE) values for each model and station, with MBE defined by means of the following expression:

$$\text{MBE}_i = \frac{1}{12} \sum_{j=1}^{12} \left(\frac{(G/G_0)_{ij}^* - (G/G_0)_{ij}}{(G/G_0)_{ij}}\right) \tag{19}$$

It is observed that the model based on Eq. (18) predicts monthly average irradiation values with smaller RMSE than those of the rest of models for all stations analysed. In general, the new model also presents smaller MBE values.

Models by Meteonorm, NASA, and JRC are more accurate for station No. 1 than for the rest of sites, probably because it is one of the reference stations used in the NASA and JRC models. For stations No. 3, No. 7 and No. 8, these models lead to errors usually smaller than 20%, but these errors increase for the rest of stations, particularly

Table 2  
Experimental values of  $f(z/L)$  from the stations object of study.

Station No.	1	2	3	4	5	6	7	8
$z/L$ (m/Km)	13.2	8.6	60.0	20.0	5.0	7.9	6.2	1340.0
$f(z/L)$	2.492	2.230	3.131	2.396	2.167	2.262	2.154	4.174

Table 3  
Comparison between experimental values of  $G/G_0$  and different model predictions.

	Month	Measured	New model	NASA	JRC	Meteonorm		Month	Measured	New model	NASA	JRC	Meteonorm
Station No.1	1	0.411	0.393	0.411	0.412	0.398	Station No.5	1	0.291	0.317	0.415	0.405	0.402
	2	0.434	0.406	0.434	0.408	0.409		2	0.344	0.317	0.438	0.395	0.412
	3	0.462	0.427	0.469	0.478	0.466		3	0.332	0.327	0.471	0.473	0.468
	4	0.440	0.423	0.451	0.432	0.448		4	0.326	0.302	0.452	0.425	0.449
	5	0.403	0.421	0.446	0.439	0.476		5	0.313	0.282	0.446	0.429	0.477
	6	0.417	0.413	0.454	0.455	0.483		6	0.307	0.286	0.454	0.442	0.483
	7	0.401	0.410	0.473	0.458	0.486		7	0.276	0.280	0.473	0.447	0.486
	8	0.426	0.411	0.473	0.470	0.476		8	0.291	0.282	0.474	0.452	0.476
	9	0.455	0.423	0.483	0.483	0.503		9	0.284	0.289	0.485	0.465	0.505
	10	0.433	0.408	0.419	0.448	0.456		10	0.314	0.313	0.422	0.436	0.459
	11	0.409	0.392	0.394	0.418	0.418		11	0.303	0.312	0.398	0.413	0.422
	12	0.400	0.380	0.386	0.374	0.379		12	0.300	0.305	0.391	0.372	0.384
Station No.2	1	0.378	0.396	0.411	0.413	0.398	Station No.6	1	0.419	0.383	0.410	0.406	0.397
	2	0.377	0.389	0.435	0.409	0.409		2	0.420	0.390	0.434	0.408	0.408
	3	0.397	0.407	0.470	0.479	0.466		3	0.396	0.412	0.469	0.476	0.465
	4	0.398	0.396	0.451	0.434	0.448		4	0.372	0.413	0.451	0.432	0.448
	5	0.364	0.390	0.446	0.441	0.476		5	0.362	0.396	0.446	0.442	0.476
	6	0.362	0.373	0.454	0.456	0.483		6	0.363	0.380	0.454	0.459	0.483
	7	0.352	0.347	0.473	0.460	0.486		7	0.366	0.377	0.473	0.462	0.486
	8	0.358	0.374	0.473	0.471	0.476		8	0.378	0.395	0.473	0.474	0.475
	9	0.376	0.376	0.483	0.482	0.503		9	0.427	0.406	0.483	0.485	0.503
	10	0.385	0.399	0.419	0.448	0.456		10	0.402	0.398	0.419	0.449	0.456
	11	0.375	0.373	0.394	0.418	0.419		11	0.399	0.378	0.393	0.413	0.417
	12	0.383	0.379	0.387	0.376	0.379		12	0.429	0.377	0.385	0.368	0.378
Station No.3	1	0.453	0.445	0.415	0.406	0.401	Station No.7	1	0.365	0.403	0.409	0.395	0.396
	2	0.446	0.446	0.437	0.394	0.411		2	0.437	0.407	0.433	0.403	0.408
	3	0.470	0.425	0.471	0.474	0.467		3	0.440	0.434	0.469	0.470	0.465
	4	0.445	0.426	0.452	0.425	0.448		4	0.408	0.416	0.451	0.433	0.447
	5	0.423	0.388	0.446	0.432	0.477		5	0.394	0.410	0.446	0.443	0.476
	6	0.400	0.370	0.454	0.444	0.483		6	0.377	0.396	0.454	0.462	0.483
	7	0.411	0.373	0.473	0.448	0.486		7	0.379	0.389	0.473	0.465	0.486
	8	0.439	0.388	0.474	0.455	0.476		8	0.405	0.413	0.473	0.476	0.475
	9	0.492	0.396	0.484	0.465	0.504		9	0.450	0.419	0.482	0.485	0.502
	10	0.450	0.416	0.421	0.436	0.459		10	0.386	0.397	0.418	0.442	0.455
	11	0.453	0.433	0.397	0.411	0.422		11	0.381	0.398	0.392	0.403	0.417
	12	0.469	0.445	0.390	0.375	0.383		12	0.371	0.389	0.384	0.363	0.377
Station No.4	1	0.352	0.384	0.414	0.405	0.401	Station No.8	1	0.491	0.538	0.424	0.399	0.399
	2	0.335	0.395	0.437	0.394	0.411		2	0.485	0.514	0.453	0.402	0.410
	3	0.359	0.395	0.471	0.474	0.467		3	0.513	0.525	0.497	0.478	0.466
	4	0.346	0.380	0.452	0.425	0.448		4	0.508	0.532	0.487	0.437	0.448
	5	0.332	0.352	0.446	0.432	0.477		5	0.502	0.502	0.484	0.447	0.477
	6	0.332	0.340	0.454	0.444	0.483		6	0.458	0.455	0.499	0.458	0.483
	7	0.358	0.329	0.473	0.448	0.486		7	0.482	0.455	0.514	0.467	0.486
	8	0.367	0.345	0.474	0.455	0.476		8	0.499	0.475	0.511	0.472	0.476
	9	0.394	0.371	0.484	0.466	0.504		9	0.555	0.494	0.515	0.481	0.504
	10	0.367	0.385	0.421	0.436	0.458		10	0.508	0.546	0.459	0.447	0.457
	11	0.312	0.380	0.397	0.410	0.421		11	0.465	0.520	0.416	0.403	0.420
	12	0.359	0.378	0.390	0.374	0.382		12	0.486	0.531	0.400	0.374	0.381

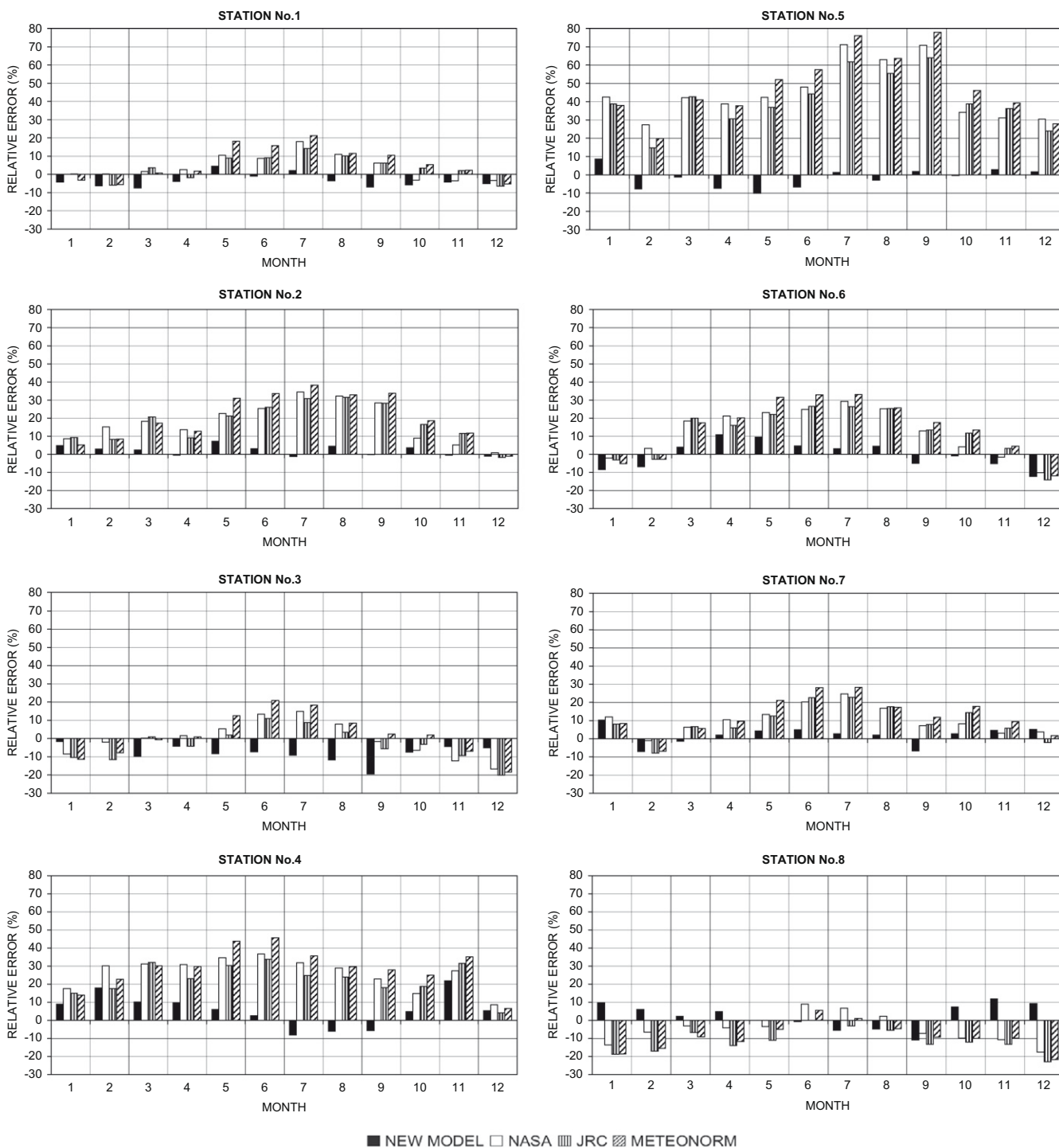


Fig. 1. Comparison between monthly relative errors for models analysed.

in summer months. Except for station No. 8, these three models predict irradiation levels that are higher, in general, than the values measured, exceeding a 50% for station No. 5 in July, August and September.

**7. Discussion**

The model of the Eq. (18) claims that for areas with small latitude variations and similar climatology, the

monthly average values of the ratio between the air temperature’s difference and a reference temperature depends on the clearness index and on the ratio between the elevation and the distance to the sea. It is an empiric formula that represents an approximation to a complex phenomenon with numerous influencing variables.

The influence of the distance to the sea  $L$  is justified by the thermal regulation effect caused by large masses of water, while  $z$  is included to consider the variation of the

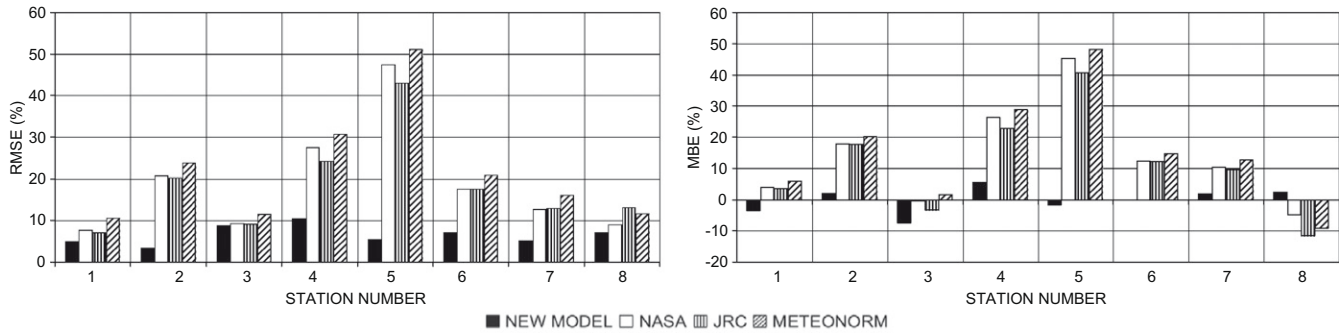


Fig. 2. Values of RMSE and MBE for models analysed.

volumetric heat capacity of the air in relation to the elevation. This influence was already implicit in the Eq. (2) introduced by Allen, because the atmospheric pressure depends on  $z$ . Moreover, the inclusion of  $z$  takes account for the amount of air mass intercepted by solar radiation through the atmosphere.

It must be noted that, for a given place,  $G_0$ ,  $L$  and  $z$  are independent variables, while  $G$ ,  $\Delta T$  and  $T_{\min}$  are dependent from the three previous ones and other implicit variables. For example, if it is assumed that the clearness index depends on only two spatial variables  $L$  and  $z$ , dimensional analysis states that it must depend on their ratio, but this does not mean that irradiation could not change between one site and another one with the same value of  $z/L$ , since they may have different  $\Delta T$  and  $T_{\min}$  values.

The level of accuracy shown in previous analyses suggests that the model validated in Asturias could be suitable in other regions. The empirical parameters  $a$  and  $b$  should depend essentially on the latitude and characteristic meteorological variables of microclimate, like air-vapour content, wind speed, precipitation, etc., so they should be adjusted through measurements in locations with small latitude variations and similar climatic typology. On the other hand, the potential form of the function  $f(z/L)$ , and even the value of 0.5 assumed for the exponent of  $\Delta T/T_{\min}$  might be questioned.

It seems that the practical utility of the model has been evidenced at local scale in Asturias, but the applicability of the model to completely different locations requires further studies. As a first step in this direction, the methodology is applied below to the four Spanish stations listed in Table 4, which have been selected because they embrace a wide region with similar climatology and latitudes, but very different from those corresponding to Asturias.

Table 4  
Meteorological stations out of Asturias.

No.	Location	Altitude (m)	Distance TO SEA (Km)	Latitude (°N)	Longitude (°W)	Period
9	CÁCERES <sup>a</sup>	405	230	39.472	6.339	1983–2008
10	BADAJOS <sup>a</sup>	175	162	38.886	7.012	1985–2005
11	CIUDAD REAL <sup>a</sup>	516	627	39.885	4.049	1983–2008
12	TOLEDO <sup>a</sup>	627	318	38.989	3.920	1983–2008

<sup>a</sup> National Agency of Meteorology.

Table 5 shows the experimental values of  $f(z/L)$  derived from Eq.(12) with the assumption  $T_{ref} = T_{\min}$ . From these values, regression analysis leads to  $f(z/L) = 2.568(z/L)^{0.106}$ , with  $R^2 = 0.9983$  and  $\overline{RMSE} = 5.79\%$ . Table 6 provides comparisons for each meteorological station between the experimental values of  $G/G_0$  and predictions based on  $G/G_0 = 2.568(z/L)^{0.106}(\Delta T/T_{\min})^{0.5}$  and on models by Meteororm, NASA, and JRC. Fig. 3 allows relative errors to be compared for the four models, and Fig. 4 provides both RMSE and MBE values for each model and station.

It is observed that the new model matches well with the experimental data for the four additional stations analysed. Moreover, the four models provide monthly average irradiation values of similar accuracy for these stations, as it occurred for the station No. 1 in Asturias, which also belongs to the Spanish National Agency of Meteorology. As it was previously explained, this evidence might be predictable if the models of NASA, JRC and Meteororm are validated for some of these stations.

In short, it seems that the new model could provide acceptable predictions at local scale for the area comprised between these four stations in the centre of Spain.

### 8. Conclusions

Previous models that correlate monthly average irradiation on horizontal surfaces with air temperature, used

Table 5  
Experimental values of  $f(z/L)$  from the stations out of Asturias.

Station No.	9	10	11	12
$z/L$ (m/Km)	1.8	1.1	2.5	1.6
$f(z/L)$	2.726	2.589	2.833	2.703

Table 6  
Comparison between experimental values of  $G/G_0$  and different model predictions, for stations out of Asturias.

Station No.9						Station No.11					
Month	Measured	New model	NASA	JRC	Meteonorm	Month	Measured	New model	NASA	JRC	Meteonorm
1	0.496	0.473	0.552	0.484	0.509	1	0.471	0.522	0.546	0.511	0.507
2	0.537	0.494	0.566	0.486	0.502	2	0.549	0.575	0.583	0.512	0.502
3	0.599	0.542	0.595	0.600	0.587	3	0.568	0.607	0.604	0.596	0.604
4	0.567	0.536	0.568	0.515	0.524	4	0.564	0.594	0.571	0.539	0.550
5	0.591	0.563	0.576	0.584	0.590	5	0.557	0.598	0.581	0.596	0.610
6	0.634	0.594	0.649	0.618	0.610	6	0.639	0.641	0.647	0.622	0.650
7	0.668	0.617	0.679	0.631	0.658	7	0.661	0.643	0.675	0.637	0.661
8	0.653	0.607	0.666	0.641	0.655	8	0.646	0.638	0.662	0.626	0.641
9	0.599	0.572	0.620	0.590	0.592	9	0.599	0.608	0.621	0.598	0.608
10	0.547	0.517	0.548	0.549	0.562	10	0.527	0.572	0.546	0.555	0.556
11	0.485	0.467	0.530	0.476	0.467	11	0.463	0.531	0.525	0.497	0.487
12	0.444	0.447	0.502	0.448	0.430	12	0.467	0.520	0.507	0.470	0.421
1	0.509	0.518	0.539	0.502	0.519	1	0.505	0.525	0.530	0.491	0.532
2	0.450	0.519	0.557	0.495	0.507	2	0.555	0.564	0.575	0.490	0.521
3	0.560	0.559	0.589	0.610	0.607	3	0.593	0.586	0.600	0.597	0.617
4	0.552	0.558	0.566	0.529	0.536	4	0.578	0.579	0.571	0.533	0.560
5	0.586	0.593	0.576	0.599	0.592	5	0.573	0.581	0.581	0.593	0.613
6	0.617	0.632	0.649	0.625	0.624	6	0.631	0.608	0.651	0.624	0.656
7	0.659	0.645	0.678	0.637	0.672	7	0.669	0.628	0.678	0.647	0.664
8	0.631	0.631	0.664	0.651	0.672	8	0.654	0.617	0.667	0.630	0.644
9	0.578	0.591	0.616	0.602	0.623	9	0.622	0.597	0.620	0.594	0.619
10	0.512	0.531	0.540	0.573	0.584	10	0.553	0.550	0.536	0.543	0.573
11	0.488	0.510	0.519	0.487	0.485	11	0.515	0.527	0.514	0.477	0.510
12	0.434	0.476	0.490	0.478	0.467	12	0.465	0.500	0.491	0.440	0.438

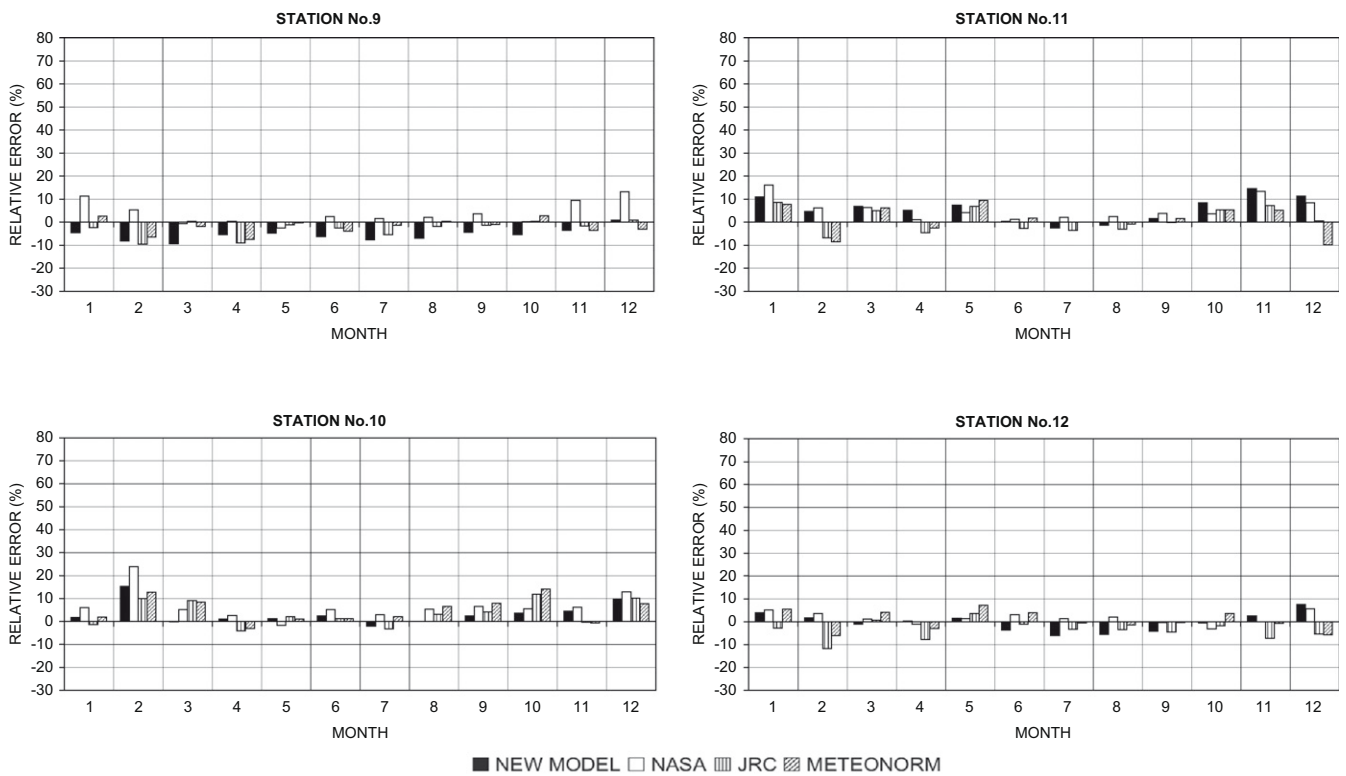


Fig. 3. Comparison between monthly relative errors for models analysed out of Asturias.

empirical parameters whose units indicate the influence of implicit physical variables.

In regions with small latitude variations, those models can be improved by making the influence of the altitude,

the distance to sea, and a reference temperature more explicit.

The Eq. (18) has been derived from long series of measurements from eight different meteorological stations

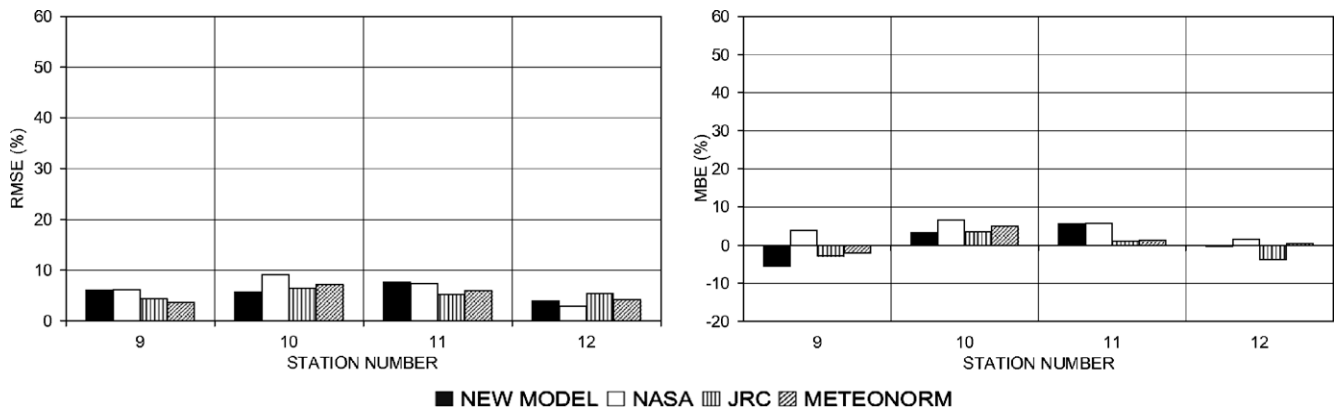


Fig. 4. Values of RMSE and MBE for models analysed out of Asturias.

located in Asturias, and dependent on official organizations. This model uses the monthly average minimum air temperature as the reference temperature, and the values  $R^2 = 0.9980$  and  $RMSE = 6.56\%$  obtained from the regression analysis indicate acceptable correlation with the experimental data.

The new model provides estimations more accurate than those obtained from Meteonorm, NASA and JRC models.

Taking into account the abundance of air temperature data, the model developed may serve as basis for the construction of solar irradiation maps in wide areas of Asturias, and may serve as well in other regions of the Spanish Cantabric coast.

Pending further studies in order to extend the applicability of the model to places with latitude and climatology different from those of Asturias, the methodology has also been applied to four other Spanish stations with acceptable accuracy.

### Acknowledgements

ARFRISOL, Ref. PS-120000-2005-1, is a scientific-technologic project qualified as Strategic by 2004-07 National Plan of Research, Development and Diffusion, co-financed by the European Regional Development Funds and the Science and Education Ministry. We must acknowledge all members of PSE-ARFRISOL partnership for their cooperation.

### References

Allen, R.G., 1995. Evaluation of Procedures for Estimating Mean Monthly Solar Radiation from Air Temperature, Technical Report, United Nations Food and Agric. Org. (FAO), Rome, Italy.

Allen, R.G., 1997. Self-calibrating method for estimating solar radiation from air temperature. *J. Hydr. Eng.* 2 (2), 56–67.

Ångström, A., 1924. Solar and terrestrial radiation. *Q. J. R. Meteorol. Soc.* 50, 121–126.

ASDC, Atmospheric Science Data Center, 2008. Available from: <<http://eosweb.larc.nasa.gov/cgi-bin/sse/grid.cgi>>.

Bristow, K.L., Campbell, G.S., 1984. On the relationship between incoming solar radiation and daily maximum and minimum temperature. *Agr. Forest Meteorol.* 31, 159–166.

Chandel, S.S., Agarwal, R.K., Pandey, A.N., 2005. New correlation to estimate global solar radiation on horizontal surfaces using sunshine hour and temperature data for indian sites. *J. Sol. Energy Eng.* 127, 417–420.

Dowdy, S., Wearden, S., 1991. *Statistics for Research*, second ed. John Wiley & Sons, New York.

ESTI, European Solar Test Installation, PVGIS Solar Irradiation Data, 2008. Available from: <<http://sunbird.jrc.it/pvgis/apps/radmonth.php>>.

Gul, M.S., Muneer, T., Kambezidis, H.D., 1998. Models for obtaining solar radiation from other meteorological data. *Sol. Energy* 64, 99–108.

Hargreaves, G.H., Samani, Z.A., 1982. Estimating potential evapotranspiration. *J. Irrig. Drain. Engrg.*, ASCE 108 (3), 225–230.

Hargreaves, G.H., 1994. Simplified Coefficients for Estimating Monthly Solar Radiation in North America and Europe, Dept. Paper, Dept. Biol. and Irrig. Engrg., Utah State University, Logan, Utah.

Hofierka, J., Suri, M., 2002. The Solar Radiation Model for Open Source GIS: Implementation and Applications. In: Proc. of the Open Source GIS-GRASS Users Conference, Trento, Italy.

Hontoria, L., Aguilera, J., Zufiria, P., 2005. An application of the multilayer perceptron: solar radiation maps in Spain. *Sol. Energy* 79, 523–530.

Kasten, F., Czelplak, G., 1979. Solar and terrestrial radiation dependent on the amount and type of cloud. *Sol. Energy* 24, 177–189.

Kimball, H.H., 1919. Variations in total and luminous solar radiation with geographical position in the United States. *Mon. Weather Rev.* 47, 769–793.

Lefèvre, M., Wald, L., Diabaté, L., 2007. Using reduced data sets ISCCP-B2 from the meteosat satellites to assess surface solar irradiance. *Sol. Energy* 81, 240–253.

López, G., Martínez, M., Rubio, M.A., Barbero, F.J., Batlles, F.J., 2000. Estimación de la Radiación Global Solar Diaria mediante un Modelo de Red Neuronal. In: Proc. IX Congreso Ibérico de Energía Solar y III Jornadas Técnicas sobre Biomasa, Córdoba, España.

Martins, F.R., Pereira, E.B., Abreu, S.L., 2007. Satellite-derived solar resource maps for Brazil under SWERA project. *Sol. Energy* 81, 517–528.

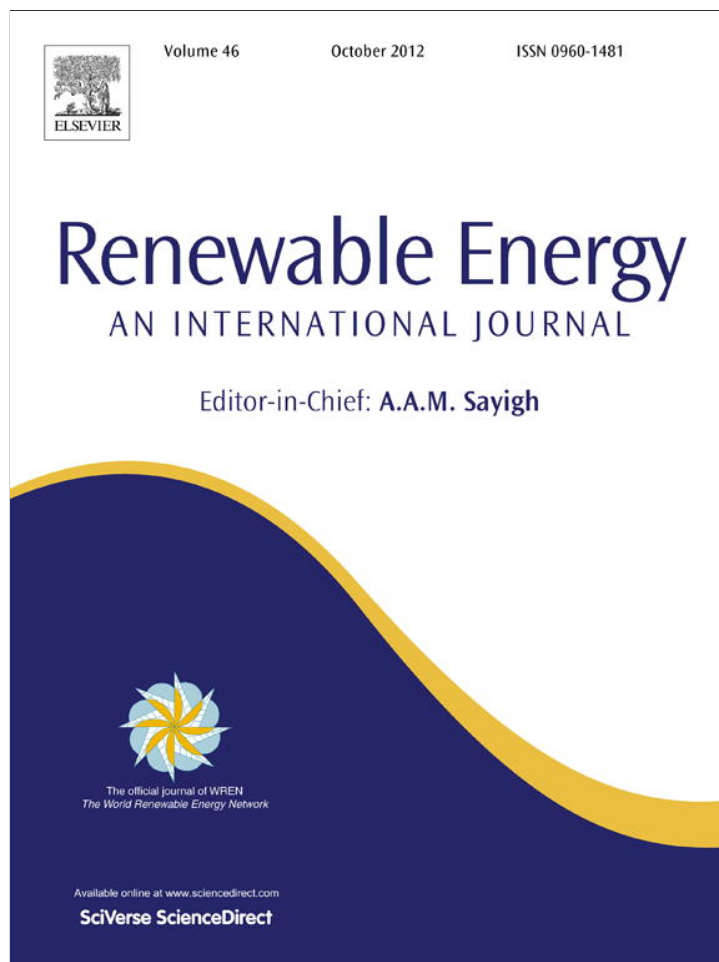
Mellit, A., Benghanem, M., Hadj Arab, A., Guessoum, A., 2005. A simplified model for generating sequences of global solar radiation data for isolated sites: using artificial neural network and a library of Markov transition matrices approach. *Sol. Energy* 79, 469–482.

Mercadé, J., Jorge, J., 2000. Medida Diaria de la Irradiancia Global con Imágenes Meteosat. In: Proc. IX Congreso Ibérico de Energía Solar y III Jornadas Técnicas sobre Biomasa, Córdoba, España.

Page, J.K., 1961. The Estimation of Monthly Means Values of Daily Total Shortwave Radiation on Vertical and Inclined Surfaces from Sunshine Records for Latitude 40° N–40° S. In: Proc. UN Conference on New Sources of Energy, paper No. 35, IS1 98, 378–390.

- Pérez, R., Ineichen, P., Moore, K., Kmiecik, M., Chain, C., George, R., Vignola, F., 2002. A new operational model for satellite-derived irradiances: description and validation. *Sol. Energy* 73, 307–317.
- Polo, J., Zarzalejo, L.F., Ramírez, L., Espinar, B., 2006. Iterative filtering of ground data for qualifying statistical models for solar irradiance estimation from satellite data. *Sol. Energy* 80, 240–247.
- Prescott, J.A., 1940. Evaporation from a water surface in relation to solar radiation. *Trans. R. Soc. S. Austr.* 64, 114–118.
- Remund, J., Kunz, S., 2003. METEONORM Version 5.0 for Personal Computer under Windows 95/98, NT, 2000 and XP, METEOTEST, Fabrikstrasse 14, CH-3012 Bern, Switzerland.
- Richardson, C.W., 1985. Weather simulation for crop management models. *Trans. ASAE* 28 (5), 1602–1606.
- Wald, L., Lefèvre, M., 2001. Interpolation schemes – Profile method (a process based distance for interpolation schemes), Internal document, SoDa Deliverable D5-1-1.
- Zelenka, A., Czeplak, G., D’Agostino, V., Weine, J., Maxwell, E., Perez, R., Noia, M., Ratto, C., Festa, R., 1992. Techniques for Supplementing Solar Radiation Network Data, IEA Report No. IEA-SHCP-9D-1.

Provided for non-commercial research and education use.  
Not for reproduction, distribution or commercial use.



This article appeared in a journal published by Elsevier. The attached copy is furnished to the author for internal non-commercial research and education use, including for instruction at the authors institution and sharing with colleagues.

Other uses, including reproduction and distribution, or selling or licensing copies, or posting to personal, institutional or third party websites are prohibited.

In most cases authors are permitted to post their version of the article (e.g. in Word or Tex form) to their personal website or institutional repository. Authors requiring further information regarding Elsevier's archiving and manuscript policies are encouraged to visit:

<http://www.elsevier.com/copyright>

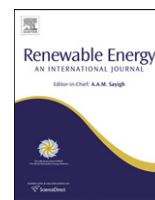






Contents lists available at SciVerse ScienceDirect

## Renewable Energy

journal homepage: [www.elsevier.com/locate/renene](http://www.elsevier.com/locate/renene)

## A non-tubular Stirling engine heater for a micro solar power unit

D. García, J.I. Prieto\*

Department of Physics, University of Oviedo, Ave. Calvo Sotelo s/n, E-33007 Oviedo, Spain

## ARTICLE INFO

## Article history:

Received 9 August 2011

Accepted 19 March 2012

Available online 12 April 2012

## Keywords:

Stirling engine heater

Dimensional analysis

Similarity

Pressure drop

Heat transfer

## ABSTRACT

This paper presents a non-tubular heat exchanger for use in a Stirling solar engine micro co-generation unit that is being developed by the University of Oviedo and the technological research centre Tekniker Foundation. The engine has been designed using scaling criteria, which imply a case of relaxed dynamic similarity, that is to say, without preserving the equality among all of the prototype's and the derivative's dimensionless groups. The geometrical characteristics of the heater are described and the variables that can influence the pressure drop and heat transfer in the heater are identified. The correlations for the friction factor and Stanton number have been measured under steady flow conditions to analyse the feasibility of the experimental heater. The Reynolds analogy is not fulfilled, and the compressibility effects are negligible. The comparison between the correlation predictions for the non-tubular heater and slotted or tubular heaters of well-known prototypes shows possible applications for heaters that reach high Reynolds numbers and that encounter practical problems associated with the use of bundles of tubes.

© 2012 Elsevier Ltd. All rights reserved.

## 1. Introduction

Several countries are currently investigating distributed power generation systems fed by renewable energy to alleviate the saturation of supply networks in developed areas, as well as to provide an alternative for the electrification of rural districts in developing countries [1].

Dish-Stirling systems are currently a commercial reality [2], with the highest efficiency in solar conversion at power levels that are interesting for distributed power generation [3].

The engines in these systems have been adapted from prototypes originally designed for other applications. The heaters in those engines are variations of tubular heater heads located at the focal plane of a paraboloid solar concentrator.

The University of Oviedo and the technological research centre Tekniker Foundation, from Eibar, Spain, are engaged in a joint venture to develop a Stirling solar engine micro co-generation unit. The engine is currently being tested and is expected to serve low power applications, for which Stirling systems can be competitive [4].

The prototype has been designed to use two possible types of heaters, one of which has non-tubular geometry. The present paper focuses on the geometrical and physical features of a non-tubular Stirling engine heater, which could be interesting from both the design and performance viewpoints.

## 2. Characteristics of usual Stirling engine heaters

Philips' research has remarkably influenced the evolution of Stirling engine heater design. Since the fifties, the usual approach has consisted in slotted or tubular heaters supplied by combustion heating systems. Those tubes encountered problems related to their design, manufacturing and maintenance, such as the lack of thermal distribution uniformity, the risks of corrosion and overheating, the cost of special high temperature and high pressure resistant alloys, the combustion products fouling, etc. The tubes were usually joined to the cylinders by brazing either in hydrogen or vacuum atmosphere because of their inaccessibility for welding. A typical example is the helical heater-tube cage of the 4-215 engine tested in the Ford Torino around 1975. The tubes were made of Multimet with AISI-310 fins arranged on the outside branches. Around 1976, Meijer asserted that the complexity of the heater tubes made of exotic materials must be reduced to make them price-competitive [5].

However, substituting or modifying a typical tubular heater must preserve the flow symmetry as much as possible without penalising the dead volume or other parameters that influence the working fluid friction and heat transfer. The case of the SOLO V160 alpha-type co-generation engine is an example of an adaptation to solar applications. Since the nineties, SOLO has developed improved units with various heaters consisting of tubes brazed to tower manifolds. These heaters have accumulated thousands of operation hours with direct solar reception in Dish-Stirling units

\* Corresponding author.

E-mail address: [jprieto@uniovi.es](mailto:jprieto@uniovi.es) (J.I. Prieto).

Nomenclature	
$A_{wxe}$	wetted area of heater, m <sup>2</sup>
$A_{xxe}$	cross-sectional area of heater, m <sup>2</sup>
$c_p$	specific heat of gas at constant pressure, J/(kg K)
$c_v$	specific heat of gas at constant volume, J/(kg K)
$c_w$	specific heat of wall material, J/(kg K)
$C_f$	instantaneous friction factor = $N_{eu}(R_{he}/L_e)$
$h$	convective heat transfer coefficient, W/(m <sup>2</sup> K)
$k$	thermal conductivity of the gas, W/(m K)
$L_e$	characteristic heater length, m
$\dot{m}$	mass flow rate, kg/s
$n_s$	engine frequency, rev/s
$N_{eu}$	instantaneous Euler number = $\Delta p / (\frac{1}{2}\rho\bar{u}^2) = 2(\Delta p/p)N_{ma}^{-2}$
$N_{fo}$	instantaneous, spatially-averaged Fourier number = $\alpha_w/\bar{u}R_{he} = \alpha_w/R_{he}\sqrt{RT_{ref}} \cdot 1/N_{ma}$
$N_{ma}$	instantaneous, spatially-averaged, isothermal Mach number = $\bar{u}/\sqrt{RT_{ref}} = \dot{m}\sqrt{RT_{ref}}/pA_{xxe}$
$N_{MA}$	characteristic Mach number = $n_s V_{sw}^{1/3}/\sqrt{RT_C}$
$N_p$	characteristic pressure number = $N_{SG}N_{MA}$
$N_{pr}$	Prandtl number = $\mu c_p/k$
$N_{re}$	instantaneous, spatially-averaged Reynolds number = $4\rho\bar{u}R_{he}/\mu = 4\dot{m}R_{he}/\mu A_{xxe}$
$N_{sg}$	instantaneous, spatially-averaged Stirling number = $N_{ma}^2/N_{re}$
$N_{SG}$	characteristic Stirling number = $p_m/\mu n_s$
$N_{st}$	instantaneous, spatially-averaged Stanton number = $h/\rho\bar{u}c_p = hA_{xxe}/\dot{m}c_p$
$N_{TCR}$	instantaneous thermal capacity ratio = $\rho_w c_w/\rho c_p = \rho_w c_w T_{ref}/p \cdot (\gamma - 1)/\gamma$
$p$	pressure, Pa
$p_m$	mean pressure, Pa
$P_B$	brake power, W
$P_{ind}$	indicated power, W
$R$	specific gas constant, J/(kg K)
$r_{he}$	local hydraulic radius of heater, m
$R_{he}$	characteristic hydraulic radius of heater, m = $4V_{dxe}/A_{wxe}$
$t$	time, s
$T, T_g$	gas temperature, K
$T_w$	wall temperature, K
$u$	gas velocity, m/s
$\bar{u}$	mean gas velocity, m/s
$V_{de}$	dead volume of expansion space, m <sup>3</sup>
$V_{dxe}$	dead volume of heater, m <sup>3</sup>
$V$	cylinder volume, m <sup>3</sup>
$V_{sw}$	swept volume, m <sup>3</sup>
$W_0$	quasi-static work per cycle, J
$x$	longitudinal coordinate along the heater length, m
$\alpha_{xxe}$	cross-sectional area ratio = $A_{xxe}/V_{sw}^{2/3}$
$\alpha_w$	thermal diffusivity of wall material, m <sup>2</sup> /s
$\alpha_{wxe}$	wetted area ratio = $A_{wxe}/V_{sw}^{2/3}$
$\beta$	drag coefficient in Forchheimer's law, m <sup>-1</sup>
$\lambda_1, \dots, \lambda_k$	dimensionless geometrical parameters, including those characteristic of the drive mechanism
$\Phi$	coefficient of indicated power losses
$\gamma$	adiabatic coefficient
$\kappa$	swept volume ratio = $V_C/V_E$
$\kappa$	permeability coefficient in Forchheimer's law, m <sup>2</sup>
$\lambda_{he}$	hydraulic radius ratio = $r_{he}/V_{sw}^{1/3}$
$\mu$	viscosity, Pa s
$\mu_{de}$	dimensionless dead volume of expansion space = $V_{de}/V_{sw}$
$\mu_{dxe}$	dimensionless dead volume of heater = $V_{dxe}/V_{sw}$
$\Psi$	coefficient of indicated power losses
$\rho$	density of gas, kg/m <sup>3</sup>
$\rho_w$	density of wall material, kg/m <sup>3</sup>
$\tau$	temperature ratio = $T_C/T_E$
$\zeta_{ind}$	dimensionless indicated power = $P_{ind}/(p_m V_{sw} n_s)$
$\zeta_0$	quasi-static dimensionless work per cycle = $W_0/(p_m V_{sw})$
<b>Subscripts</b>	
$c, C$	compression space
$e, E$	expansion space

[6]. However, tower manifolds penalise dead volume and flow symmetry, which suggests that other approaches might increase both the reliability and the high efficiency of the SOLO units.

The flow symmetry is more adequate in the heater cage designed by Mahkamov et al. [7] for a 3 kW Stirling engine, which combines natural gas and solar energy in remote sites of Central Asia. The combustion chamber provides a cavity that surrounds the heater and has an input window at its top for the concentrated solar irradiation. The heater cage consists of two collectors and two sets of semi-circular rings made from stainless steel tubes. A different approach uses a direct solar heater-tube receiver placed at the bottom of a cylindrical cavity in the multi-cylinder United Stirling 4-95 engine, which holds the solar-electric efficiency world record [8].

To reduce the geometrical limitations when adapting heater-tube cages to solar conversion, heat-pipe receivers have been suggested as intermediate heat transfer systems. The STM4-120 prototype adapted by Stirling Thermal Motors is an example technology that allocates a solar dish heat-pipe receiver in multi-cylinder engines at high power ranges. At a low power range, the NALSEM 500 unit, originally conceived to provide solar power for space stations, uses an interface of sodium heat pipes to uniformly transfer heat from a cylindrical solar cavity receiver to the heater

head [9]. However, intermediate heat transfer systems have disadvantages for both the system's efficiency and costs, particularly for low power, terrestrial applications.

Additionally, despite the fact that the most efficient solar Stirling engines have been developed by Philips licensed companies, the design methods, comprehensive specifications and test results related to their prototypes have not been published. Independent authors, like Tew et al. [10], Tsuchiya et al. [11], Rice and Hennes [12], Lee et al. [13], and Organ et al. [14], have studied the gas dynamics and heat transfer of tubular or slotted Stirling heaters, but there are no current friction factors or Stanton or Nusselt number correlations that are corroborated enough for not-fully-developed, bidirectional flow with a variable mass rate.

The publications related to other geometries may be considered exceptional and incomplete. For example, Isshiki et al. [15] showed experimental results for an engine with a tubeless heater, but the heater performance characteristics were not reported.

In short, the Stirling engine heaters designed for solar applications usually have tubular arrangements whose development level does not seem definitive; meanwhile, innovations are hindered by the lack of knowledge about the performance of new geometrical concepts.

### 3. Geometrical description of the experimental heater

Similarity criteria previously published have been applied to the preliminary design of the Stirling engine developed by the University of Oviedo and the Tekniker Foundation [16–21]. The engine was scaled from the Philips M102C beta prototype [22], using air as the working fluid and a 'bell'-crank mechanism. The mean pressure and engine speed were assumed to have more influence on the engine's cost than the swept volume. Thus, a length scale factor of 1.6 was assumed, which should lead to a more powerful, slower and less pressurised engine using the same working fluid [23,24]. Table 1 shows the main characteristics and operating points for both the prototype and the derivative, assuming strict dynamic similarity, that is to say, the equality between all the dimensionless groups of the prototype and the derivative.

Scaling-based design methods provide criteria to adapt an engine for an application different from its original one. However, heater innovation is difficult without using out-to-scale geometrical parameters. Thus, the concept of 'relaxed dynamic similarity', introduced by Organ [16,17], should be taken into account. This concept produces an interesting derivative despite not maintaining the equality between all of the dimensionless groups of the prototype and the derivative. The practical rules for applying this procedure have been published [24]. For example, a model might be interesting with a heater whose hydraulic radius-to-length ratio is higher than the prototype value, which means the lack of geometric similarity, provided that the approximate equality among the rest of dimensionless groups, leads to an acceptable power.

The strict similarity was only maintained for the cylinder diameters, the piston strokes, and the geometrical characteristics of the slotted cooler, as well as for the wire diameter, porosity, free flow area and length of the regenerator because the compactness and low speed operation may justify the target of an alpha-type derivative with the Ross yoke mechanism. The combination of these design criteria led to an out-to-scale swept volume of  $V_{sw} = 341.82$  cc, which implies a case of relaxed similarity. Thus, the validity of the scaling procedure can only be accepted if the lack of strict similarity in several components does not lead to characteristic dimensionless parameters that would be unfavourable for the derivative operation.

Fig. 1 shows a schematic section of the experimental engine. The buffer space is enclosed at the bottom by a casing, which has been removed in the figure to show the drive mechanism and the electrical generator. The heater was manufactured using die-sinking electrical discharge machining (EDM) to form the required shape in the flat disc of stainless steel (shown at the top level of the figure) with a three-dimensional electrode of graphite.

The heater geometry consists of a flat surface intended to receive direct solar irradiation from a conventional optical concentrator, for example, a parabolic dish or a Fresnel lens-based system, that will then transmit it to the bases of almost one thousand 10-mm long and 2-mm diameter rods, around which the working gas circulates. The rods are arranged in a staggered manner with a uniform diagonal pitch on an oval area perpendicular to the cylinder axes, with ends

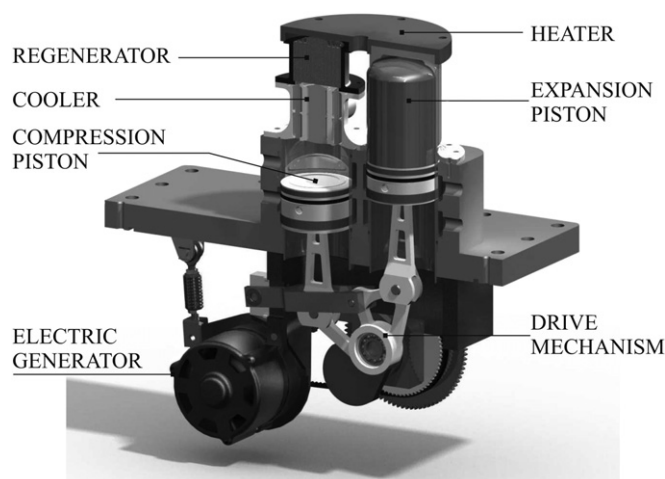


Fig. 1. A picture of the experimental engine.

that are connected to the hot cylinder and the regenerator casing, as shown in Figs. 2 and 3.

Table 2 allows the geometrical characteristics of the experimental heater to be compared with those of the prototype heater and the ones of a derivative designed under strict similarity conditions. The geometry of the experimental heater requires a particular definition for the heater length  $L_e$ , which has been defined as the distance between longitudinal axes of the cylinders. Thus,  $L_e$  is a specimen of 'equivalent' length that must be taken into account to accurately interpret the meaning of the cross-sectional area  $A_{xxe}$  and those of the non-dimensional ratios  $R_{he}/L_e$  and  $\alpha_{xxe}$ .

Dynamic similarity requires that the Stirling engine heater prototype and its derivative have the same values of a set of dimensionless parameters, namely, three independent values related to geometry (for example,  $\mu_{dxe}$ ,  $\alpha_{wx}$  and  $\lambda_{he}$ ) and those related to the working fluid and operating conditions ( $\tau$ ,  $\gamma$ ,  $N_p$  and  $N_{MA}$ ).

The distinction between the scope of Thermodynamics and other physical theories related to Gas Dynamics and Heat Transfer [25] is important when dimensional analysis techniques are applied. Such a distinction refers to the selection of both the dimensional basis and the physical quantities that influence the problem. The thermodynamic similarity is influenced by the temperature, mean pressure and volume parameters; therefore, the quasi-static dimensionless work per cycle may be expressed as follows [19,24]:

$$\zeta_0 = f(\tau, \kappa, \lambda_1, \dots, \lambda_k, \mu_{dce}, \mu_{de}, \mu_{dr}, \mu_{dc}, \mu_{dcc})$$

To take into account the features related to Gas Dynamics and Heat Transfer, i.e., the friction factor and Stanton or Nusselt numbers, the rest of the geometrical parameters, physical properties of both the working fluid and the regenerator material, and operating engine speed, must be added to the list of influencing quantities, which allows the following expression to be obtained for the dimensionless indicated power [19,24]:

$$\zeta_{ind} = f(\tau, \kappa, \lambda_1, \dots, \lambda_k, \mu_{dce}, \mu_{de}, \mu_{dr}, \mu_{dc}, \mu_{dcc}, \alpha_{xe}, \alpha_{xr}, \alpha_{xc}, \lambda_{hr}, \lambda_{hc}, \gamma, N_\alpha, N_{TCR}, N_p, N_{MA})$$

Prieto et al. [20] have proposed the following approach that explicitly states the influence of the engine speed on the dimensionless indicated power of kinematic Stirling engines:

**Table 1**  
The main design parameters of the prototype and the derivative under strict similarity conditions.

	$T_E$ (°C)	$T_C$ (°C)	$V_E$ (cm <sup>3</sup> )	$V_{sw}$ (cm <sup>3</sup> )	$p_m$ (MPa)	$n_s$ (rpm)	$P_{ind}$ (W)	$P_B$ (W)
M102C	600	60	59.4	64.2	1.103	~1860	~375	~163
Derivative	600	60	243.3	262.8	0.69	~1160	~600	~260

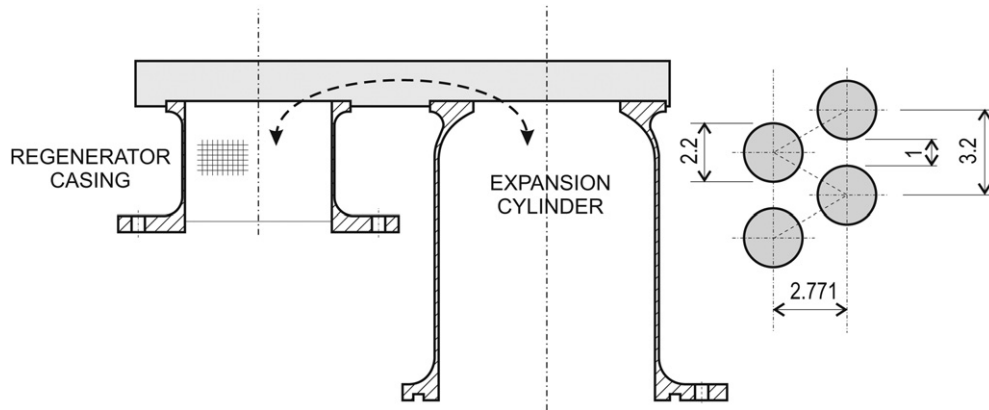


Fig. 2. A conceptual sketch of the new heater.

$$\zeta_{ind} = \zeta_0 - \Phi N_{MA} - \Psi N_{MA}^2 \quad (1)$$

Thus, in this equation,  $\zeta_0$  is a thermodynamic concept that represents the theoretical prediction, assuming an ideal cycle without any losses caused by leakage, thermal or mechanical irreversibilities, while the factors  $\Phi$  and  $\Psi$  of indicated power losses characterise irreversibilities inherent to working gas friction and heat transfer.

The new heater's dead volume is more than twice the value of the strictly similar heater based on thermodynamic similarity. This disadvantage has been compensated for by reducing the dead volume in both transition spaces adjacent to the expansion cylinder and the regenerator. Therefore, the value  $\zeta_0 \approx 0.302$  was computed by quasi-static simulation for the relaxed derivative, which is slightly higher than the value  $\zeta_0 \approx 0.294$  obtained for the prototype, with a different engine configuration and drive mechanism.

Table 2 shows that the experimental heater ratio  $R_{he}/L_e$  is more favourable with regards to the pressure losses caused by the working gas friction, at 41% higher than the strict derivative value. Conversely, the heat exchanging capability of the experimental heater might be compromised because its wetted area ratio  $\alpha_{wxe}$  is 19% lower than the strict derivative's value. This handicap is caused by the high swept volume derived from the new engine configuration and drive mechanism, despite the fact that the wetted surface is almost identical for both cases.

Thus, the geometrical design of the engine seems adequate based on the quasi-static performance; however, before accepting the feasibility of the new heater, additional analyses are required to evaluate the influence of non-geometrical variables on indicated power losses.

#### 4. Friction and heat transfer characteristics of the experimental heater

Assuming a one-dimensional model, the local instantaneous pressure drop through an elemental length of the experimental heater can be expressed as a function of: the pressure itself, the geometrical parameters, the fluid physical properties and the fluid velocity. To define the geometry for the purposes of this paper, the complete set of geometrical data related to the heater oval shape, diameter, length and rod arrangement, as well as other minor geometrical details, may be approximately substituted by the local hydraulic radius. The density and the gas viscosity are included in the list of variables to take into account in calculating the inertia or form drag and the viscous effects, respectively. The pressure is included to consider compressibility effects that may be present at high velocities. Thus, the following functional relationship can be applied:

$$\frac{\delta p}{\delta x} = f(p, r_{he}, \rho, \mu, u) \quad (2)$$

The integration of this function along the heater length leads to the instantaneous pressure drop at the heater  $\Delta p$ . The process allows the gas flow to be characterised using an instantaneous, spatially-averaged velocity defined as  $\bar{u} = \dot{m}/(\rho A_{xhe})$ . Moreover, the list of influential parameters is completed with the gas temperatures at both the entry and exit sections,  $T_{g0}$  and  $T_{gL}$ , as well as with the wall temperature, which usually is assumed to be uniform, to consider the spatial variations of gas properties. Alternatively,  $T_{g0}$  and  $T_{gL}$  can be replaced by the gas temperature difference  $\Delta T_g$  and the mean gas temperature  $\bar{T}_g$ . Therefore, it can be written:

$$\Delta p = f(p, R_{he}, \rho, \mu, \bar{u}, L_e, \Delta T_g, \bar{T}_g, T_w) \quad (3)$$

The application of Buckingham's theorem to the last expression (3) leads to the following functional relationship with six dimensionless groups, in which  $R_{he}$ ,  $\rho$ ,  $\bar{u}$  and  $T_w$  have been used as reference quantities:

$$\frac{\Delta p}{\frac{1}{2}\rho\bar{u}^2} = F\left(\frac{\mu}{\rho\bar{u}R_{he}}, \frac{p}{\frac{1}{2}\rho\bar{u}^2}, \frac{L_e}{R_{he}}, \frac{\Delta T_g}{T_w}, \frac{\bar{T}_g}{T_w}\right)$$

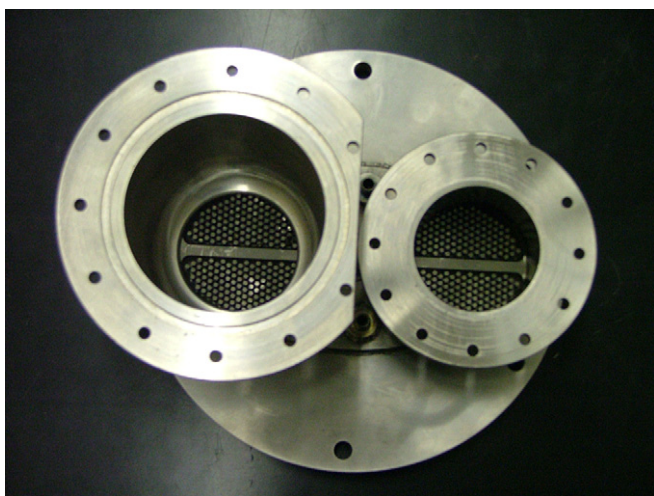


Fig. 3. The rods of the experimental heater at the ends of the hot cylinder and the regenerator casing.

**Table 2**

A comparison among the geometrical characteristic parameters for the prototype heater, the strictly similar derivative and the experimental heater.

	$V_{dxe}$ (cm <sup>3</sup> )	$V_{de}$ (cm <sup>3</sup> )	$A_{wxex}$ (cm <sup>2</sup> )	$R_{he}$ (mm)	$L_e$ (mm)	$A_{xxe}$ (cm <sup>2</sup> )	$\mu_{dxe}$ (-)	$\mu_{de}$ (-)	$\alpha_{wxex}$ (-)	$\lambda_{he}$ (-)	$\alpha_{xxe}$ (-)	$R_{he}/L_e$ (-)
M102C	5.67	16.77	331.38	0.171	37.25	1.52	0.088	0.261	20.679	0.0043	0.0949	0.0046
Strict derivative	23.22	68.69	848.17	0.274	59.60	3.89	0.088	0.261	20.679	0.0043	0.0949	0.0046
Relaxed derivative	57.00	76.85	817.00	0.698	108.00	5.28	0.167	0.225	16.712	0.0100	0.1080	0.0065

The ideal gas model allows the pressure to be substituted by the product  $\rho RT_{ref}$ , where  $T_{ref}$  denotes the reference temperature at which the fluid properties are computed. Therefore, the pressure drop factor, sometimes called the Euler number, is a function of the Reynolds number, the Mach number, and the geometrical and temperature ratios:

$$N_{eu} = F\left(N_{re}, N_{ma}, \frac{L_e}{R_{he}}, \frac{\Delta T_g}{T_w}, \frac{\bar{T}_g}{T_w}\right) \quad (4)$$

The advantages of using the Stirling number to characterise the Stirling engine phenomena have been evidenced previously [21,26,27], but it is convenient to maintain the more common expression  $N_{re} = N_{ma}/N_{sg}$  in the last functional relationship to facilitate comparisons.

A merely algebraic substitution allows the Eq. (4) to be modified to introduce the fractional pressure drop as follows:

$$\frac{\Delta p}{p} = N_{ma}^2 \cdot F\left(N_{re}, N_{ma}, \frac{L_e}{R_{he}}, \frac{\Delta T_g}{T_w}, \frac{\bar{T}_g}{T_w}\right) \quad (5)$$

An analogous procedure can be applied to analyse the instantaneous convective heat transfer coefficient, which then requires that the list of independent variables of the Eq. (3) be completed with the addition of characteristic parameters of the gas thermal performance, namely, its specific heat capacities. Moreover, if the heat conduction in the heater rods is considered to influence the behaviour, the volumetric, specific heat capacity and the thermal diffusivity of the wall material must also be taken into account. The pressure is not explicitly included here because the product  $RT_{ref}$  is determined by the gas temperatures and the specific heat capacities. Thus, the following expression can be written:

$$h = f(R_{he}, \rho, \mu, \bar{u}, k, c_p, c_v, L_e, \Delta T_g, \bar{T}_g, T_w, \rho_w c_w, \alpha_w) \quad (6)$$

Applying Buckingham's theorem to the last expression leads to the following functional relationship that involves ten dimensionless groups, in which  $R_{he}$ ,  $\rho$ ,  $\bar{u}$  and  $c_p$  have been used as reference quantities:

$$\frac{h}{\rho \bar{u} c_p} = F\left(\frac{\mu}{\rho \bar{u} R_{he}}, \frac{L_e}{R_{he}}, \frac{k}{\rho \bar{u} c_p R_{he}}, \frac{c_v}{c_p}, \frac{c_p \Delta T_g}{\bar{u}^2}, \frac{c_p \bar{T}_g}{\bar{u}^2}, \frac{c_p T_w}{\bar{u}^2}, \frac{\rho_w c_w}{\rho c_p}, \frac{\alpha_w}{\bar{u} R_{he}}\right)$$

Taking into account that  $c_p/R = \gamma/(\gamma - 1)$  and manipulating the equation to obtain more meaningful dimensionless groups, this equation can then be written as follows:

$$N_{st} = F\left(N_{re}, \frac{L_e}{R_{he}}, N_{pr}, \gamma, \frac{\Delta T_g}{T_w}, \frac{\bar{T}_g}{T_w}, N_{ma}^{-2}, \frac{\bar{T}_g}{T_w}, N_{TCR}, N_{f_0}\right)$$

Thus, for  $T_{ref} = \bar{T}_g$ , the previous equation is finally reduced to:

$$N_{st} = F\left(N_{re}, N_{pr}, N_{ma}, \gamma, \frac{L_e}{R_{he}}, \frac{\Delta T_g}{T_w}, \frac{\bar{T}_g}{T_w}, \frac{\rho_w c_w \Delta T_g}{p}, \frac{\alpha_w}{R_{he} \sqrt{R \Delta T_g}}\right) \quad (7)$$

Eqs. (4), (5) and (7) are the basis of the experimental analysis described below. To correctly interpret the results, it must be noted that these equations can be applied to a variety of physical

phenomena whose understanding depends on how the same dimensionless numbers are interrelated.

For example, assuming isothermal conditions, Eqs. (4) and (5) reduce to the following well-known expressions that apply for the steady, fully-developed, laminar flow of incompressible, Newtonian fluids through smooth, straight ducts:

$$N_{eu} = \frac{16}{N_{re}} \cdot \frac{L_e}{R_{he}} \leftrightarrow \frac{\Delta p}{p} = N_{ma}^2 \cdot \frac{8}{N_{re}} \cdot \frac{L_e}{R_{he}} \leftrightarrow C_f = \frac{16}{N_{re}}$$

However, it can be noted that the introduction of Euler, Reynolds and Mach numbers in this problem is arbitrary because inertia, form drag and compressibility effects have not been considered. In other words, density and pressure are not influencing properties based on Hagen-Poiseuille's law:

$$-\frac{\delta p}{\delta x} = \frac{2\mu \bar{u}}{r_{he}^2} \approx \text{constant} \leftrightarrow \Delta p = \frac{2\mu \bar{u}}{R_{he}^2} L_e$$

The revision of the analysis after removing  $\rho$  and  $p$  from the list of variables shows that, in this case, only one dimensionless group is linked to the length-to-hydraulic radius ratio. That dimensionless group may be interpreted as a version of the Stirling number, which is the product of several of the abovementioned groups that, therefore, cannot vary independently:

$$\begin{aligned} \frac{\Delta p R_{he}}{\mu \bar{u}} &= 2 \frac{L_e}{R_{he}} \leftrightarrow N_{eu} \cdot N_{re} = 16 \frac{L_e}{R_{he}} \leftrightarrow \frac{\Delta p}{p} \cdot N_{re} \cdot N_{ma}^{-2} \\ &= 8 \frac{L_e}{R_{he}} \end{aligned}$$

Eqs. (4) and (5) can also be reduced to expressions that apply for cases where the density is needed for modelling. For example, Forchheimer's law takes into account the pressure drop not only caused by viscosity but also by the acceleration and deceleration effects of the fluid as it travels through the tortuous flow path of the porous media:

$$-\frac{\delta p}{\delta x} = \mu \frac{u}{\kappa} + \beta \rho u^2 \leftrightarrow \frac{(-\delta p/\delta x)/\beta}{\rho u^2} = \frac{\mu}{\rho u \kappa \beta} + 1$$

The spatial integration of this law allows expressions to be obtained where the Reynolds number is independent either from the Euler number, the product between the fractional pressure drop and the inverse square of the Mach number, or from the friction factor, that is to say:

$$\begin{aligned} N_{eu} &= \left(\frac{a}{N_{re}} + b\right) \frac{L_e}{R_{he}} \leftrightarrow \frac{\Delta p}{p} \\ &= \frac{1}{2} N_{ma}^2 \left(\frac{a}{N_{re}} + b\right) \frac{L_e}{R_{he}} \leftrightarrow C_f = \frac{a}{N_{re}} + b \end{aligned}$$

In short, both Hagen-Poiseuille's and Forchheimer's laws are models of incompressible flows in which  $\Delta p/p$  is an explicit function of the squared Mach number and  $C_f$  does not depend on  $N_{ma}$ .

However, Eqs. (4) and (5) also agree with the experimental measurements carried out by Su [28] for steady, compressible flow through stacked screens, as well as with the analyses for Stirling regenerators introduced by Organ [16,17,27]. This author recommends

that the experimental correlations for regenerators be presented using  $N_{ma}$  as a parameter because it is influential at values as low as  $N_{ma} \approx 0.1$ . Although the compressibility effects are not probable at moderate velocities, Organ's recommendation will be followed in the present paper to show how those effects can be evaluated through the different functional influences of  $N_{ma}$ , as seen for the aforementioned models of incompressible flows. Therefore, the independence of both  $C_f$  and  $N_{st}$  on  $N_{ma}$ , as well as the dependence of  $\Delta p/p$  on  $N_{ma}^2$ , are expected in the non-tubular heater tests.

#### 4.1. Experimental test rig

The application of friction factor and Stanton or Nusselt number steady flow correlations for Stirling engine heat exchangers is open to discussion because the Stirling engine operation implies not fully-developed, bidirectional flow with a variable mass rate.

For example, Gedeon and Wood [29] pointed out that there is no essential difference between stationary and oscillating flow under the conditions used to test a few regenerators. Conversely, Isshiki et al. [30] concluded that friction factors for oscillatory flow are larger than those in steady flow. In the same way, Ibrahim et al. [31] studied the pressure drop through complex geometries under oscillatory flow conditions and found that the experimental results for oscillatory flow were 1.2–1.3 times the predicted values for the steady operation.

Regardless, the consensus is that steady flow tests may be meaningful to characterise Stirling engine heat exchangers. Therefore, an experimental test rig was constructed (see scheme in Fig. 4) to obtain the correlations for the experimental heater based on the steady flow adaptations of Eq. (4) or (5) and (7).

The compressed air used in the tests was pre-processed at the supply network for moisture prevention and filtering. An additional filter was also arranged at the entry of the mass flow meter, which allows the mass flow to be controlled in the range from 0 to 19 kg/h, with variations of 0.02 kg/h.

The absolute air pressure was measured at the heater entry using a transducer controlled in the range of 1–6 bar through two valves, the first one placed at the connection to the compressed air network and the other one, at the heater exit. The pressure drop across the heater was measured using a water column differential manometer that was also controlled by those valves in the range of 0–1200 Pa. The full-scale accuracy is  $\pm 0.25\%$  for the pressure transducer, and  $\pm 0.5\%$  for the pressure drop gauge.

The air temperature was calculated at both the entry and exit heater sections and the average value of four measurements was obtained by type K thermocouples (200  $\mu\text{m}$  wire diameter). The wall temperature was measured as close as possible to the bases of

the heater rods and to the heater centre using other similar thermocouples inserted in a hole. An additional thermocouple provided the feedback signal for the electrical resistance controller used for heating. The thermocouples used were manufactured under the IEC 584-2 (1982) Standard, which implies an accuracy of  $\pm 1.6^\circ\text{C}$  for the temperature range measured.

#### 4.2. Experimental results

The experiments were carried out at heater wall temperatures of  $100^\circ\text{C}$ ,  $200^\circ\text{C}$ ,  $300^\circ\text{C}$  and  $400^\circ\text{C}$ . The gas pressure and mass flow rate were regulated to obtain series of constant  $N_{ma}$  from 0.0010 to 0.0180, which implies values of  $N_{re}$  between 60 and 1400. The temperature ratios oscillated between 0.045 and 0.325 for  $\Delta T_g/T_w$  and between 0.725 and 0.950 for  $\bar{T}_g/T_w$ . Due to variations in the gas properties,  $N_{pr}$  varied in the range from 0.745 to 0.765.

Fig. 5 shows the fractional pressure drop values obtained for 183 experimental points measured in the abovementioned ranges. The following correlation is a particular case of the Eq. (5) for the experimental heater value of  $R_{he}/L_e = 0.0065$  and adjusts to the measurements with an  $R$ -squared value of 0.9985 and an RMSE of 7.81%:

$$\frac{\Delta p}{p} = 174.058 N_{ma}^{2.079} N_{re}^{-0.238} \left(\frac{\bar{T}_g}{T_w}\right)^{-0.941} \left(\frac{\Delta T_g}{T_w}\right)^{-0.033} \quad (8)$$

Fig. 5 must be interpreted by first noting that data with the same  $N_{ma}$  symbol, in general, have different values of temperature ratios. Moreover, the lines of constant  $N_{ma}$  were calculated from Eq. (8) for the mean values of the temperature ratios, that is to say, for  $\bar{T}_g/T_w = 0.86$  and  $\Delta T_g/T_w = 0.200$ , to provide some graphical idea of the dispersion caused by these ratios.

Conversely, the experimental  $N_{ma}$  exponent obtained, which was close to 2, and the inspection of Eq. (5), seem to confirm that the compressibility effects are negligible. Additionally, the near-zero exponent of  $\Delta T_g/T_w$  reflects its limited influence on the fractional pressure drop. Thus, taking these pieces of evidence together suggests using the following friction factor correlation, which is simpler than Eq. (8) and has sufficient accuracy in practise because it adjusts to the experimental data with an  $R$ -squared value of 0.9990 and an RMSE of 9.02%:

$$C_f = 0.904 N_{re}^{-0.145} \left(\frac{\bar{T}_g}{T_w}\right)^{-0.991} \quad (9)$$

Fig. 6 shows the experimental data and prediction lines of the constant  $\bar{T}_g/T_w$  deduced from this equation.

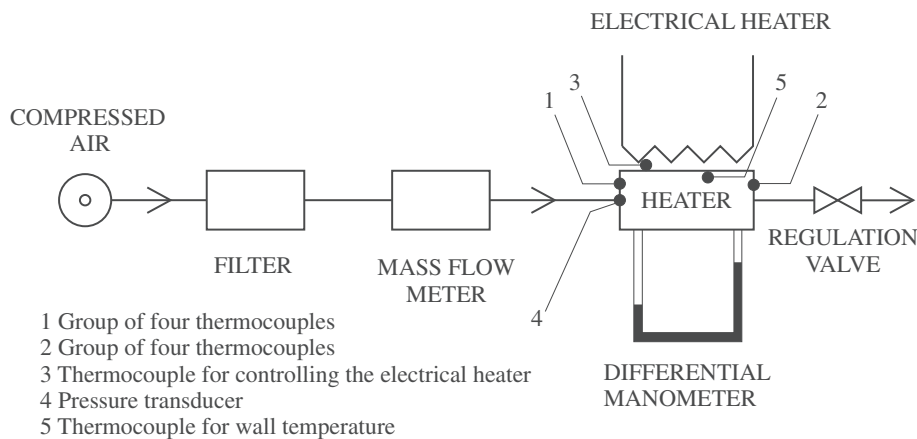


Fig. 4. The schematic of the experimental test rig.

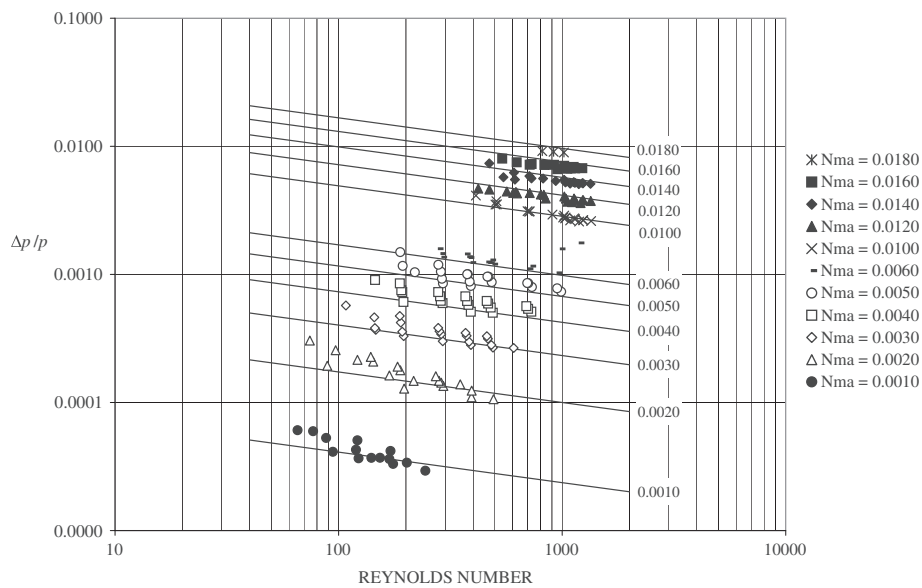


Fig. 5. The fractional pressure drop data obtained from experimental tests.

Figs. 7 and 8 show the Stanton number values obtained for the 183 experimental heat transfer points measured in the above-mentioned ranges. The following correlation is a particular case of Eq. (7) for the experimental heater value of  $R_{he}/L_e = 0.0065$  and adjusts to the measurements with an  $R$ -squared value of 0.9958 and an RMSE of 7.47%:

$$N_{st} = 0.0176 N_{re}^{0.091} N_{ma}^{-0.027} N_{pr}^{1.870} \left( \frac{\Delta T_g}{T_w} \right)^{0.856} \left( \frac{\bar{T}_g}{T_w} \right)^{4.940} \quad (10)$$

The steady flow conditions justify the assumption that the influences of the transient heat conduction variables, that is to say  $N_{TCR}$  and  $N_{fo}$ , were not noticeable.

Fig. 7 shows the lines of constant Mach number deduced from the correlation for the constant values  $\bar{T}_g/T_w = 0.86$ ,  $\Delta T_g/T_w = 0.200$  and  $N_{pr} = 0.75$ . Fig. 8 shows the lines of constant  $\Delta T_g/T_w$  deduced from the correlation for the constant values of  $N_{pr} = 0.75$ ,  $N_{MA} = 0.0075$  and  $\bar{T}_g/T_w = 0.86$ . In this situation,  $N_{st}$  increases

slightly with  $N_{re}$ , while  $N_{ma}$  has little influence, and the dispersion of the results is caused mainly by the temperature ratios  $\Delta T_g/T_w$  and  $\bar{T}_g/T_w$ .

Therefore, as seen in the fractional pressure drop, the compressibility effects associated with the Mach number influence seem negligible, which suggests using the following simpler correlation that adjusts to the experimental data with an  $R$ -squared value of 0.9955 and an RMSE of 7.57%:

$$N_{st} = 0.023 N_{re}^{0.066} N_{pr}^{1.750} \left( \frac{\Delta T_g}{T_w} \right)^{0.856} \left( \frac{\bar{T}_g}{T_w} \right)^{4.975} \quad (11)$$

Additionally, unlike in tubular geometries, in this situation, the Reynolds analogy is not fulfilled.

Conversely, the comparisons with classical correlations show the considerable influence of the temperature ratios in Eqs. (9) and (11). Pending a qualitative explanation that might be derived from further research, these tests have conclusively shown the need to

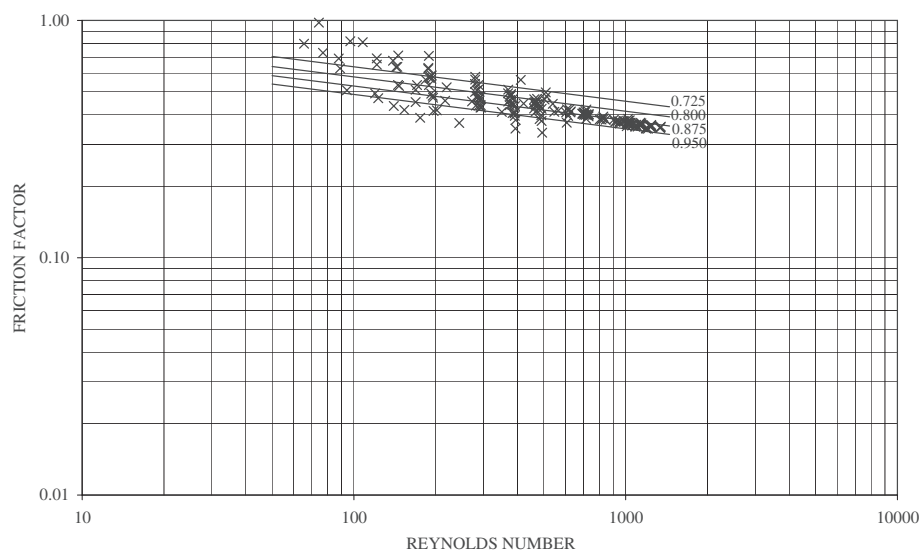


Fig. 6. The comparison between the experimental friction factor and the prediction lines for a constant  $\bar{T}_g/T_w$  deduced from Eq. (9).



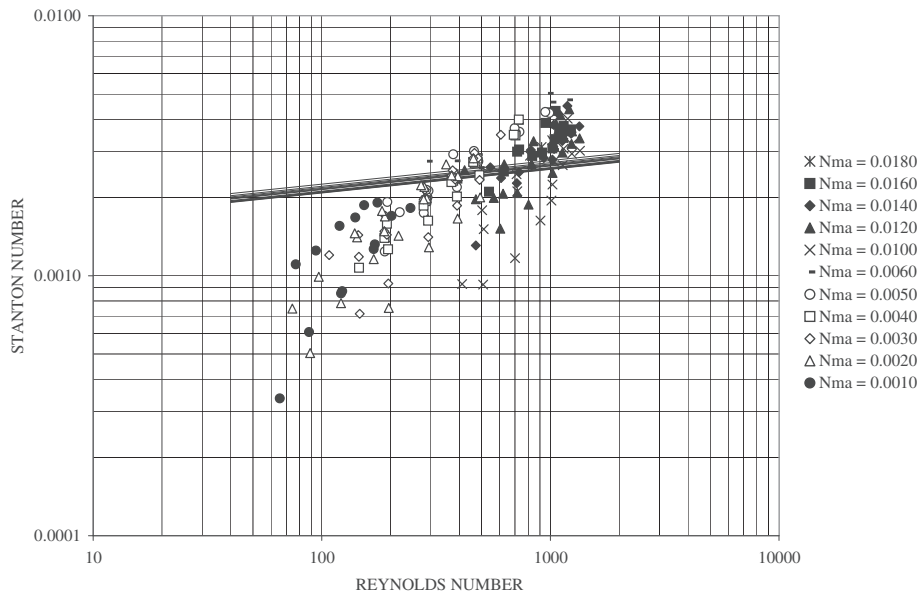


Fig. 7. The comparison between the experimental Stanton number and the lines of constant Mach number deduced from Eq. (10) for constant values of  $N_{pr} = 0.75$ ,  $\bar{T}_g/T_w = 0.86$  and  $\Delta T_g/T_w = 0.200$ .

include the temperature ratios as correlation parameters to obtain accurate results, and the decrease in accuracy if the exponents of those ratios are diminished. Fig. 9 shows that calculations based on the Eq. (11) fit most experimental data within to  $\pm 10\%$  of the dashed lines, while, for example, the following equation adjusts to the measurements with an R-squared value of 0.9818 and an RMSE of 17.5%, with most experimental data within  $\pm 25\%$ :

$$N_{st} = 0.00086 N_{re}^{0.391} N_{pr}^{1.5} \left(\frac{\Delta T_g}{T_w}\right)^{0.5} \left(\frac{\bar{T}_g}{T_w}\right)^{0.5} \quad (12)$$

### 5. Discussion

A complete analysis of the predictions of Eqs. (9) and (11) from the viewpoint of the engine operation is outside of the scope of this paper. However, Table 3 provides some approximate idea by

comparing these predictions with the friction factor and the Stanton number values of benchmark prototypes.

Turbulent flow is usually present in Stirling engine heaters [32], and the Reynolds number reaches its maximum values of around 5100 in the M102C engine heater at the operating point assumed for scaling (Table 1), and around 9400 in the heater of the relaxed derivative, due to its out-to-scale, higher swept volume. The rest of the  $N_{re,max}$  values in Table 3 have been estimated from the works of Seume and Simon [32] and Fano [33]. The correlation assumed to calculate the friction factor for slotted or tubular heaters has been recently used by Organ [34] to evaluate the available work lost due to pumping losses in Stirling engine heat exchangers, namely  $C_f = 0.462 N_{re}^{-0.2}$ . The classical correlation by Dittus and Boelter was used for the Stanton number, namely  $N_{st} = 0.023 N_{re}^{-0.2} N_{pr}^{-0.667}$ .

The comparisons show that the friction factor values are higher for the experimental heater than for the tubular heaters in other

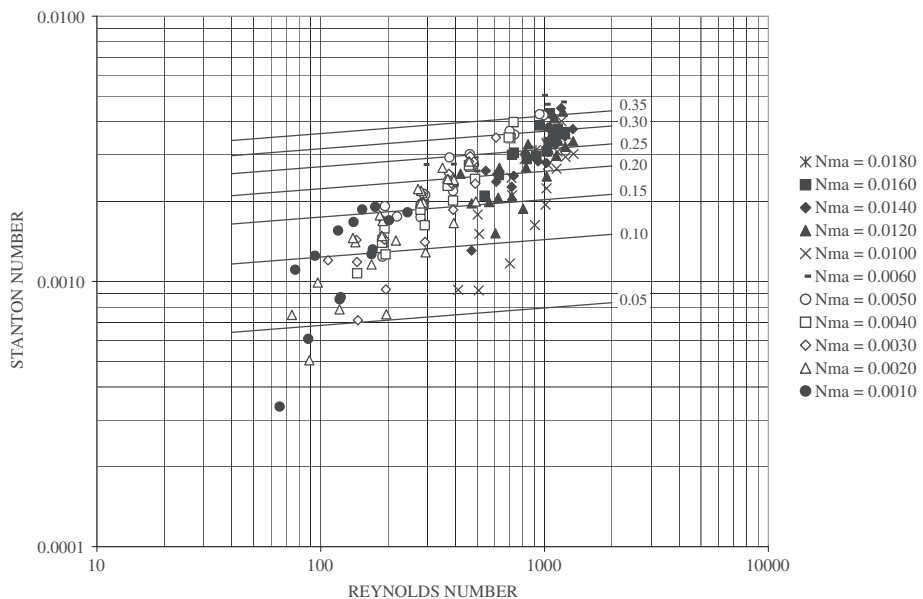


Fig. 8. The comparison between the experimental Stanton number and the lines of constant  $\Delta T_g/T_w$  deduced from Eq. (10) for constant values of  $N_{MA} = 0.0075$ ,  $N_{pr} = 0.75$  and  $\bar{T}_g/T_w = 0.86$ .

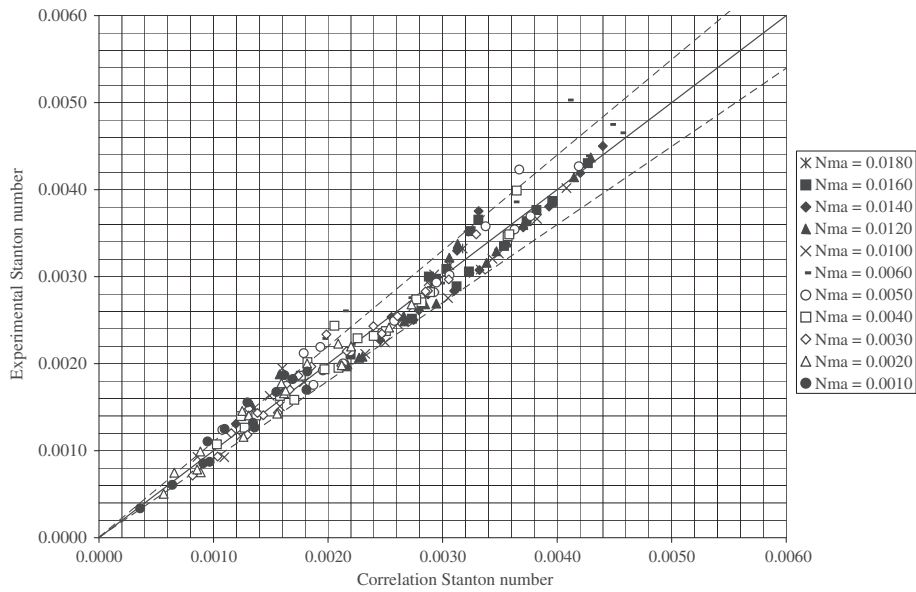


Fig. 9. The comparison between the experimental Stanton number and the correlation estimations based on Eq. (11).

Table 3

A comparison between the friction factors and Stanton numbers for heaters of benchmark engines.

Prototype	$N_{re,max}$	Friction factor, $C_f$	Stanton number, $N_{st}$
4-215	~200,000	0.04	0.002
P-40	~100,000	0.05	0.003
GPU-3	~10,000	0.07	0.004
M102C	~5100	0.08	0.005
Relaxed derivative	~9400	0.28	0.003

engines, which probably cancels out the aforementioned advantage of having a favourable  $R_{he}/L_e$  ratio. Conversely, the Stanton number estimations provided by Eq. (11) seem more acceptable, and it seems interesting to note that correlations with lower exponents of temperature ratios, like Eq. (12), would lead to higher  $N_{st}$  values.

In short, from the standpoint of both pressure loss and heat transfer, it seems that a heater with the type of geometry proposed cannot overcome the characteristics of a tubular model. However, it cannot be excluded that an optimised non-tubular heater could be interesting for applications where high Reynolds numbers are reached in the heater and there are practical problems associated with the use of bundles of tubes, given that the available work lost due to heat transfer irreversibilities in tubular heat exchangers usually overwhelms the pumping loss by an order of magnitude [34].

Perhaps the most advisable alternative to optimise the experimental heater geometry is to validate a 3D-CFD model through experimental results, like those provided by this paper. The CFD technique is finding increasing application to the modelling of both Stirling engine components [35,36] as the global engine performance [37]. Such a model could be the basis for analysing the range of performance for which the non-tubular geometry is appealing, taking into account the reciprocating character of the gas flow in the actual engine operation.

## 6. Conclusions

A micro co-generation solar unit has been designed by scaling the Philips M102C beta prototype, assuming a case of relaxed similarity.

The dead volume obtained in the non-tubular approach considered for the derivative heater is more than twice the value of the dead volume in the strictly similar heater. This disadvantage has been compensated for by the reduction of dead volume in the adjacent spaces, which resulted in a computed value  $\zeta_0 \approx 0.302$  for the relaxed derivative, which is slightly higher than the value for the prototype, despite the different engine configuration and drive mechanisms.

The experimental heater ratio  $R_{he}/L_e$  is 41% higher than the strictly similar value, but the dimensionless characteristic parameter of heat exchange  $\alpha_{wxe}$  is 19% lower for the relaxed approach, despite the fact that the wetted surface is almost identical in both cases.

The variables needed to characterise the friction and heat transfer performance of the experimental heater have been identified, appropriate functional relationships have been derived by means of dimensional analysis, and experimental data have been obtained in steady flow conditions.

The  $N_{ma}$  exponent, which is close to 2 in the fractional pressure drop correlation, seems to confirm that the compressibility effects are negligible. Additionally, the near-zero exponent of  $\Delta T_g/T_w$  reflects its limited influence on the fractional pressure drop.

The following friction factor correlation adjusts to the experimental data with an  $R$ -squared value of 0.9990 and an RMSE of 9.02%:

$$C_f = 0.904 N_{re}^{-0.145} \left( \frac{\bar{T}_g}{T_w} \right)^{-0.991} \quad (13)$$

The compressibility effects associated with the Mach number's influence seem also to be negligible in the Stanton number measurements, which suggests using the following correlation that adjusts to the experimental data with an  $R$ -squared value of 0.9955 and an RMSE of 7.57%:

$$N_{st} = 0.023 N_{re}^{0.066} N_{pr}^{1.750} \left( \frac{\Delta T_g}{T_w} \right)^{0.856} \left( \frac{\bar{T}_g}{T_w} \right)^{4.975} \quad (14)$$

The Reynolds analogy is not fulfilled by the experimental heater, and the friction factor values predicted by the Eq. (13) are higher than those estimated for the tubular heaters of benchmark engines,

which probably cancels out the aforementioned advantage of a favourable  $R_{hel}/L_e$  ratio. Conversely, the Stanton number estimations seem more favourable.

An optimised non-tubular heater may still be interesting for applications where high Reynolds numbers are reached in the heater and there are practical problems associated with the use of bundles of tubes. An advisable alternative to optimise the experimental heater geometry would be the construction of a 3D-CFD model, validated with abovementioned experimental data.

## References

- [1] Sreeraj ES, Chatterjee K, Bandyopadhyay S. Design of isolated renewable hybrid power systems. *Solar Energy* 2010;84:1124–36.
- [2] Mancini T, Heller P, Butler B, Osborn B, Schiel W, Goldberg V, et al. Dish-Stirling systems: an overview of development and status. *J Solar Energy Eng* 2003;125:135–51.
- [3] Cockroft J, Kelly N. A comparative assessment of future heat and power sources for the UK domestic sector. *Energy Convers Manag* 2006;47:2349–60.
- [4] Frangopoulos coord CA. EDUCOGEN: the European educational tool on cogeneration. 2nd ed.; December, 2001.
- [5] Hargreaves CM. *The Philips Stirling engine*. Amsterdam: Elsevier; 1991.
- [6] Baumüller A, Lundholm G, Lundsöm L, Schiel W. Development history of the V160 and SOLO Stirling 161 engines. In: Proc. 9th International Stirling Engine Conference, Pílanesburg, 1999, p. 23–32.
- [7] Mahkamov K, Trukhov VS, Lejebokov A, Tursunbaev IA, Orunov B, Korobkov A, et al. Development of Stirling engines for energetic units. In: Proc. 9th International Stirling Engine Conference, Pílanesburg, 1999, p. 1–7.
- [8] SES, 2008, <http://www.stirlingenergy.com/pdf/2008-02-12.pdf>.
- [9] Hoshino T, Naito H, Fujihara T, Eguchi K. NAL research program on space solar power technology-NALSEM500 Stirling alternator and solar receiver. In: Proc. 9th International Stirling Engine Conference, Pílanesburg, 1999, p. 233–238.
- [10] Tew RC, Thieme LG, Dudenhofer JE. Recent Stirling engine loss-understanding results. NASA Technical memorandum 103122; 1990.
- [11] Tsuchiya K, Ucjida R, Makino H. Pressure drop in heat exchanger element under periodic flow condition. In: Proc. 6th International Stirling Engine Conference, Eindhoven, 1993, p. 297–302.
- [12] Rice G, Hennes G. Stirling engine heat exchangers. In: Proc. 6th International Stirling Engine Conference, Eindhoven, 1993, p. 483–488.
- [13] Lee GT, Kang BH, Lee J. Oscillating flow and heat transfer in a Stirling cycle machine. In: Proc. 7th International Stirling Conference on Stirling Cycle Machines, Tokyo, 1995, p. 93–98.
- [14] Organ AJ, Jones JN, Gether K. Characterization of Stirling engine pumping losses. In: Proc. 1st International Stirling Forum, Osnabrück, 1998, p. 59–66.
- [15] Isshiki S, Sato H, Konno S, Shiraishi H, Isshiki N, Fujii I. The experimental study of atmospheric Stirling engines using pin-fin arrays heat exchangers. In: Proc. 13th International Stirling Engine Conference, Tokyo, 2007, p. 12–17.
- [16] Organ AJ. *Thermodynamics and gas dynamics of the Stirling cycle machine*. Cambridge University Press; 1992.
- [17] Organ AJ. *The regenerator and the Stirling engine*. London: Mechanical Engineering Publications; 1997.
- [18] Prieto JI. Discussion on intimate thermodynamic design of the Stirling engine gas circuit without the computer. *Proc Instn Mech Eng (Part C): J Mech Eng Sci* 1992;206:219–20.
- [19] Prieto JI, Fano J, Díaz R, González MA. Application of discriminated dimensional analysis to the kinematic Stirling engine. *Proc Instn Mech Eng (Part C): J Mech Eng Sci* 1994;208:347–53.
- [20] Prieto JI, González MA, González C, Fano J. A new equation representing the performance of kinematic Stirling engines. *Proc Instn Mech Eng (Part C): J Mech Eng Sci* 2000;214:449–64.
- [21] Prieto JI, Stefanovskiy AB. Dimensional analysis of leakage and mechanical power losses of kinematic Stirling engines. *Proc Instn Mech Eng (Part C): J Mech Eng Sci* 2003;217:917–34.
- [22] Ward GL. Performance characteristics of the Stirling engine, M.Sc. thesis, Univ. of Bath, United Kingdom, 1972. In: G. Walker, *Stirling Engines*, Clarendon Press, Oxford, 1980.
- [23] Prieto JI, González MA, González C, Fano J. Notes on the scaling process of Stirling machines. In: Proc. 7th International Stirling Conference on Stirling Cycle Machines, Tokyo, 1995, p. 259–264.
- [24] Prieto JI, Fano J, González C, González MA, Díaz R. Preliminary design of the kinematic Stirling engine using dynamic similarity and quasi-static simulation. *Proc Instn Mech Eng (Part C): J Mech Eng Sci* 1997;211:229–38.
- [25] Mills AF. *Transferencia de calor*. USA: Irwin; 1995, p. 3.
- [26] Prieto JI. Discussion on analysis of the working process and mechanical losses in a Stirling engine for a solar power unit. *J Solar Energy Eng (Trans ASME)* 2000;122:207–8.
- [27] Organ AJ. *The air engine, Stirling cycle power for a sustainable future*. Cambridge: Woodhead Publishing Limited; 2007.
- [28] Su C-C. An enquiry into the mechanism of pressure drop in the regenerator of the Stirling cycle machine, PhD Diss., Cambridge University, 1986.
- [29] Gedeon D, Wood JG. Oscillating-flow regenerator test rig: hardware and theory with derived correlations for screens and felts. NASA Contractor Report 198442; 1996.
- [30] Isshiki S, Takasaki Y, Ushiyama I, Isshiki N. An experimental study on flow resistance of regenerator wire meshes in oscillatory flow. In: Proc. 32nd Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, Honolulu, 1997, p. 1027–1032.
- [31] Ibrahim MB, Wang M, Gedeon D. Experimental investigation of oscillatory flow pressure and pressure drop through complex geometries. In: Proc. 2nd International Energy Conversion Engineering Conference, AIAA 2004-5560, Rhode Island, 2004.
- [32] Seume JR, Simon TW. Oscillating flow in Stirling engine heat exchangers. *Proc. 1986 IECEC, Am Chem Soc*; 1986:533–8.
- [33] Fano J. *Aplicación de la Teoría de Semejanza a los motores de ciclo Stirling*, Doctoral thesis, Univ. Oviedo, 1998. (in Spanish).
- [34] Organ AJ. Less steam, more traction (Part I and II), In: Proc. International Stirling Forum, Osnabrück, 2008.
- [35] Zhang Z, Ibrahim M. Development of CFD model for Stirling engine and its components. In: Proc. 2nd International Energy Conversion Engineering Conference, AIAA 2004-5674, Rhode Island, 2004.
- [36] Wilson SD, Dyson RW, Tew RC. Multi-D CFD modelling of a free-piston Stirling convertor at NASA GRC. In: Proc. 2nd International Energy Conversion Engineering Conference, AIAA 2004-5673, Rhode Island, 2004.
- [37] Mahkamov K. An axisymmetric computational fluid dynamics approach to the analysis of the working process of a solar Stirling unit. *J Solar Energy Eng (Trans ASME)* 2006;128:45–53.

Manuscript Number:

Title: CHARACTERIZATION OF THE POWER AND EFFICIENCY OF STIRLING ENGINE SUBSYSTEMS

Article Type: Original Paper

Keywords: Stirling engine, performance characterization, V160 engine, V161 engine, similarity models

Corresponding Author: Dr Jesús-Ignacio Prieto,

Corresponding Author's Institution: University of Oviedo

First Author: David García

Order of Authors: David García; Miguel-Ángel González; Jesús-Ignacio Prieto; Saioa Herrero; Susana López; Iván Mesonero; Cristóbal Villasante

**Abstract:** The development of systems based on Stirling machines is limited by the lack of data about the performance of the various subsystems that are located between the input and output power sections. The measurement of some of the variables used to characterise these internal subsystems presents difficulties, particularly in the working gas circuit and the drive mechanism, which causes experimental reports to rarely be comprehensive enough for analysing the whole performance of the machine. In this article, we review experimental data from a V160 engine developed for cogeneration to evaluate the general validity; we also investigate one of the most successful prototypes used in dish-Stirling systems, the V161 engine, for which a seemingly small mechanical efficiency value has been recently predicted. The procedure described in this article allows the possible margin of improvement to be evaluated for each subsystem. The procedure is based on similarity models, which have been previously developed through experimental data from very different prototypes. Thermodynamic models for the gas circuit are also considered. Deduced characteristic curves show that both prototypes have an advanced degree of development as evidenced by relatively high efficiencies for each subsystem. The analyses are examples that demonstrate the qualities of dimensionless numbers in representing physical phenomena with maximum generality and physical meaning.

- We review experimental data from a V160 engine developed for cogeneration.
- We also investigate the V161 solar engine.
- The possible margin of improvement is evaluated for each subsystem.
- The procedure is based on similarity models and thermodynamic models.
- The procedure may be of general interest for other prototypes.

# CHARACTERIZATION OF THE POWER AND EFFICIENCY OF STIRLING ENGINE SUBSYSTEMS

D. García<sup>a</sup>, M. A. González<sup>a</sup>, J. I. Prieto<sup>a,\*</sup>, S. Herrero<sup>b</sup>, S. López<sup>b</sup>, I. Mesonero<sup>b</sup> and C. Villasante<sup>b</sup>

<sup>a</sup> University of Oviedo, Spain

<sup>b</sup> IK4-TEKNIKER, Spain

## ABSTRACT

The development of systems based on Stirling machines is limited by the lack of data about the performance of the various subsystems that are located between the input and output power sections. The measurement of some of the variables used to characterise these internal subsystems presents difficulties, particularly in the working gas circuit and the drive mechanism, which causes experimental reports to rarely be comprehensive enough for analysing the whole performance of the machine. In this article, we review experimental data from a V160 engine developed for cogeneration to evaluate the general validity; we also investigate one of the most successful prototypes used in dish-Stirling systems, the V161 engine, for which a seemingly small mechanical efficiency value has been recently predicted. The procedure described in this article allows the possible margin of improvement to be evaluated for each subsystem. The procedure is based on similarity models, which have been previously developed through experimental data from very different prototypes. Thermodynamic models for the gas circuit are also considered. Deduced characteristic curves show that both prototypes have an advanced degree of development as evidenced by relatively high efficiencies for each subsystem. The analyses are examples that demonstrate the qualities of dimensionless numbers in representing physical phenomena with maximum generality and physical meaning.

## Keywords

Stirling engine, performance characterization, V160 engine, V161 engine, similarity models.

## Highlights

- We review experimental data from a V160 engine developed for cogeneration.
- We also investigate the V161 solar engine.
- The possible margin of improvement is evaluated for each subsystem.
- The procedure is based on similarity models and thermodynamic models.
- The procedure may be of general interest for other prototypes.

## 1 Notation

2	$A_{wxC}$	Cooler wetted surface (m <sup>2</sup> )
3	$A_{wxE}$	Heater wetted surface (m <sup>2</sup> )
4	$A_{wxR}$	Regenerator wetted surface (m <sup>2</sup> )
5	$G_w$	Water flow at secondary cooling circuit (m <sup>3</sup> /s)
6	$k_L$	Heat loss factor of control volume
7	$L_C$	Cooler tube length (m)
8	$L_E$	Heater tube length (m)
9	$L_R$	Regenerator length (m)
10	$N_{MA}$	Characteristic Mach number = $n_s V_{sw}^{1/3} / \sqrt{RT_{wC}}$
11	$N_p$	Characteristic pressure number = $N_{SG} N_{MA} = p_m V_{sw}^{1/3} / (\mu \sqrt{RT_{wC}})$
12	$N_{SG}$	Characteristic Stirling number = $p_m / (\mu n_s)$
13	$n_s$	Rotational frequency (rev/s)
14	$P_B$	Brake power (W)
15	$P_e$	Electrical power output (W)
16	$P_{in}$	Fuel equivalent thermal power input (W)
17	$P_{ind}$	Indicated power (W)
18	$P_{mec}$	Mechanical power losses (W)
19	$P_t$	Thermal power output at primary cooling circuit (W)
20	$P_{ut}$	Useful thermal power output at secondary cooling circuit (W)
21	$p_m$	Working gas mean pressure (Pa)
22	$\dot{Q}_E$	Heat power input to heater (W)
23	$r_{hC}$	Cooler hydraulic radius (m)
24	$r_{hE}$	Heater hydraulic radius (m)
25	$r_{hR}$	Regenerator hydraulic radius (m)
26	$T_a$	Environmental air temperature (K)
27	$T_C$	Cooling fluid temperature at cooler outflow (K)
28	$T_{cw}$	Cold water inlet temperature at secondary cooling circuit (K)
29	$T_E$	Maximum working gas temperature at heater head (K)
30	$T_{hw}$	Hot water outlet temperature at secondary cooling circuit (K)
31	$T_{wC}$	Wall temperature at cooler (K)
32	$T_{wE}$	Wall temperature at heater (K)
33	$V_{dxC}$	Cooler dead volume (m <sup>3</sup> )
34	$V_{dxE}$	Heater dead volume (m <sup>3</sup> )
35	$V_{dR}$	Regenerator dead volume (m <sup>3</sup> )
36	$V_{sw}$	Swept volume = $V_{max} - V_{min}$ (m <sup>3</sup> )
37	$\eta_{alt}$	Alternator efficiency = $P_e / P_B$
38	$\eta_B$	Brake efficiency = $P_B / \dot{Q}_E$

1	$\eta_{comb}$	Combustion subsystem efficiency = $\dot{Q}_E / P_{in}$
2	$\eta_e$	Total electrical efficiency = $P_e / P_{in}$
3	$\eta_e^*$	Electrical efficiency based on the heat power input to heater = $P_e / \dot{Q}_E$
4	$\eta_{ind}$	Indicated efficiency = $P_{ind} / \dot{Q}_E$
5	$\eta_{mec}$	Mechanical efficiency = $P_B / P_{ind}$
6	$\eta_t$	Thermal efficiency at primary cooling circuit = $P_t / P_{in}$
7	$\eta_{ut}$	Thermal efficiency at secondary cooling circuit = $P_{ut} / P_{in}$
8	$\Phi$	Dimensionless coefficient of linear losses of indicated power
9	$\mu_{dx}$	Dimensionless dead volume of space $x = V_{dx} / V_{sw}$
10	$\Psi_V$	Regenerator volumetric porosity
11	$\Psi$	Dimensionless coefficient of quadratic losses of indicated power
12	$\tau$	Temperature ratio = $T_{wC} / T_{wE}$
13	$\zeta_{ind}$	Dimensionless indicated power = $P_{ind} / (p_m V_{sw} n_s)$
14	$\zeta_{mec}$	Dimensionless mechanical power losses = $P_{mec} / (p_m V_{sw} n_s)$
15	$\zeta_0$	Dimensionless quasi-static indicated work per cycle

## 16 Subscripts

17 max Corresponding to the operating point of maximum indicated power

18

## 19 1. Introduction

20 Features of the Stirling engine that are of greater interest for current applications are most likely the  
 21 ability to adapt to various energy sources and to provide not only mechanical or electrical energy  
 22 but also deliver thermal energy to its cold sink with low levels of noise and chemical pollution.

23 Systems based on Stirling engines contain various subsystems connected between the input and  
 24 output power sections. Power is supplied by a heat exchanger adapted to the characteristics of the  
 25 energy source. The useful power is frequently obtained by an electrical generator driven by the  
 26 engine mechanism and, in cogeneration applications, through a heat exchanger powered by the  
 27 engine's cold source.

28 To characterise each subsystem, a number of variables must be measured, preferably by direct  
 29 measurement under real operating conditions. However, the measurement of some variables  
 30 presents difficulties, particularly in the working gas circuit and the drive mechanism because these  
 31 subsystems are not directly connected to the input and output power sections. Consequently, it is  
 32 rare that experimental reports are comprehensive enough, which hinders the validation of  
 33 simulation procedures and the development of applications.

34 The University of Oviedo and the IK4-TEKNIKER research centre have collaborated since 2007 on  
 35 the development of Stirling engines capable of being used for solar energy conversion [1] and micro  
 36 combined heat and power (CHP) [2]. Since the beginning of this collaboration, it was considered  
 37 interesting to analyse the performance of engines potentially useful for these applications using  
 38 dynamic similarity models previously developed from experimental data on indicated power and  
 39 mechanical losses observed in prototypes of very diverse characteristics [3] [4] [5]. Such models  
 40 have proven to be useful for design using scaling techniques [6] [7], but have also provided analysis  
 41 criteria, for example, to delimit the power produced by the original Stirling air engine of 1818 [8],  
 42 to evaluate predictions of simulation programs [9] [10] [11], to carry out comparative studies  
 43 among empirical models [12] [13], and to define operating ranges in control systems [14].

44 From a practical standpoint, experimental tests on Stirling engines are considered sufficient when at  
 45 least the electrical and thermal powers are measured in the output section. Generally, such tests are  
 46 performed for various mean pressure values of the working gas, which is often the main control



1 variable. However, to evaluate the improvement margins of the subsystems it is desirable to obtain  
2 their individual efficiencies as a function of as many parameters and operating variables as possible.  
3 The rotational frequency of the engine is an essential performance variable, but it is generally only  
4 varied across a small range in grid-connected systems, which hinders analyses. In this article, the  
5 internal subsystems of a Stirling unit are characterised from measurements made at the input and  
6 output sections. The experimental data presented refer mainly to a V160 Stirling engine developed  
7 for cogeneration, but an important objective of the article is to draw conclusions applicable to one  
8 of the most successful prototypes used in dish-Stirling systems, the V161 engine, which had its  
9 mechanical efficiency questioned by a recent study [15]. Using dimensionless variables facilitates  
10 the procedure, which may also be of general interest for other prototypes.

## 11 2. Experimental data

12 The V160 Stirling engine has evolved since its original development by United Stirling AB,  
13 Sweden, in the late 60s. Development was later transferred to Stirling Power System, USA, which  
14 manufactured a number of versions before reaching commercial quality with the "G" series in 1989.  
15 The version known as V160-DMA is a Stirling cogeneration system that belongs to the "E" series  
16 [16]. Schlaich, Bergmann & Partner, Germany, bought a license from Stirling Power Systems and  
17 the manufacturing license was then transferred to SOLO Kleinmotoren GmbH, which produced  
18 commercial versions of the V160 engine in recent decades. The V161 Stirling engine is a V160 unit  
19 with modifications intended to reduce production costs, which is adaptable for solar applications  
20 based on the dish-Stirling concept [17]. Current models are marketed by Clean Energy, Sweden.  
21 Experimental tests of the V160-DMA unit operating with natural gas as fuel and helium as the  
22 working fluid have been published [18]. In these tests, the engine subsystems (Figure 1) were  
23 monitored to obtain both electrical and thermal output power, as well as the corresponding  
24 efficiencies.

25 The measured data were tabulated in series corresponding to 6 values of the water flow at the  
26 secondary cooling circuit, decreasing from  $G_w = 1.95 \text{ m}^3/\text{h}$  (series "a") to  $G_w = 0.45 \text{ m}^3/\text{h}$  (series  
27 "f"). Each series contains data obtained for 11 values of the main control parameter, namely the  
28 mean working gas pressure, which was varied from  $p_m = 3.7 \text{ MPa}$  to  $p_m = 12.5 \text{ MPa}$ . An  
29 additional engine control is obtained through the regulation of the cooling outflow temperature  $T_C$ ,  
30 which is somewhat lower than the cooler wall temperature, while the maximum temperature of the  
31 working gas is maintained at a near-constant of  $625 \pm 1^\circ\text{C}$ . The operation of the asynchronous  
32 electrical machine causes the rotational frequency to stay near-constant as well, between the idle  
33 value of 1503 rpm at  $p_m = 3.7 \text{ MPa}$  to 1518 rpm at  $p_m = 12.5 \text{ MPa}$ . Figure 2 shows that, for each  
34 series, electrical and thermal power measurements are linearly proportional to  $p_m$  at both the input  
35 or output sections.

36 In addition to power and efficiency data, the tables also include measurements of the temperatures  
37  $T_C$ ,  $T_{cw}$  and  $T_{hw}$  at the primary and secondary cooling circuits for each series. Figure 3 shows that  
38 these temperatures have a high degree of linearity as a function of  $p_m$ . From Figures 2 and 3, it is  
39 deduced that varying the water flow  $G_w$  at the secondary cooling circuit does not provide a wide  
40 range of power control, most likely because this does not cool the wall temperature as is required to  
41 effectively control the power.

42 While a detailed series of environmental air temperature measurements was not provided, the  
43 authors reported that they oscillated between 19 and  $26^\circ\text{C}$ .

## 44 3. Analysis of the external combustion subsystem

45 The performance analysis that will be described in the following sections requires experimental  
46 knowledge of the heat power absorbed by the engine heater. In steady operation, the combustion  
47 subsystem efficiency  $\eta_{comb}$  can be obtained by means of the balance of power transferred through

1 the control volume that includes the subsystems formed by the Stirling engine, the primary cooling  
 2 circuit and the alternator, that is to say:

$$3 \quad \eta_{comb} = \eta_e + \eta_t + k_L \quad (1)$$

4 where the  $k_L$  factor has been introduced to consider heat losses through the control volume's  
 5 casing.

6 This  $k_L$  factor is not available from the experimental data, but it can be estimated. Table 1 shows  
 7 the mean combustion efficiency values, their standard deviations, and the mean  $k_L$  factors, which  
 8 have been obtained for each series, assuming that losses to environmental air can be represented by  
 9 a heat transfer coefficient of  $10 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ , that the control volume casing has a surface area of  
 10  $0.75 \text{ m}^2$  [19] at a temperature  $5^\circ\text{C}$  higher than the cooling fluid temperature  $T_C$  at the cooler  
 11 outflow, and that the environmental air temperature is  $20^\circ\text{C}$ . These assumptions lead to mean  $\eta_{comb}$   
 12 values of approximately 90%, with relatively low standard deviations for each series. It is deduced  
 13 that  $\eta_{comb}$  is almost independent of the mean pressure and therefore the input and output powers;  
 14 thus, the heat power  $\dot{Q}_E$  absorbed by the engine heater is also linearly proportional to  $p_m$  for each  
 15 series (Figure 4).

#### 16 4. Analysis of the internal subsystems

17 For each series, it can be written that:

$$18 \quad \eta_e = \eta_{alt} \eta_{mec} \eta_{ind} \eta_{comb} \quad (2)$$

19 Thus, once  $k_L$  has been estimated, the experimental data will allow the electrical efficiency to be  
 20 deduced based on the heat power absorbed by the engine heater, i.e., the product  $\eta_{ind} \eta_{mec} \eta_{alt}$  for  
 21 each value of the mean cycle pressure  $p_m$ . These data can be used as a starting point for the  
 22 analysis of the subsystems' performance, with the goal of obtaining the subsystem efficiencies as a  
 23 function of the main engine operating variables, i.e., mean pressure, rotational engine frequency and  
 24 temperatures.

25 Series "e" has been selected as the case study. This series' data are listed in Table 2, with an  
 26 additional four columns for the original measurements reported by Lista [18]. The values of  $n_s$  are  
 27 estimates deduced from the aforementioned operational range of the rotational frequency, while the  
 28 last three columns are a consequence of equation (1).

29 Figure 5 shows evidence that the V160 system reaches  $\eta_e^*$  values which are slightly higher than  
 30 26% at a mean pressure ranging from 10 to 12.5 MPa.

##### 32 4.1 Semi-empirical models for the analysis of subsystem performance

33 The indicated power can be modelled by means of the following equation [4]:

$$34 \quad \zeta = \zeta_0 - \Phi N_{MA} - \Psi N_{MA}^2 \quad (3)$$

35 where  $\zeta_0$  denotes the quasi-static dimensionless indicated work per cycle that can be obtained for  
 36 every engine by means of numerical simulation if data are available about the heat sources'  
 37 temperatures, the dead volumes and the drive mechanism. The indicated power loss coefficients  $\Phi$   
 38 and  $\Psi$  can be accurately calculated when the maximum indicated power  $P_{ind,max}$  and the  
 39 corresponding velocity  $n_{s,max}$  are known by means of the following expressions:

$$\Phi = \frac{2\zeta_0 - 3\zeta_{\max}}{N_{MA,\max}} \quad (4)$$

$$\Psi = \frac{2\zeta_{\max} - \zeta_0}{N_{MA,\max}^2} \quad (5)$$

Notice that  $N_{MA,\max}$  depends on the engine operating parameters and is inversely proportional to the indicated power loss coefficients, therefore it is an index of the development level of the gas circuit. To calculate the  $\zeta_0$  values corresponding to the analysed operating points, geometrical data of the V160-DMA engine are needed. The geometrical parameters used in the present analysis are those available in the PROSA 2.4 software [20], which are consistent with the prototype version with a modified phase angle between pistons whose tests were reviewed by Lista [16]. This version has pistons with independent crank drive mechanisms, which allows the phase angle to be adjusted from  $90^\circ$  to  $105^\circ$  and consequently the net swept volume  $V_{sw}$  to be varied from the 226 cc of early versions to approximately 195 cc.

The mechanical power losses  $P_{mec}$  can be calculated based on the following model [5]:

$$\zeta_{mec} = \alpha e^{-\beta/N_{SG}} + \chi + \frac{\delta}{N_{SG}} \quad (6)$$

In equations (3) and (6), both  $N_{MA}$  and  $N_{SG}$  may be interpreted as dimensionless forms of the engine's rotational frequency.

#### 4.2 Analysis of the heat power consumption

At very low engine speeds, the indicated efficiency should tend to its well-known quasi-static value, namely:

$$\lim_{n_s \rightarrow 0} \eta_{ind} = 1 - \tau \quad (7)$$

Imposing this condition on  $\eta_{ind}$  and taking into consideration equation (3) leads to the following restriction for the dimensionless heat power supplied to the engine heater:

$$\lim_{n_s \rightarrow 0} \frac{\dot{Q}_E}{p_m V_{sw} n_s} = \frac{\zeta_0}{1 - \tau} \quad (8)$$

This constraint, not previously observed, suggests that the dimensionless heat power consumption  $\dot{Q}_E / (p_m V_{sw} n_s)$  can be analysed based on dimensionless groups that are characteristic of the Stirling engine's performance. Table 4 shows the numerical values involved in the analysis, which has been performed under the assumptions that  $T_{wE} \approx 625^\circ\text{C}$  and  $T_{wC} \approx T_C$ . Among several approaches considered to match the conditions of equation (8), the best adjustment to the experimental data has been obtained by means of the following correlation, with RMSE = 0.0038 and CV(RMSE) = 4.15%:

$$\frac{\dot{Q}_E}{p_m V_{sw} n_s} = \frac{\zeta_0}{1 - \tau} + 8.871 N_{MA}^{0.101} N_p^{-0.230} \quad (9)$$

Figure 6 shows a comparison between lines of constant  $N_{MA}$  based on equation (7) and experimental values of  $\dot{Q}_E / (p_m V_{sw} n_s) - \zeta_0 / (1 - \tau)$ , which represents the increase in heat power consumption attributed to irreversibilities. It is observed that the fluctuations of this value range from 7.5 to 11%, mainly due to pressure variation. The linear shape at practical operating conditions is caused by the small variation in  $N_{MA}$ .

### 1 4.3 Analysis of indicated power

2 Because no data were available to apply to equations (4) and (5),  $\Phi$  and  $\Psi$  must be estimated from  
3 simulation software and experimental data.

4 The results of the commercial programs MarWeiss [21], SNAP [22] and PROSA [20], developed  
5 decades ago, were used, along with results provided by the author [23] of a simulation program  
6 recently developed under the Envirodish Project for the SOLO V161 engine operating with  
7 hydrogen [15].

8 Table 4 and Figure 7 show comparisons between the different simulations for mean pressures of  
9 3.7, 8, 10 and 12 MPa, assuming  $T_{wE} \approx 625^\circ\text{C}$  for all cases. The values of indicated power  
10 calculated by means of equation (3) correspond to  $\Phi = 20$  and  $\Psi = 675$ , which are the values that  
11 agree the most with the simulations provided by García-Granados, with relatively low percentage  
12 differences, which are listed in Table 5. In these calculations,  $\Phi$  and  $\Psi$  are assumed to not change  
13 meaningfully with variations of the temperature ratio  $\tau$  and the dimensionless pressure number  $N_p$ ,  
14 in accordance with previous experimental observations on very different prototypes [4] [5]. Figure 7  
15 also shows that the calculations based on equation (3) are in agreement with the experimental  
16 measurements of indicated power conducted on a recently restored V160F Stirling engine, installed  
17 since the 90s at CEDER-Soria, Spain [14]. SNAP values were observed to be close to the  
18 predictions of García-Granados' program, while those of MarWeiss and PROSA show greater  
19 differences.

### 21 4.4 Analysis of mechanical power losses and alternator efficiency

22 Because the product of the mechanical efficiency and the alternator efficiency is determined after  
23 estimating the indicated power, obtaining each of these efficiencies can be attempted using equation  
24 (6) and data about  $\eta_{alt}$ .

25 Tests of the General Motors GPU3 engine suggested expressing the coefficients  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\chi$ ,  $\delta$  of  
26 equation (6) by means of the following potential functions [5]:

$$27 \quad \alpha, \chi, \delta = a_i \frac{N_m^{a_j}}{N_p^{a_k}} \quad \beta = \frac{a_l}{(\mu_L/\mu)^{a_m}}$$

28 where  $\mu$  and  $\mu_L$  are the viscosities of the working gas and lubricating fluid, respectively, at the  
29 reference temperature  $T_{wC}$ ,  $N_m = m_1 RT_{wC}/(p_m V_{sw})$  is the dimensionless number characteristic of  
30 moving masses in the drive mechanism, and  $m_1$  is one of those masses, used as a reference.

31 Although the engine frequency is almost a constant in these series of measurements, the mean  
32 pressure variation is sufficient to express the experimental data as a function of the Stirling number  
33  $N_{SG} = p_m/(\mu n_s)$ . This approach leads to a function for  $\zeta_{mec}$  determined by a set of 11 coefficients,  
34  $a_i, \dots, a_s$ . Each series contains 11 sets of measurements, but errors hinder the calculation of these  
35 coefficients as the solution of a system of equations. Therefore, it was necessary to estimate the  
36 coefficients of equation (6) by means of numerical calculus, taking into account the following  
37 information:

38  
39 –An alternator efficiency of 92% at an electrical power of 9 kW has been reported for the  
40 V160F unit installed at CEDER-Soria, Spain, as well as efficiencies in the range of 75-80% at  
41 “low values” of electrical power [24].

42 –The recent restoration of this unit has allowed  $\eta_{alt}$  measurements to be obtained, which  
43 resolves the inaccuracy of the above information at low power levels [14].

1 – An efficiency of 92.5% at an electrical power of 10850 W has been reported for a similar  
2 alternator coupled to the SOLO-V161 unit erected under the EnviroDish Project at the CNRS-  
3 PROMES laboratory in Odeillo, France [18].

4 Table 5 and Figure 8 summarise the results of the best correlation obtained for the set of  $\eta_{alt}$  data,  
5 which can be expressed by means of the following equation, assuming  $\mu_L = 0.3$  Pa·s:

$$\zeta_{mec} = 0.500N_p^{-0.139} e^{-7.250 \cdot 10^{10} (\mu/\mu_L)^{0.020} / N_{SG}} + 0.580N_p^{-0.199} + 2.99 \cdot 10^8 N_p^{0.008} / N_{SG} \quad (10)$$

7 It must be noted that  $N_m$  has not been considered in the list of variables influencing this correlation,  
8 which implies that some numerical coefficients are dependent not only on engine parameters but  
9 also on  $N_m$ . However, it is thought that this simplified procedure is acceptable for the objectives of  
10 this article related to the analysis of mechanical power losses.

11 From Figure 8 it is deduced that the correlation predicts an alternator efficiency of approximately  
12 90% at an electrical power of 7550 W, which is comparable the value of 85% estimated for a  
13 similar alternator on the EuroDish SOLO V161 unit installed at the University of Seville, Spain,  
14 under the EnviroDish Project [15].  
15

## 16 5. Discussion

17 Figure 9 shows the different efficiencies of the V160 unit as a function of the characteristic  
18 dimensionless pressure number. When calculating the characteristic efficiency and power curves of  
19 Stirling engines, it is desirable to specify not only the operating variables but also the parameters  
20 that remain constant. In the figures analysed in the previous section, the rotational frequency is  
21 approximately constant, but the temperature ratio varies almost 10% between the lowest- and  
22 highest-pressure points of each line.

23 In addition to previous comments concerning the combustion subsystem efficiency and the  
24 alternator efficiency, it is observed that the indicated efficiency is approximately equal to 40%  
25 regardless of the value of  $N_p$ , which is influenced by the two control variables ( $p_m$  and  $T_c$ ). It is  
26 also evident that the brake efficiency has small variations under medium and high pressures, where  
27 it reaches values slightly higher than 30%. The V160 engine reaches relatively high  $\eta_{mec}$  values  
28 compared to other prototypes, of approximately 77% during nominal operation in the experimental  
29 series examined, which has not been observed until now.

30 Figure 10 shows that efficiencies have higher variation with respect to the rotational frequency  
31 when the temperature ratio and average pressure remain constant. No experimental data are  
32 available to corroborate the trend lines at very low speeds, but the figure indicates, for example, that  
33 the engine could attain a brake efficiency increase of approximately 13% if it operates at 1000 rpm,  
34 which may be of interest from for possible control systems with speed regulation.

35 Figures 11 and 12 show the dimensionless power curves under the same conditions assumed for the  
36 above efficiency characteristic curves. Because power is proportional to dimensionless torque, this  
37 type of curves is interesting not only for power analysis but also from the viewpoint of operational  
38 stability.

39 In summary, the models of dimensionless power and efficiency can be adjusted to the V160 engine  
40 experimental data with an acceptable degree of accuracy. These models allow us to analyse the  
41 influence of each operating parameter that has been selected as a variable, especially if the rest of  
42 the parameters remain constant. This procedure allows the possible margin of improvement for each  
43 subsystem to be evaluated. The analytical equations of such models are often not linear, but they  
44 have the advantages of being based on physical concepts and have fewer numerical coefficients  
45 than matrix models recently developed under the sponsorship of the International Energy Agency  
46 [25].

1 Another advantage of using models based on dimensionless numbers is that they allow the results to  
 2 be generalised to other engines using dynamic similarity criteria.  
 3 In this way, the values of  $\eta_e^*$  shown in the Figure 5 are clearly in agreement with the value of  
 4 26.5% estimated for the V161 unit installed at the University of Seville, operating with hydrogen at  
 5 a mean pressure of 11.22 MPa [15]. This result might be considered a consequence of the similarity  
 6 between both prototypes; however, the V161 engine has geometric differences, mainly at the heater,  
 7 due to its modification for a system supplied by solar energy. Moreover, the use of different gases  
 8 also causes the dimensionless numbers characteristic of the operating point to be quite different.  
 9 Those differences reduce the dynamic similarity and are influential on both the indicated power and  
 10 efficiency.

11 Table 6 compares the geometric characteristics of the heat exchangers of both engines. As stated  
 12 before, the V160 engine data are contained in the PROSA 2.4 software, while the V161 data come  
 13 from measurements made on the units installed at the University of Seville [23] and Odeillo [26].  
 14 The 24 tubes with lengths of 240 mm in the V160 engine heater were replaced in the solar receiver  
 15 of the V161 engine by 78 tubes with lengths of 320 mm and a smaller diameter, with the advantages  
 16 of creating a heater with more than double the heat exchange surface and favouring a uniform  
 17 distribution of temperature, but with the disadvantages of increasing the dead volume and  
 18 decreasing the hydraulic radius-to-length ratio.

19 An indicated power of 13670 W and indicated efficiency of 48% were calculated for the V161 unit  
 20 of the EnviroDish Project, operating with hydrogen at  $p_m = 11.22$  MPa and  $T_{we} \approx 732^\circ\text{C}$  [15]. It  
 21 must be noted that the authors question the validity of this mechanical efficiency, which should be  
 22 equal to 64.9% to attain the measured electric power of 7550 W with the estimated alternator  
 23 efficiency of 85%.

24 As discussed below, this mechanical performance actually seems low because the V160 and V161  
 25 engines have similar drive mechanisms and equation (10) predicts that the V161 engine mechanical  
 26 power losses would be of the same order as the ones for the V160 at high pressures (Figure 13).  
 27 Furthermore, the inconsistency is even greater when the higher alternator efficiency for the electric  
 28 power measured predicted by Figure 8, of approximately 90%, is considered.

29 Equation (3) provides a way to analyse whether the V161 engine can reach the indicated power of  
 30 13670 W predicted by the simulation program, and then assess whether the mechanical efficiency  
 31 should be higher.

32 First, with the geometrical data in Table 6 and the parameters corresponding to the operating point  
 33 considered, listed in Table 7, the value of  $\zeta_0$  that is obtained for the V161 engine is greater than  
 34 those obtained for the V160 at high pressure levels.

35 Furthermore, it is expected that the loss coefficients  $\Phi$  and  $\Psi$  are lower for the V161 engine  
 36 operating with hydrogen than for the V160 engine with helium because the following relationship  
 37 was observed for the GPU-3 engine operating with both gases [7]:

$$38 \quad \frac{\Phi, \Psi(\text{H}_2)}{\Phi, \Psi(\text{He})} \approx \frac{46}{50} = 0.92$$

39 In addition, the differences between the  $\Phi$  and  $\Psi$  coefficients of the V160 and V161 engines can  
 40 be justified by geometrical reasons. As shown in Table 6, the ratio  $r_{hr}/L_R$  and the regenerator  
 41 porosity are 45.3% and 13.1% higher, respectively, in the V161 engine than the assumed values for  
 42 the V160. Because the indicated power losses usually are an order of magnitude higher in the  
 43 regenerator than in the other heat exchangers [27], it is expected that the indicated power loss  
 44 coefficients of the V161 engine are lower than those of the V160 engine, even operating with  
 45 helium. However, even with zero loss coefficients, 13670 W cannot be reached using equation (3).

1 Whatever the origin of the discrepancies, it can be seen that the equation (10) leads to  
2  $P_{mec} \approx 1970$  W for the above operating point of the V161 engine, as well as  $P_b \approx 8389$  W,  
3 assuming  $\eta_{alt} \approx 90\%$ . Thus,  $P_{ind} \approx 10359$  W and  $\eta_{mec} \approx 81\%$ .  
4 equation (3) is in agreement with this indicated power calculation using  $\Phi \approx 13$  and  $\Psi \approx 440$ ,  
5 which leads to  $N_{MA,max} \approx 0.0060$ . This value of  $N_{MA,max}$  exceeds the results observed for other  
6 engines until now, which indicates that the V161 gas circuit is at an advanced developmental level,  
7 even if the indicated power is well below the predictions of the simulation program. Higher loss  
8 coefficients would result in a smaller indicated power, but in this case the mechanical efficiency or  
9 the alternator efficiency would have to be even greater.

10 The possibility of achieving  $N_{MA,max} \approx 0.0060$  can be evaluated by experiments carried out with the  
11 EuroDish unit in Odeillo because the  $\Phi$  and  $\Psi$  coefficients vary little with changes in temperature  
12 and mean pressure. In this case,  $P_e \approx 10850$  W was measured at a moderate direct normal  
13 irradiance level of  $906$  W/m<sup>2</sup> and low ambient temperature of  $-5^\circ\text{C}$  [19]. The engine operating point  
14 is not reported by the authors, but the values of  $T_{wE} \approx 780^\circ\text{C}$ ,  $T_{wC} \approx 40^\circ\text{C}$  and  $p_m \approx 14$  MPa are  
15 deduced from another publication related to the same experiments [28]. Substituting the values  
16  $N_{SG} \approx 5.72 \cdot 10^{10}$  and  $N_p \approx 7.29 \cdot 10^7$  into the equation (10) allows  $P_{mec} \approx 2517$  W to be obtained  
17 for these operating conditions. Therefore, the assumption of  $\eta_{alt} \approx 92.5\%$  leads to  $P_{ind} \approx 14247$  W,  
18 and consequently  $\eta_{mec} \approx 82\%$ .

19 A quasi-static dimensionless indicated power of  $\zeta_0 \approx 0.2172$  can also be computed for the  
20 operating conditions of the Odeillo unit, so that equation (3) allows  $P_{ind} \approx 13884$  W to be obtained  
21 at  $n_s \approx 1530$  rpm for the coefficients of indicated power loss estimated at the Seville unit, i.e.,  
22  $\Phi \approx 13$  and  $\Psi \approx 440$ . The difference of 2.6% between the indicated power calculations may be due  
23 to small errors in the measurements of operating conditions or, more most likely, in the estimations  
24 of  $\eta_{alt}$ ,  $\Phi$  or  $\Psi$ . However, it can be concluded that the estimates should be close to reality and the  
25 Odeillo data are consistent with a value of  $N_{MA,max}$  slightly greater than 0.0060.

26 Therefore, the indicated power of the V161 engine may exceed the value of 13670 W predicted by  
27 García-Granados' simulation program, but not at the operating conditions considered for the unit  
28 installed in Seville. It seems unlikely that the discrepancy is due to a fundamental flaw of the  
29 simulation program, as in previous sections it has been seen that its predictions proved acceptable  
30 for the V160 engine, but the simulations may have been performed with inadequate assumptions  
31 about the geometric characteristics. For example, the authors mention [15] that they adopted  
32 geometrical data specified by Organ [29] for the V160 engine. Those data refer to an engine version  
33 with a heater dead volume somewhat lower than the value specified in Table 6 for the V160 engine,  
34 and, more importantly, with a drive mechanism that has a phase angle of  $90^\circ$ , and therefore  
35  $V_{sw} \approx 225$  cm<sup>3</sup> and different instantaneous volumes.

36 In short, the analyses show that both prototypes have an advanced degree of development as  
37 evidenced by relatively high efficiencies for each subsystem.

## 38 6. Conclusions

39 V160 engine tests have been performed with small variations in rotational frequency, but with mean  
40 pressure variations sufficient to achieve the research objective of deducing power and performance  
41 characteristics for the internal subsystems.

42 The combustion subsystem shows very uniform efficiencies for all series of measurements, with  
43 values of approximately 90%.

44 The internal subsystems have been analysed by means of similarity models which have been  
45 previously developed through experimental data from very different prototypes. Thermodynamic

1 models for the gas circuit are also taken into account. Model uncertainties have been evaluated by  
2 considering experimental data for indicated power and alternator efficiency.  
3 For the V160 engine operating with helium at a mean pressure range from 10 to 12.5 MPa, values  
4 of electrical efficiency, based on the heat power absorbed by the engine heater, are slightly higher  
5 than 26%, which is in agreement with calculations for the V161 unit installed at the University of  
6 Seville, operating with hydrogen at a mean pressure of 11.22 MPa.  
7 The increase in heat power consumption which is attributed to irreversibilities, varies from 7.5 to  
8 11%, mainly due to the variation in pressure. The curves of heat power absorbed by the engine  
9 heater as a function of the mean pressure show a linear shape at practical operating points due to the  
10 small variation of the characteristic Mach number.  
11 Operating with helium at a mean pressure of 12 MPa and a temperature ratio of 0.374, the V160  
12 engine can achieve an indicated efficiency of 40%, with a mechanical efficiency of 77%. Therefore,  
13 it produces 5875 W of electrical power at approximately 1517 rpm, with an alternator efficiency of  
14 approximately 84%.  
15 The electric power of 7550 W measured at 1523 rpm on the V161 engine installed in Seville,  
16 operating with hydrogen at a mean pressure of 11.22 MPa and temperature ratio of 0.327, is  
17 compatible with a mechanical efficiency of 81% and an alternator efficiency of 90%. These values  
18 correspond to an indicated power of approximately 10360 W, significantly lower than that  
19 estimated in previous publications, most likely due to errors in the geometric parameters assumed.  
20 The electric power of 10850 W measured at 1530 rpm on the V161 engine installed in Odeillo,  
21 operating with hydrogen at a mean pressure of 14 MPa and temperature ratio of 0.297, is  
22 compatible with a mechanical efficiency of 82% and an alternator efficiency of 92.5%.  
23 Therefore, the analyses show that both prototypes have an advanced degree of development as  
24 evidenced by the similar, relatively high efficiencies of each subsystem.  
25 Nevertheless, the engines are not dynamically similar. From this point of view, the differences  
26 between the V160 and V161 engines are not important in terms of geometric parameters,  
27 temperatures or pressures, but it is remarkable how much is influenced by the type of gas.  
28 Consequently, the indicated power losses caused by irreversibilities are greater in the V160 engine  
29 than in the V161, whose operating point corresponds to a characteristic Mach number a third  
30 smaller. In addition, the V161 engine coefficients of indicated power losses are so low that the  
31 characteristic Mach number corresponding to the maximum indicated power point reaches one of  
32 the highest values observed so far ( $N_{MA,max} \approx 0.0060$ ). On the other hand, the use of hydrogen  
33 increases the characteristic Stirling number of the V161 engine, which allows moderate mechanical  
34 losses to be achieved at pressures even higher than those of the V160 engine.

35



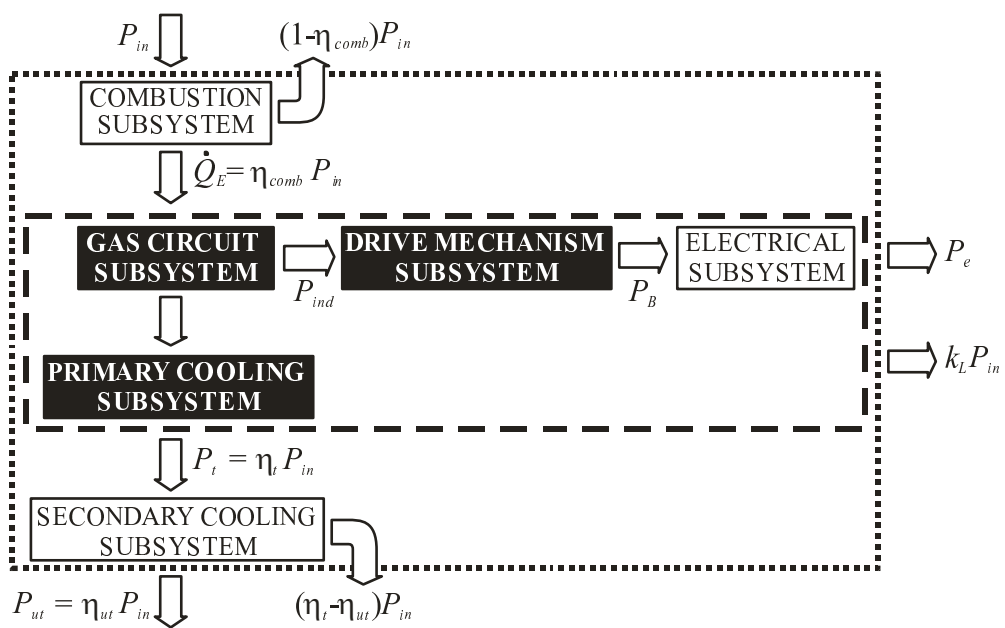
## 1 7. References

- 2 [1] Esteban-Garmendia A, Abengoa Solar: Solar power for a sustainable world. Genera'2010,  
3 Madrid; 2010.
- 4 [2] García D, Prieto JI. A non-tubular Stirling engine heater for a micro solar power unit, *Ren Ener*  
5 2012; 46: 127-36.
- 6 [3] Prieto JI, Fano J, Díaz R, González MA. Application of discriminated dimensional analysis to  
7 the kinematic Stirling engine. *Proc Instn Mech Eng (Part C): J Mech Eng Sci* 1994; 208: 347-53.
- 8 [4] Prieto JI, González MA, González C, Fano J. A new equation representing the performance of  
9 kinematic Stirling engines. *Proc Instn Mech Eng (Part C): J Mech Eng Sci* 2000; 214: 449-64.
- 10 [5] Prieto JI, Stefanovskiy AB. Dimensional analysis of leakage and mechanical power losses of  
11 kinematic Stirling engines. *Proc Instn Mech Eng (Part C): J Mech Eng Sci* 2003; 217: 917-34.
- 12 [6] Prieto JI, González MA, González C, Fano J. Notes on the scaling process of Stirling machines.  
13 In: *Proc. 7th International Stirling Conference on Stirling Cycle Machines*, Tokyo; 1995: 259-64.
- 14 [7] Prieto JI, Fano J, González C, González MA, Díaz R. Preliminary design of the kinematic  
15 Stirling engine using dynamic similarity and quasi-static simulation. *Proc Instn Mech Eng (Part C):*  
16 *J Mech Eng Sci* 1997; 211: 229-38.
- 17 [8] Prieto JI. Discussion on Stirling's air engine - a thermodynamic appreciation. *Proc Instn Mech*  
18 *Eng (Part C): J Mech Eng Sci* 2002; 216: 212-3.
- 19 [9] Prieto JI. Discussion on analysis of the working process and mechanical losses in a Stirling  
20 engine for a solar power unit. *J Solar Energy Eng (Trans ASME)* 2000; 122: 207-8.
- 21 [10] Prieto JI, García D. Analysis of simulations obtained by means of the PROSA software for  
22 several prototypes. In: *Proc 12th International Stirling Engine Conference and Technology*  
23 *Exhibition*, Durham, UK; 2005: 398-15.
- 24 [11] García-Granados FJ, Silva M, Prieto JI, García D. Validation of a Stirling Engine  
25 Thermodynamic Simulation Program. In: *Proc 14th International Stirling Engine Conference*,  
26 *Gröningen*, NL; 2009.
- 27 [12] Prieto JI. Discussion on Performance of Stirling Engines (Arranging Method of Experimental  
28 Results and Performance Prediction). *JSME International J (Series B: Fluids and Thermal Eng)*,  
29 2003; 214-8.
- 30 [13] Prieto JI, García D. Comparison between Kolin's cube law for power and other criteria for  
31 preliminary design of kinematic Stirling engines. In: *Proc 12th International Stirling Engine*  
32 *Conference and Technology Exhibition*, Durham, UK; 2005: 389-97.
- 33 [14] Mesonero I, López S, Herrero S, Pérez, Izpizua A, Pascual A, García D, Prieto JI. New test  
34 bench for experimental characterization of Stirling engines, In: *Proc 15th International Stirling*  
35 *Engine Conference*, Dubrovnik, Croatia; 2012.
- 36 [15] García-Granados FJ, Silva M, Ruiz-Hernández V. Thermal model of the EuroDish solar  
37 Stirling engine. *J Sol Energy Eng (Trans ASME)*, 2008; 130: 011014(1-8).
- 38 [16] Lista P. The set-up of the V160 DMA cogeneration unit, In: *Proc. 1st European Stirling*  
39 *Forum*, Ösnabruck, Germany; 1992: 39-44.
- 40 [17] Baumüller A, Lundholm G, Lundsrom L, Schiel W. Development history of the V160 and  
41 SOLO Stirling 161 engines. In: *Proc. 9th International Stirling Engine Conference*, Pilanesburg;  
42 1999: 23-32.
- 43 [18] Lista P. First experimental results testing the V160DMA Stirling cogeneration unit, In: *Proc.*  
44 *6th International Stirling Engine Conference*, 93072, Eindhoven, NL; 1993: 315-20.

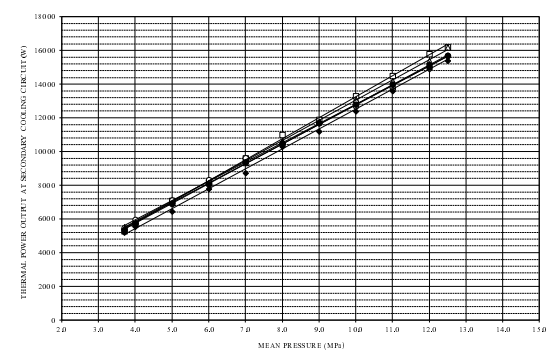
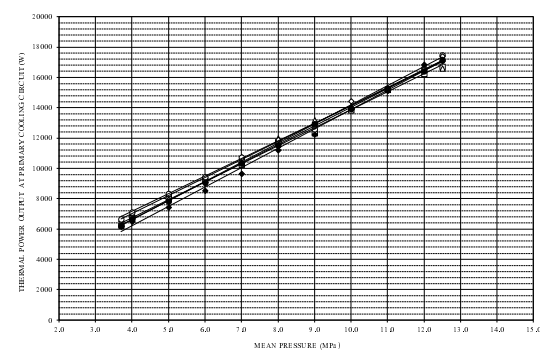
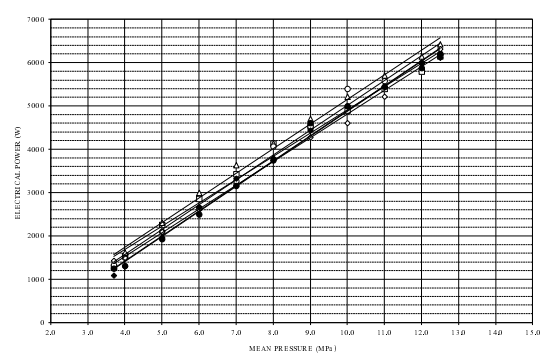
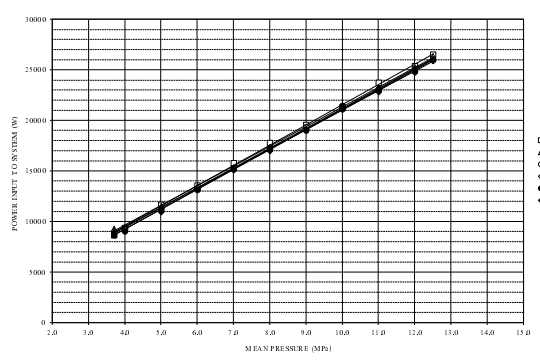
- 1 [19] Reinalter W, Ulmer S, Heller P, Rauch T, Gineste JM, Ferriere A, Nepveu F. Detailed  
2 Performance Analysis of a 10 kW Dish/Stirling System, J Solar Energy Eng (Trans ASME) 2008;  
3 130:011013-1-6.
- 4 [20] Thomas B. PROSA Software for evaluation of Stirling cycle machines, Help file, Version 2.4,  
5 2003.
- 6 [21] Weiss MH, Walker G, Fauvel OR. Martini-Weiss: A Stirling Engine Simulation Program and  
7 Design Aid for PC's, University of Calgary; 1988.
- 8 [22] Altman A. SNAP–Stirling Numerical Analysis Program Pro, Version 2.0; 2007.
- 9 [23] García-Granados F. Personal communication; 2009.
- 10 [24] Martínez JM, Escalada R, Murillo JM, Esteban LS, Carrasco J, Baumüller A. Development of  
11 a Cogeneration Plant by Combustion of Biomass in an AFB Combustor and Heat Conversion into  
12 Electricity by a Stirling Engine V-160, In: Proc. 9th European Bioenergy Conference & 1st  
13 European Energy from Biomass Technology Exhibition; 1996, 2: 1239-1244.
- 14 [25] Lombardi K, Ugursal VI, Beausoleil-Morrison I. Proposed improvements to a model for  
15 characterizing the electrical and thermal energy performance of Stirling engine micro-cogeneration  
16 devices based upon experimental observations. Applied Energy 2010; 87: 3271-82.
- 17 [26] Nepveu F, Ferrière A, Ulmer S, Rodríguez B. Optical simulation of a 10 kWel dish/Stirling  
18 unit using ray-tracing code Soltrace, In: 14th Biennial CSP SolarPACES Symposium, Las Vegas,  
19 Nevada, USA; 2008.
- 20 [27] Organ AJ. The air engine, Stirling cycle power for a sustainable future. Cambridge: Woodhead  
21 Publishing Limited; 2007
- 22 [28] Nepveu F, Ferrière A, Bataille F. Thermal model of a Dish/Stirling systems. Solar Energy  
23 2009; 83: 81–9.
- 24 [29] Organ AJ. The regenerator and the Stirling engine. London: Mechanical Engineering  
25 Publications; 1997.
- 26

- Figure 1.** Power flow between the subsystems
- Figure 2.** Variation of input and output powers as a function of the mean pressure.
- Figure 3.** Variation of temperatures in the primary and secondary cooling circuits as a function of the mean pressure.
- Figure 4.** Variation of heat power absorbed by the engine heater as a function of the mean pressure.
- Figure 5.** Variation of electrical efficiency based on the heat power absorbed by the engine heater, as a function of the mean pressure.
- Figure 6.** Increase in heat power consumption due to irreversibilities.
- Figure 7.** Comparison of indicated power values for the V160 engine operating with helium at  $T_{wE} \approx 625^\circ\text{C}$ .
- Figure 8.** Variation of the alternator efficiency as a function of the electrical power.
- Figure 9.** V160 efficiencies as a function of  $N_p$ , operating with helium at  $0.342 \leq \tau \leq 0.376$  and  $N_{MA} \approx 0.0018$ .
- Figure 10.** V160 efficiencies as a function of  $N_{MA}$ , operating with helium at  $\tau \approx 0.374$  and  $N_p = 4.38 \cdot 10^7$ .
- Figure 11.** V160 dimensionless powers as a function of  $N_p$ , operating with helium at  $0.342 \leq \tau \leq 0.376$  and  $N_{MA} \approx 0.0018$ .
- Figure 12.** V160 dimensionless powers as a function of  $N_{MA}$ , operating with helium at  $\tau \approx 0.374$  and  $N_p = 4.38 \cdot 10^7$ .
- Figure 13.** Variation of dimensionless mechanical power losses as a function of the inverse  $N_{SG}$  with  $N_p$  as a parameter.

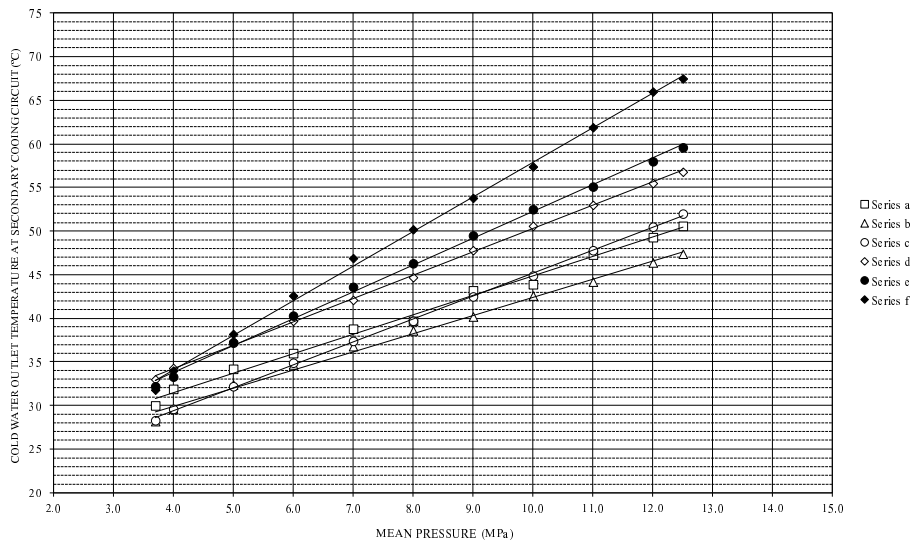
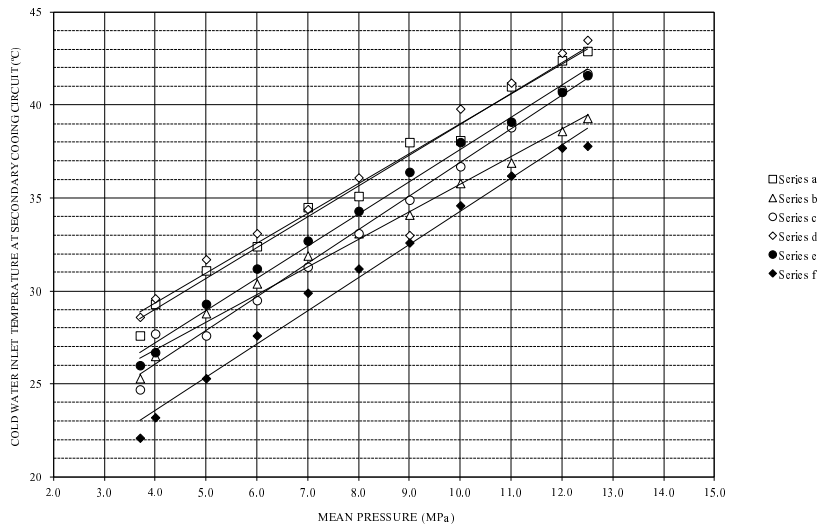
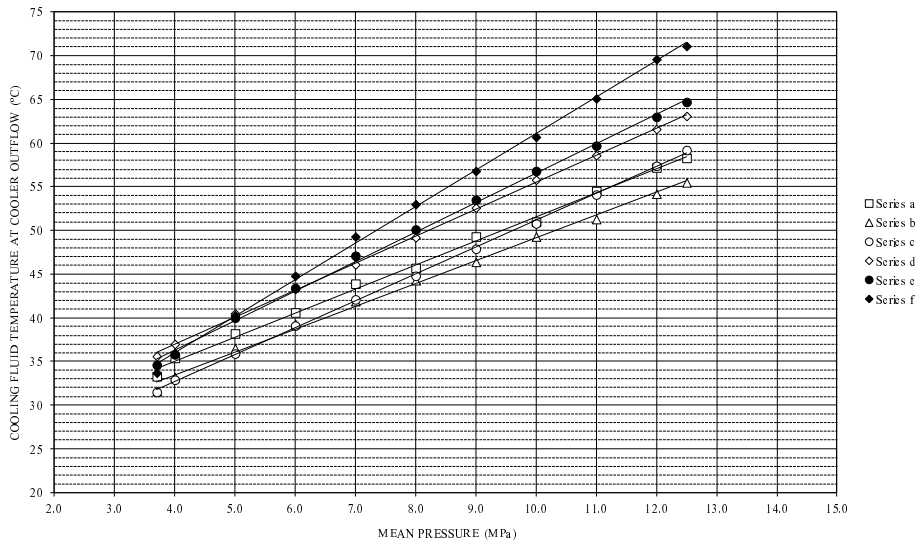
Figure\_1



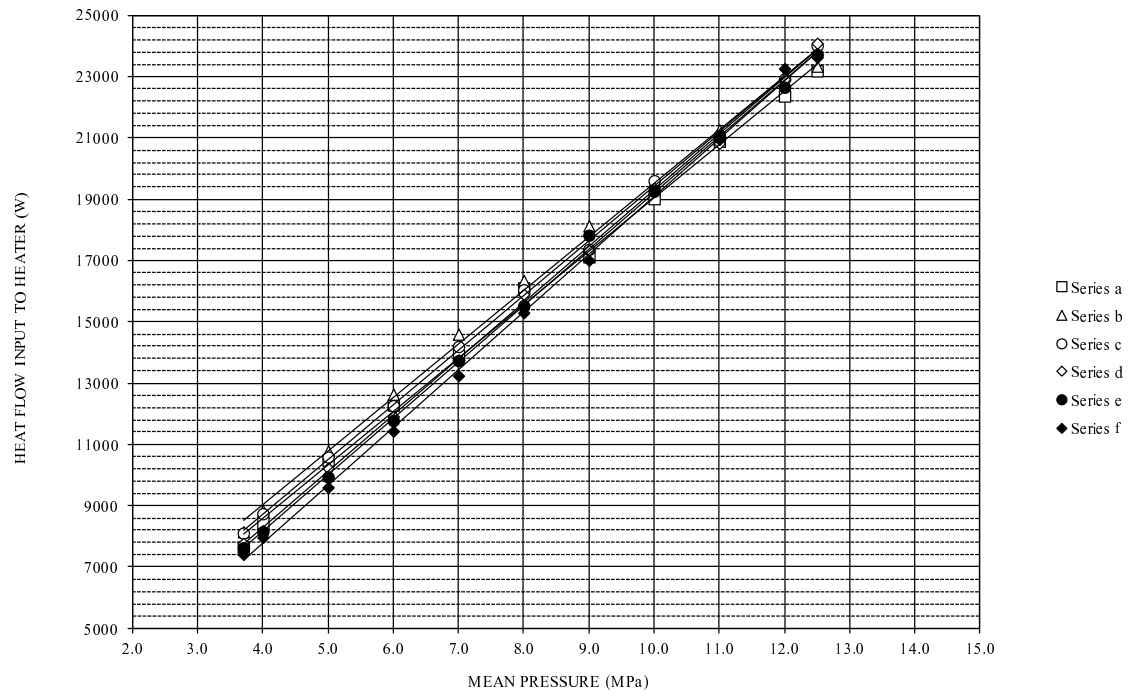
Figure\_2



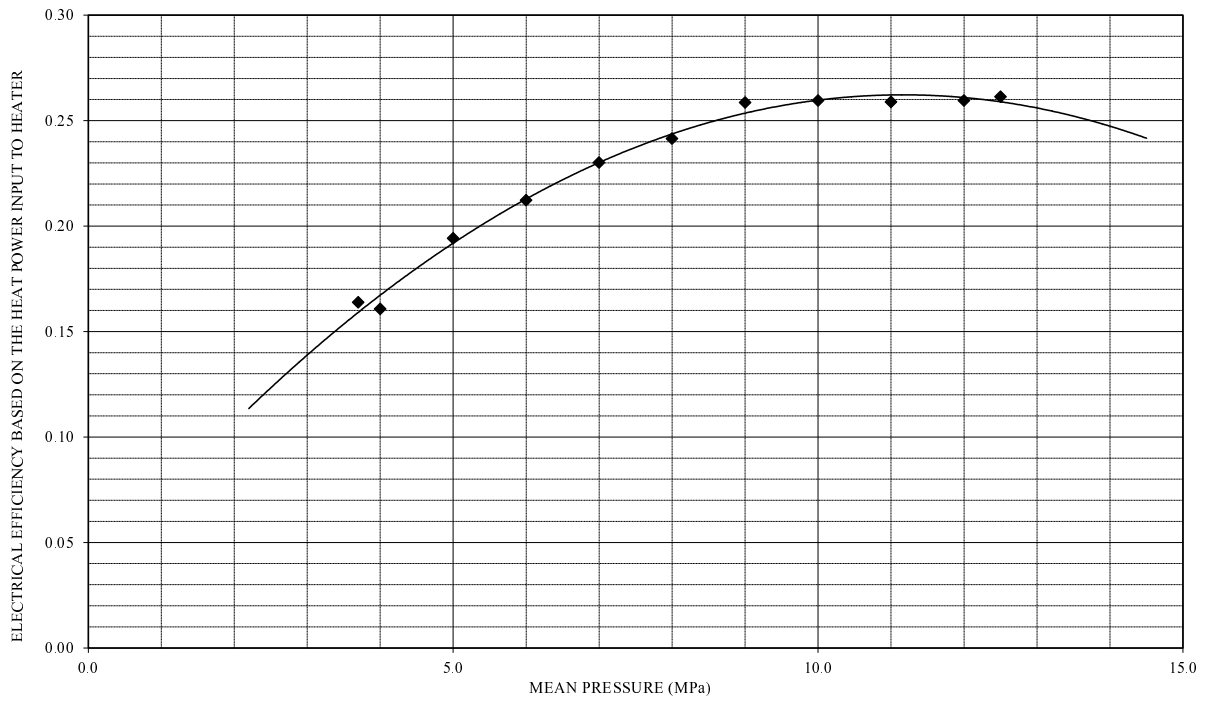
Figure\_3



Figure\_4

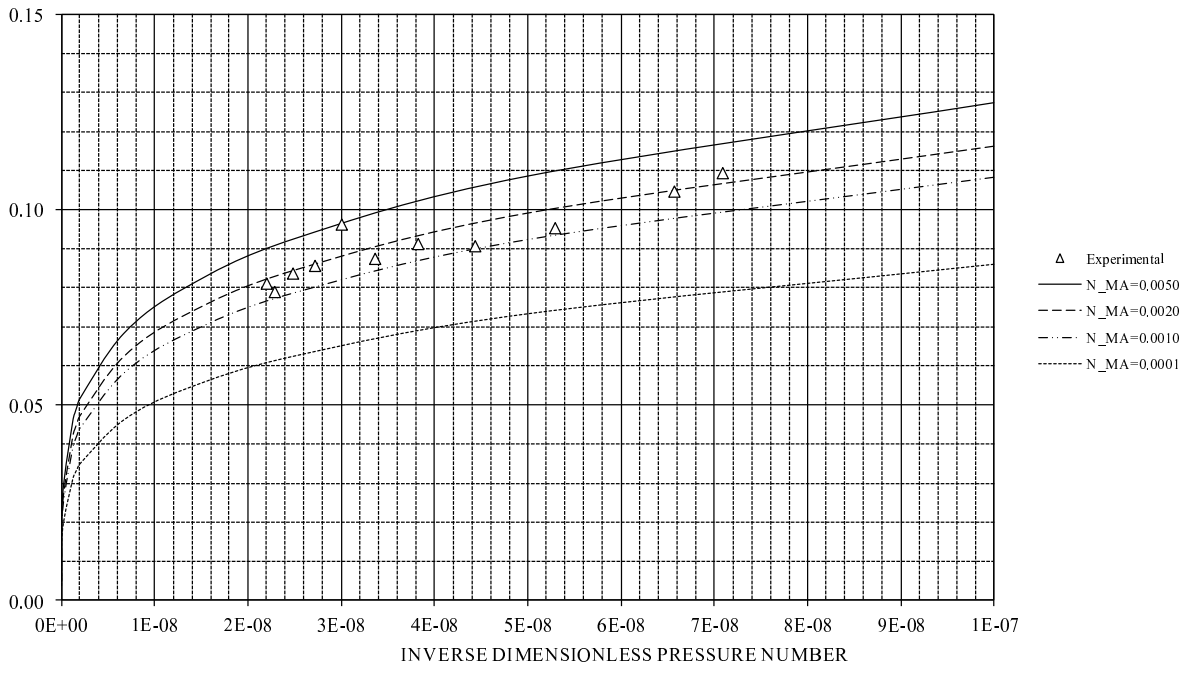


Figure\_5

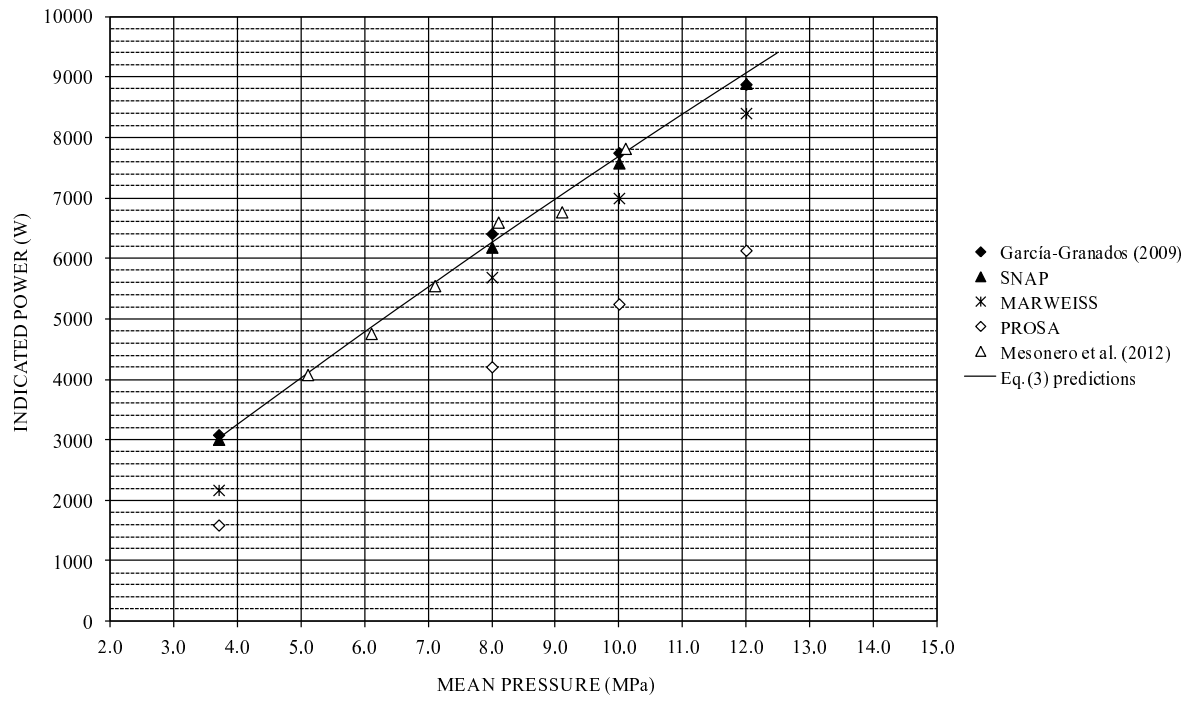




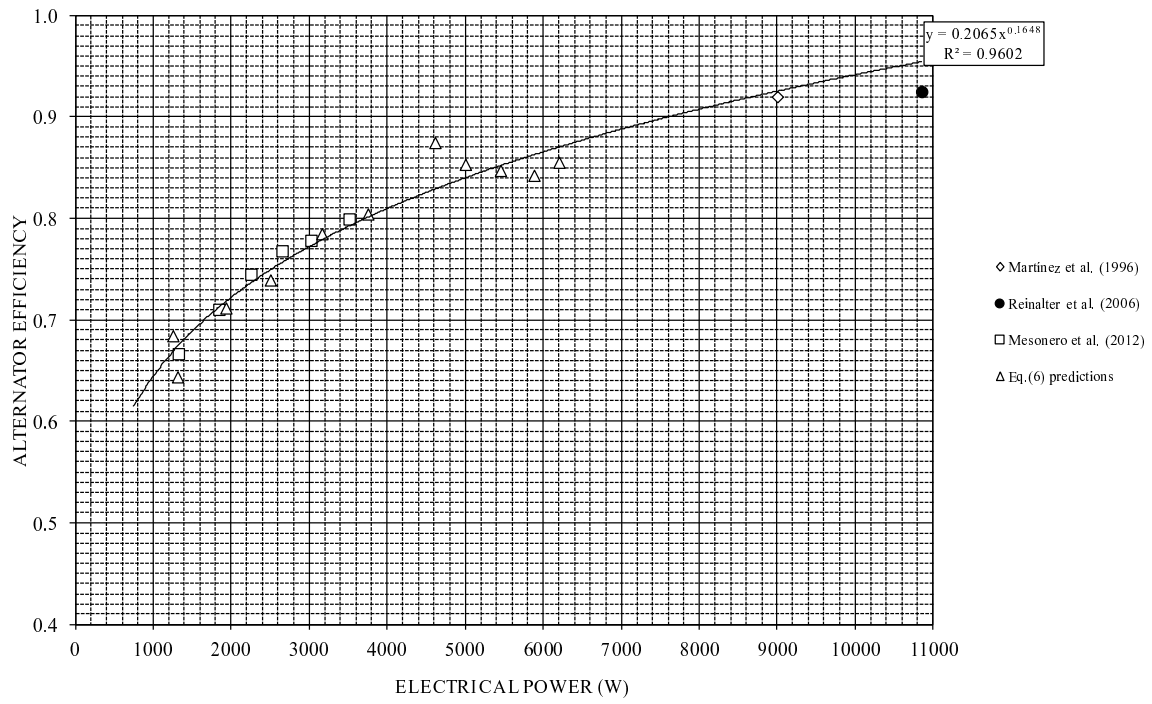
Figure\_6



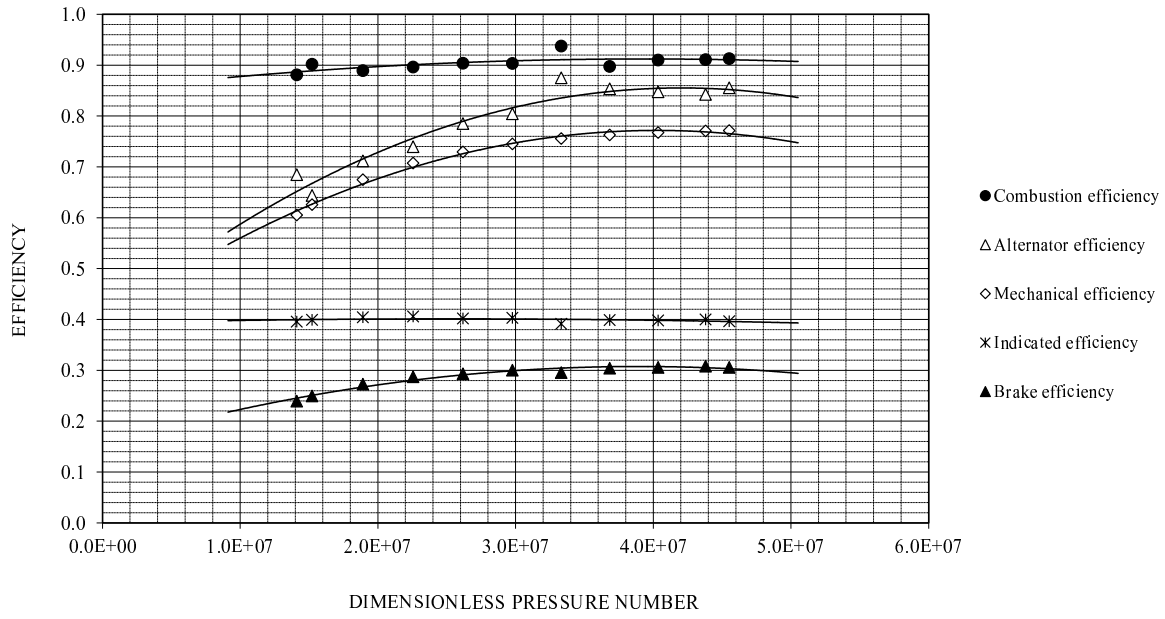
Figure\_7



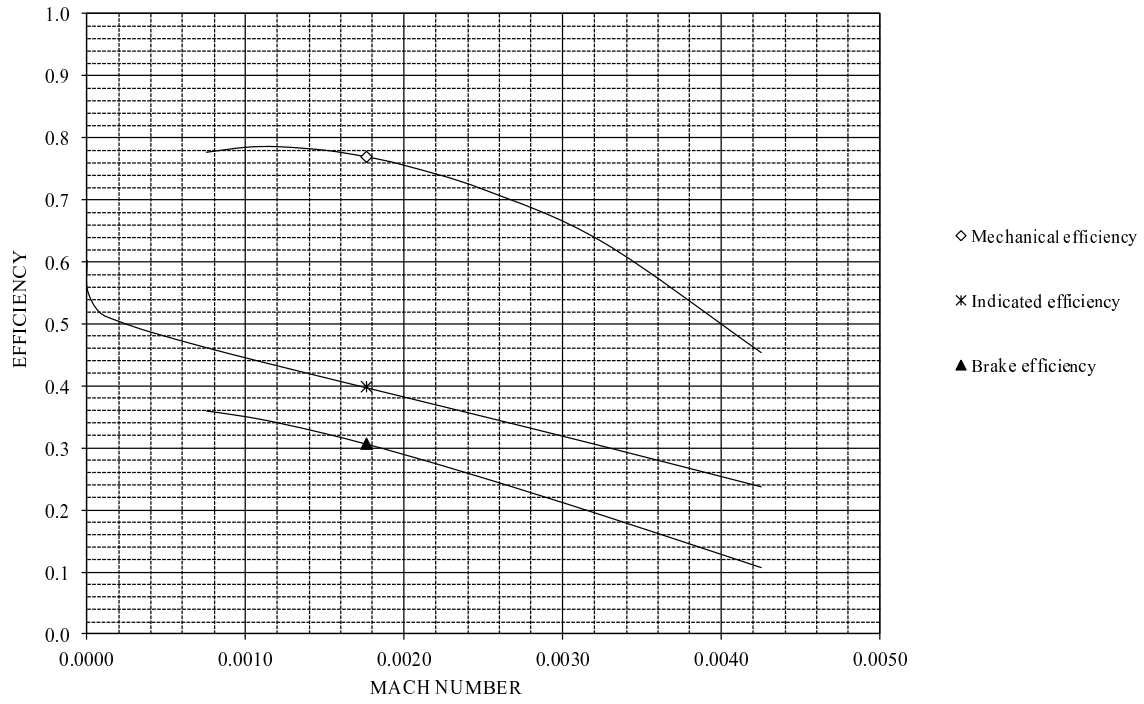
Figure\_8



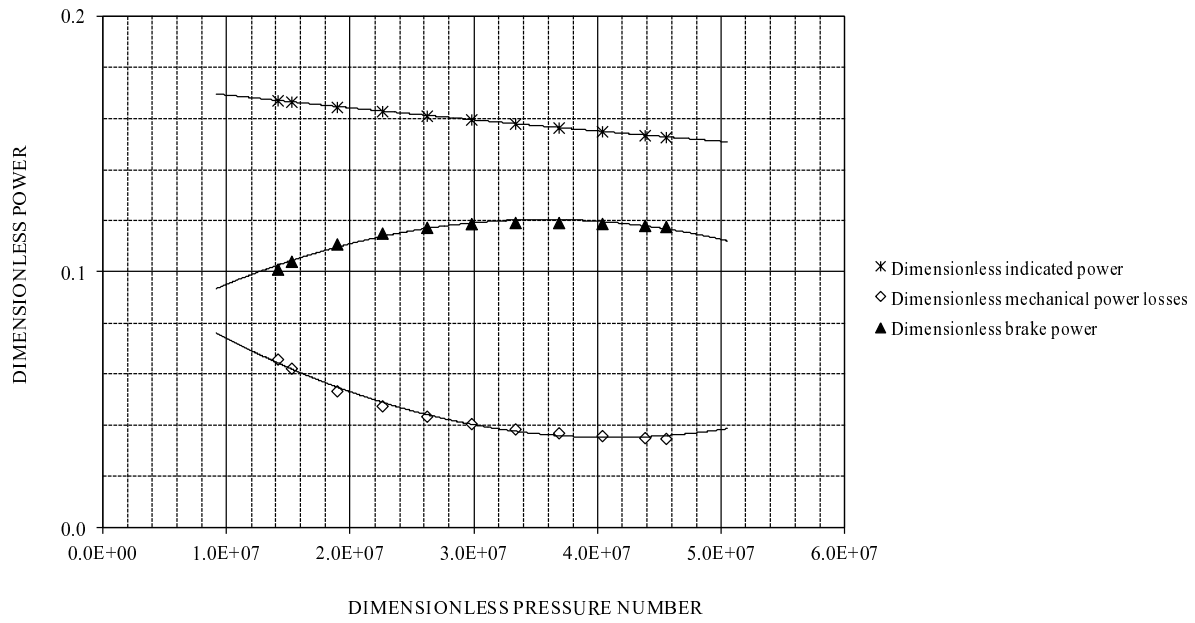
Figure\_9



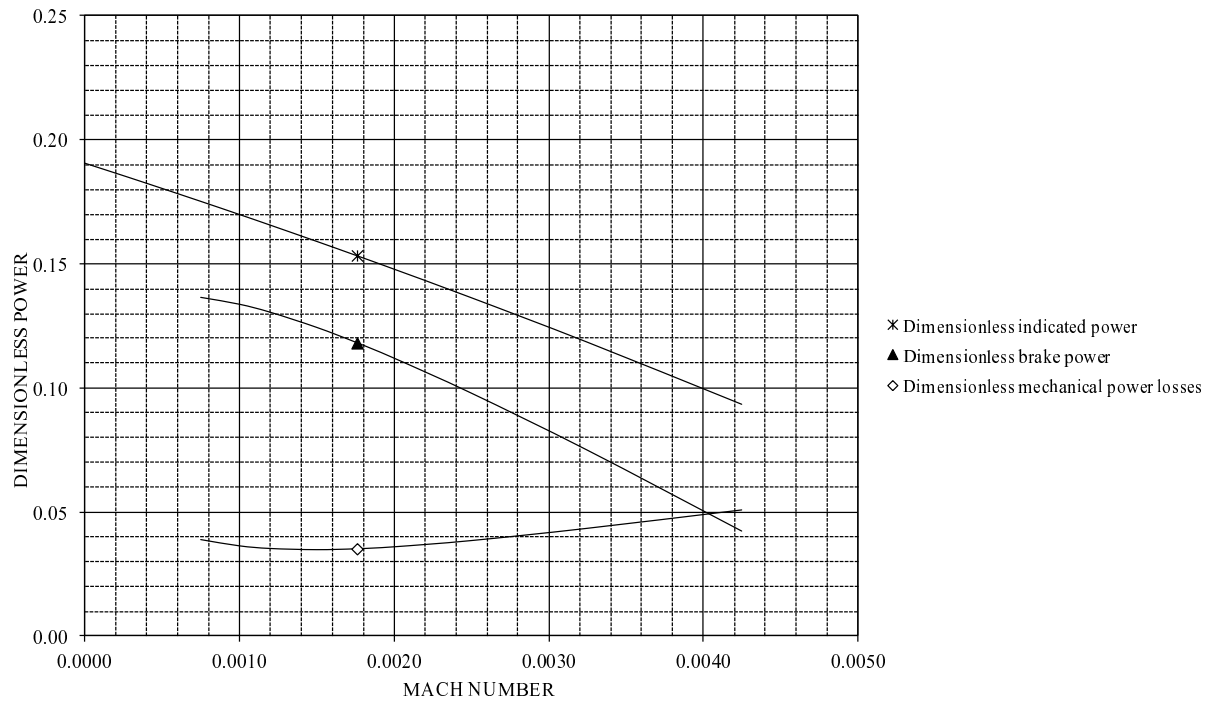
Figure\_10



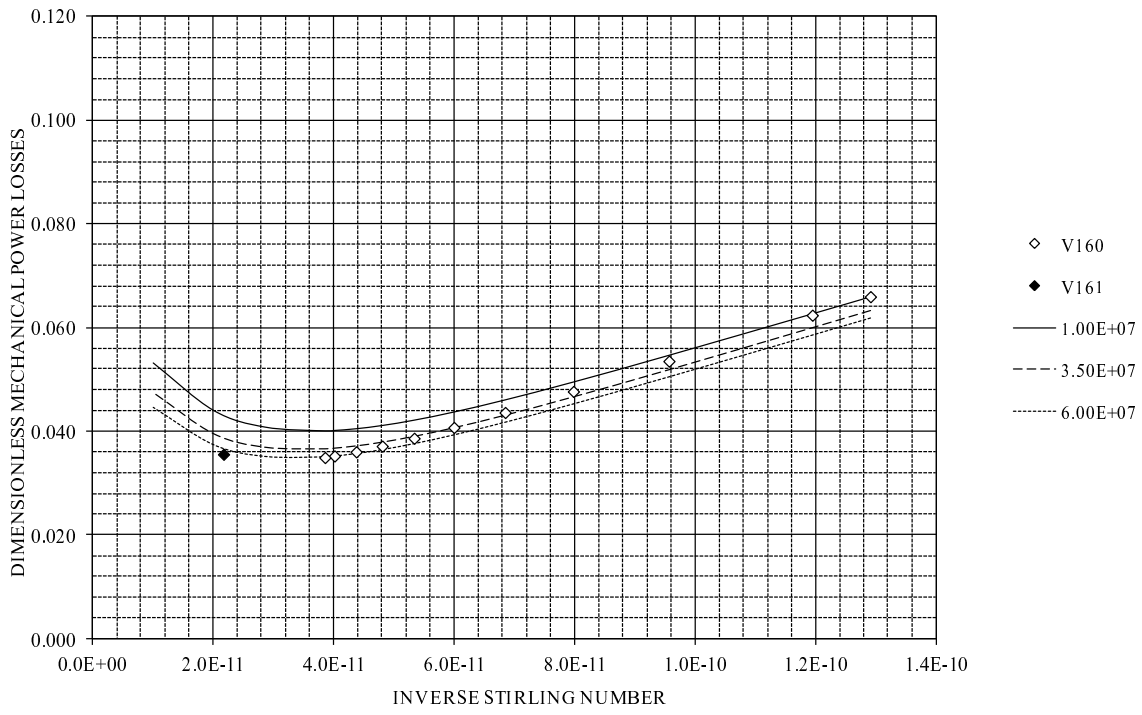
Figure\_11



Figure\_12



Figure\_13





**Table 1.** Mean values of the combustion subsystem efficiency and  $k_L$  factor.

	Series "a"	Series "b"	Series "c"	Series "d"	Series "e"	Series "f"
Mean efficiency	0.89±0.01	0.92±0.02	0.92±0.01	0.90±0.02	0.90±0.01	0.89±0.03
Mean $k_L$ factor	0.014±0.001	0.013±0.001	0.013±0.001	0.015±0.001	0.015±0.001	0.017±0.001

**Table 2.** Series “e” experimental data ( $G_w = 0.75 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $T_E = 625^\circ\text{C}$ )

$p_m$ (MPa)	$n_s$ (rpm)	$T_C$ (°C)	$T_{hw}$ (°C)	$T_{cw}$ (°C)	$P_{ut}$ (W)	$P_e$ (W)	$P_{in}$ (W)	$\eta_t$ --	$P_t$ (W)	$\dot{Q}_E$ (W)	$k_L P_{in}$ (W)	$\eta_{comb}$ --
3.7	1505.0	34.6	32.2	26.0	5310	1250	8660	0.72	6235	7629	144	0.88
4.0	1505.4	35.8	33.3	26.7	5720	1310	9040	0.74	6690	8153	153	0.90
5.0	1506.9	40.0	37.2	29.3	6900	1930	11180	0.70	7826	9941	185	0.89
6.0	1508.4	43.4	40.3	31.2	8050	2500	13140	0.69	9067	11777	210	0.90
7.0	1509.9	47.1	43.6	32.7	9380	3160	15200	0.68	10336	13734	238	0.90
8.0	1511.4	50.1	46.3	34.3	10500	3750	17190	0.67	11517	15528	260	0.90
9.0	1512.8	53.5	49.5	36.4	11700	4610	19020	0.68	12934	17829	286	0.94
10.0	1514.3	56.8	52.5	38.0	12800	5000	21470	0.65	13956	19266	311	0.90
11.0	1515.8	59.7	55.1	39.1	14000	5450	23140	0.66	15272	21055	332	0.91
12.0	1517.3	63.0	58.0	40.7	15000	5880	24880	0.66	16421	22658	357	0.91
12.5	1518.0	64.7	59.6	41.6	15700	6200	25990	0.66	17153	23723	370	0.91

**Table 3.** Data for the analysis of heat power consumption (V160 engine,  $T_{wE} \approx 625^\circ\text{C}$ )

$p_m$ (MPa)	$n_s$ (rpm)	$T_C$ ( $^\circ\text{C}$ )	$N_{SG}$ --	$N_{MA}$ --	$N_p$ --	$\zeta_0$ --	$\zeta_0/(1-\tau)$ --	$\dot{Q}_E/(p_m V_{sw} n_s)$ --
3.7	1505.0	34.6	7.75E+09	0.00182	1.41E+07	0.2058	0.313	0.4225
4.0	1505.4	35.8	8.37E+09	0.00182	1.52E+07	0.2052	0.313	0.4175
5.0	1506.9	40.0	1.05E+10	0.00181	1.89E+07	0.2029	0.311	0.4069
6.0	1508.4	43.4	1.25E+10	0.00180	2.26E+07	0.2011	0.311	0.4013
7.0	1509.9	47.1	1.46E+10	0.00179	2.62E+07	0.1991	0.309	0.4007
8.0	1511.4	50.1	1.67E+10	0.00179	2.98E+07	0.1975	0.308	0.3961
9.0	1512.8	53.5	1.87E+10	0.00178	3.33E+07	0.1957	0.308	0.4039
10.0	1514.3	56.8	2.08E+10	0.00177	3.68E+07	0.1940	0.307	0.3924
11.0	1515.8	59.7	2.29E+10	0.00176	4.04E+07	0.1924	0.306	0.3894
12.0	1517.3	63.0	2.49E+10	0.00176	4.38E+07	0.1907	0.305	0.3838
12.5	1518.0	64.7	2.59E+10	0.00175	4.55E+07	0.1899	0.304	0.3856

**Table 4.** Indicated power analysis for the V160 engine operating with helium at  $T_{wE} \approx 625^\circ\text{C}$ .

$p_m$ (MPa)	$n_s$ (rpm)	Eq.(3) (W)	MARWEISS (W)	PROSA (W)	SNAP (W)	García-Granados (W)	error (%)
3.7	1505.0	3017	2172	1592	3010	3085	2.2%
4.0	1505.4	3253					
5.0	1506.9	4019					
6.0	1508.4	4780					
7.0	1509.9	5521					
8.0	1511.4	6259	5690	4208	6187	6410	2.4%
9.0	1512.8	6976					
10.0	1514.3	7683	6998	5247	7579	7747	0.8%
11.0	1515.8	8380					
12.0	1517.3	9060	8403	6134	8896	8880	-2.0%
12.5	1518.0	9398					

**Table 5.** Mechanical efficiency analysis for the V160 engine operating with helium at  $T_{wE} \approx 625^\circ\text{C}$ .

$p_m$ (MPa)	$n_s$ (rpm)	$T_C$ ( $^\circ\text{C}$ )	$N_p$ --	$N_{SG}$ --	$1/N_{SG}$ --	$\zeta_{mec}$ --	$P_{mec}$ (W)	$P_B$ (W)	$\eta_{mec}$ --	$\eta_{alt}$ --
3.7	1505.0	34.6	1.41E+07	7.75E+09	1.29E-10	0.066	1191	1826	0.605	0.684
4.0	1505.4	35.8	1.52E+07	8.37E+09	1.19E-10	0.062	1218	2035	0.626	0.644
5.0	1506.9	40.0	1.89E+07	1.05E+10	9.56E-11	0.054	1308	2711	0.675	0.712
6.0	1508.4	43.4	2.26E+07	1.25E+10	7.98E-11	0.048	1399	3381	0.707	0.739
7.0	1509.9	47.1	2.62E+07	1.46E+10	6.85E-11	0.044	1495	4026	0.729	0.785
8.0	1511.4	50.1	2.98E+07	1.67E+10	6.00E-11	0.041	1597	4662	0.745	0.804
9.0	1512.8	53.5	3.33E+07	1.87E+10	5.33E-11	0.039	1706	5270	0.755	0.875
10.0	1514.3	56.8	3.68E+07	2.08E+10	4.81E-11	0.037	1823	5860	0.763	0.853
11.0	1515.8	59.7	4.04E+07	2.29E+10	4.37E-11	0.036	1948	6432	0.768	0.847
12.0	1517.3	63.0	4.38E+07	2.49E+10	4.01E-11	0.035	2080	6979	0.770	0.842
12.5	1518.0	64.7	4.55E+07	2.59E+10	3.85E-11	0.035	2149	7248	0.771	0.855

**Table 6.** Geometric characteristics of the Stirling engines.

	$V_{sw}$	$\frac{V_{dxE}}{V_{sw}}$	$\frac{V_{dR}}{V_{sw}}$	$\frac{V_{dxC}}{V_{sw}}$	$\sum \mu_{dx}$	$\frac{r_{hE}}{L_E}$	$\frac{r_{hR}}{L_R}$	$\eta_V$	$\frac{r_{hC}}{L_C}$	$\frac{A_{wxE}}{V_{sw}^{2/3}}$	$\frac{A_{wR}}{V_{sw}^{2/3}}$	$\frac{A_{wxC}}{V_{sw}^{2/3}}$
(cm <sup>3</sup> )	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--
V160	194.55	0.209	0.328	0.190	1.729	0.00313	0.00064	0.61	0.00313	16.169	972.766	35.322
V161	194.55	0.326	0.353	0.190	2.005	0.00141	0.00093	0.69	0.00313	42.038	735.239	35.322

**Table 7.** Indicated power analysis for the V161 engine operating with hydrogen at  $T_{wE} \approx 732^\circ\text{C}$ .

$p_m$	$n_s$	$N_{MA}$	$N_{SG}$	$N_p$	$T_C$	$\zeta_0$
(MPa)	(rpm)	--	--	--	( $^\circ\text{C}$ )	--
11.22	1523	0.00128	4.61E+10	5.87E+07	55.3	0.2019

## **ANEXO E: SOLICITUD DE PATENTE RELACIONADA CON LA TESIS**

A continuación se presenta toda la documentación relacionada con la solicitud de patente del motor de bajo salto térmico desarrollado en esta Tesis.







MINISTERIO  
DE INDUSTRIA, TURISMO  
Y COMERCIO



Oficina Española  
de Patentes y Marcas

## Justificante de presentación electrónica de solicitud de patente

Este documento es un justificante de que se ha recibido una solicitud española de patente por vía electrónica, utilizando la conexión segura de la O.E.P.M. Asimismo, se le ha asignado de forma automática un número de solicitud y una fecha de recepción, conforme al artículo 14.3 del Reglamento para la ejecución de la Ley 11/1986, de 20 de marzo, de Patentes. La fecha de presentación de la solicitud de acuerdo con el art. 22 de la Ley de Patentes, le será comunicada posteriormente.

Número de solicitud:	P201331096	
Fecha de recepción:	19 julio 2013, 10:34 (CEST)	
Oficina receptora:	OEPM Madrid	
Su referencia:	P 4579/2012	
Solicitante:	IMPULSO INDUSTRIAL ALTERNATIVO, S.A.	
Número de solicitantes:	1	
País:	ES	
Título:	MOTOR STIRLING DE BAJO SALTO TÉRMICO	
Documentos enviados:	Descripcion.pdf (14 p.) Reivindicaciones.pdf (2 p.) Resumen.pdf (1 p.) Dibujos.pdf (11 p.) OLF-ARCHIVE.zip POWATT.pdf (1 p.) FEERCPT-1.pdf (1 p.) OTRO-1.pdf (1 p.)	package-data.xml es-request.xml application-body.xml es-fee-sheet.xml feesheet.pdf request.pdf
Enviados por:	CN=ENTIDAD CLARKE MODET Y CIA SL - CIF B83049189 -	
Fecha y hora de recepción:	19 julio 2013, 10:34 (CEST)	
Codificación del envío:	4A:6F:F4:92:BC:28:62:EC:A8:9F:E2:5B:EC:0D:F4:3A:3A:2C:EA:F6	

/Madrid, Oficina Receptora/



**DECLARACION DE ADQUISICION DE DERECHOS DE INVENCION**

Nº DE LA SOLICITUD ESPAÑOLA Y/O TITULO DE LA INVENCION

PATENTE DE INVENCION

MOTOR STIRLING DE BAJO SALTO TÉRMICO

EN RELACION A LA INVENCION OBJETO DE LA SOLICITUD ESPAÑOLA ARRIBA MENCIONADA; D<sup>a</sup> ISABEL CARVAJAL Y URQUIJO, Agente Oficial de la Propiedad Industrial, EN VIRTUD DEL PODER CONFERIDO QUE OBSTENTA DEL SOLICITANTE

IMPULSO INDUSTRIAL ALTERNATIVO, S.A.

DECLARA

A LOS EFECTOS DEL ARTICULO 23 DE LA LEY ESPAÑOLA DE PATENTES,

QUE SEGUN LE HA SIDO MANIFESTADO POR SU REPRESENTADO ESTE HA ADQUIRIDO, EL DERECHO A PROTEGER DICHA INVENCION EN ESPAÑA DEL MODO SIGUIENTE MARCADO CON CRUZ:

- (1) - - EN VIRTUD DE RELACION LABORAL
- (2) - - EN VIRTUD DE TRANSMISION SUCESORIA
- (3) -X- EN VIRTUD DE CONTRATO DE FECHA 08/03/2010.**

EN TESTIMONIO DE LO CUAL FIRMO EL PRESENTE DOCUMENTO

MADRID,

Firma





(1) MODALIDAD:	<b>PATENTE DE INVENCION MODELO DE UTILIDAD</b>	<input checked="" type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
(2) TIPO DE SOLICITUD:	PRIMERA PRESENTACION ADICION A LA PATENTE EUROPEA ADICION A LA PATENTE ESPAÑOLA SOLICITUD DIVISIONAL CAMBIO DE MODALIDAD TRANSFORMACION SOLICITUD PATENTE EUROPEA PCT: ENTRADA FASE NACIONAL	<input checked="" type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
(3) EXP. PRINCIPAL O DE ORIGEN:	MODALIDAD: N.º SOLICITUD: FECHA SOLICITUD:	
4) LUGAR DE PRESENTACION:		OEPM, Presentación Electrónica
(5) DIRECCION ELECTRONICA HABILITADA (DEH):		
(6-1) SOLICITANTE 1:	DENOMINACION SOCIAL:  NACIONALIDAD: CODIGO PAIS: DNI/CIF/PASAPORTE: CNAE: PYME:  DOMICILIO: LOCALIDAD: PROVINCIA: CODIGO POSTAL: PAIS RESIDENCIA: CODIGO PAIS: TELEFONO: FAX: PERSONA DE CONTACTO:  MODO DE OBTENCION DEL DERECHO:	IMPULSO INDUSTRIAL ALTERNATIVO, S.A.  España ES A82068446  Parque Tecnologico De Asturias Parcela 13A LLANERA 33 Asturias 33428 España ES           INVENCIÓN LABORAL: CONTRATO: SUCESIÓN:
(7-1) INVENTOR 1:	APELLIDOS: NOMBRE: NACIONALIDAD: CODIGO PAIS: DNI/PASAPORTE:	PRIETO GARCIA JOSE IGNACIO España ES
(7-2) INVENTOR 2:	APELLIDOS: NOMBRE: NACIONALIDAD: CODIGO PAIS: DNI/PASAPORTE:	GARCIA MENENDEZ DAVID España ES
(7-3) INVENTOR 3:	APELLIDOS: NOMBRE: NACIONALIDAD: CODIGO PAIS: DNI/PASAPORTE:	GONZALEZ MUÑOZ MIGUEL ANGEL España ES

(7-4) INVENTOR 4:	<p>APELLIDOS: SUAREZ SIERRA  NOMBRE: ROBERTO  NACIONALIDAD: España  CÓDIGO PAÍS: ES  DNI/PASAPORTE:</p>
(8) TÍTULO DE LA INVENCION:	MOTOR STIRLING DE BAJO SALTO TÉRMICO
(9) PETICIÓN DE INFORME SOBRE EL ESTADO DE LA TÉCNICA:	<p>SI <input type="checkbox"/>  NO <input checked="" type="checkbox"/></p>
(10) SOLICITA LA INCLUSIÓN EN EL PROCEDIMIENTO ACELERADO DE CONCESIÓN	<p>SI <input type="checkbox"/>  NO <input checked="" type="checkbox"/></p>
(11) EFECTUADO DEPÓSITO DE MATERÍA BIOLÓGICA:	<p>SI <input type="checkbox"/>  NO <input checked="" type="checkbox"/></p>
(12) DEPÓSITO:	<p>REFERENCIA DE IDENTIFICACIÓN:  INSTITUCIÓN DE DEPÓSITO:  NÚMERO DE DEPÓSITO:  ACCESIBILIDAD RESTRINGIDA A UN EXPERTO (ART. 45.1. B):</p>
(13) DECLARACIONES RELATIVAS A LA LISTA DE SECUENCIAS:	<p>LA LISTA DE SECUENCIAS NO VA MÁS ALLÁ DEL CONTENIDO DE LA SOLICITUD <input type="checkbox"/>  LA LISTA DE SECUENCIAS EN FORMATO PDF Y ASCII SON IDENTICOS <input type="checkbox"/></p>
(14) EXPOSICIONES OFICIALES:	<p>LUGAR:  FECHA:</p>
(15) DECLARACIONES DE PRIORIDAD:	<p>PAÍS DE ORIGEN:  CÓDIGO PAÍS:  NÚMERO:  FECHA:</p>
(16) AGENTE/REPRESENTANTE:	<p>APELLIDOS: CARVAJAL Y URQUIJO  NOMBRE: ISABEL  CÓDIGO DE AGENTE: 0531/2  NACIONALIDAD: España  CÓDIGO PAÍS: ES  DNI/CIF/PASAPORTE:  DOMICILIO: C/ Goya, 11  LOCALIDAD: MADRID  PROVINCIA: 28 Madrid  CÓDIGO POSTAL: 28001  PAÍS RESIDENCIA: España  CÓDIGO PAÍS: ES  TELÉFONO: 918065600  FAX: 918065607  CORREO ELECTRÓNICO: oepm@clarkemodet.com  NÚMERO DE PODER:</p>
(17) RELACIÓN DE DOCUMENTOS QUE SE ACOMPAÑAN:	<p>DESCRIPCIÓN: <input checked="" type="checkbox"/> N.º de páginas: 14  REIVINDICACIONES: <input checked="" type="checkbox"/> N.º de reivindicaciones: 14  DIBUJOS: <input checked="" type="checkbox"/> N.º de dibujos: 8  RESUMEN: <input checked="" type="checkbox"/> N.º de páginas: 1  FIGURA(S) A PUBLICAR CON EL RESUMEN: <input checked="" type="checkbox"/> N.º de figura(s): 4a</p>

<p style="text-align: center;">ARCHIVO DE PRECONVERSION: DOCUMENTO DE REPRESENTACIÓN: JUSTIFICANTE DE PAGO (1): LISTA DE SECUENCIAS PDF: ARCHIVO PARA LA BUSQUEDA DE LS: OTROS (Aparecerán detallados):</p> <p style="text-align: center;">-OTRO1.pdf DECLARACION DE ADQUISICION DERECHOS DE INVENCION</p>	<p style="text-align: right;"> <input checked="" type="checkbox"/> ]  <input checked="" type="checkbox"/> ] N.º de páginas: 1  <input checked="" type="checkbox"/> ] N.º de páginas: 1  <input type="checkbox"/> ] N.º de páginas:  <input type="checkbox"/> ]  <input checked="" type="checkbox"/> ] N.º de páginas: 1 </p>
<p>(18) EL SOLICITANTE SE ACOGE AL APLAZAMIENTO DE PAGO DE TASA PREVISTO EN EL ART. 162 DE LA LEY 11/1986 DE PATENTES, DECLARA: BAJO JURAMIENTO O PROMESA SER CIERTOS TODOS LOS DATOS QUE FIGURAN EN LA DOCUMENTACIÓN ADJUNTA:</p> <p style="text-align: center;">DOC COPIA DNI: DOC COPIA DECLARACIÓN DE CARENCIA DE MEDIOS: DOC COPIA CERTIFICACIÓN DE HABERES: DOC COPIA ÚLTIMA DECLARACIÓN DE LA RENTA: DOC COPIA LIBRO DE FAMILIA: DOC COPIA OTROS:</p>	<p style="text-align: right;"> <input type="checkbox"/> ]  <input type="checkbox"/> ] N.º de páginas:  <input type="checkbox"/> ] N.º de páginas:  <input type="checkbox"/> ] N.º de páginas:  <input type="checkbox"/> ] N.º de páginas:  <input type="checkbox"/> ] N.º de páginas:  <input type="checkbox"/> ] N.º de páginas: </p>
<p>(19) NOTAS:</p>	
<p>(20) FIRMA:</p> <p style="text-align: center;">FIRMA DEL SOLICITANTE O REPRESENTANTE: LUGAR DE FIRMA: FECHA DE FIRMA:</p>	





## **MOTOR STIRLING DE BAJO SALTO TÉRMICO**

### **DESCRIPCIÓN**

#### **5 Campo técnico de la invención**

La invención pertenece al campo de las máquinas térmicas. Más concretamente de aquellas destinadas al aprovechamiento de corrientes energéticas residuales de baja temperatura para producción de energía eléctrica o combinada con energía térmica (cogeneración).

#### **Antecedentes de la invención**

Es conocida la capacidad de operar entre focos con baja diferencia de temperatura en los motores Stirling llamados de bajo salto térmico (inferior a 100°C, aproximadamente).

Existen diseños de motores Stirling que disponen dos pistones de simple efecto en cilindros diferentes (configuración tipo 'alpha'). El gas encerrado entre los pistones es desplazado alternativamente entre el foco caliente y el frío del motor como consecuencia del movimiento de dichos pistones. En otro tipo de motores el desplazamiento del gas se consigue mediante un pistón llamado desplazador y un pistón de trabajo en el mismo cilindro (configuración tipo 'beta'). El pistón desplazador no realiza trabajo útil, pues tiene sus dos secciones extremas rodeadas por el gas interno. Otra variante dispone el pistón desplazador y el pistón de trabajo en cilindros diferentes (configuración gamma).

La configuración 'alpha' proporciona los valores más altos de potencia específica empleando pistones de doble acción. El intercambio de calor con los focos térmicos se realiza a través de intercambiadores de haz tubular con diámetros tan pequeños que pueden calificarse de capilares. Esta geometría cilíndrica es ventajosa para resistir presiones elevadas, así como para proporcionar un coeficiente de transferencia convectiva suficiente y la superficie de intercambio necesaria con el menor volumen muerto posible.

35

En Takeuchi et al. (Takeuchi, et al., 2000. "Studie zur Konstruktion einer Niedertemperatur-Stirling-Maschine mit hoher Drehzahl". Proceedings of the European Stirling Forum 2000, pp. 347-354, Osnabrück, Germany.) se propone un motor en configuración de tipo 'alpha' conocido como motor Yamanokami 2. Este motor desarrolla unos 600 W con aire a la presión media de 0.7 MPa. Los

40

intercambiadores de calor están dispuestos en coronas cilíndricas concéntricas con el cilindro de expansión y con el de compresión. La amplitud del volumen de barrido, diferencia entre el máximo y el mínimo volumen ocupado por el gas durante un ciclo, es superior a 10 litros.

5

De otra parte, entre las propuestas de motores en configuración 'gamma' capaces de desarrollar potencias interesantes para aplicaciones industriales en el entorno de 100°C de salto térmico se destacan las siguientes.

10 En Iwamoto et al. (Iwamoto, et al., 1997. "Comparison of low and high temperature differential Stirling engines". Proceedings of the 8<sup>th</sup> International Stirling Engine Conference and Exhibition, pp. 29-37, Ancona, Italy.) se propone un prototipo denominado motor Yamanokami 1 que es un voluminoso prototipo con amplitud de volumen de barrido superior a 25 litros y un peso del orden de 1000 kg, que produce  
15 unos 150 W con aire a la presión media de 0.1 MPa. El intercambio de calor con los focos se realiza a través de tubos dispuestos en la corona cilíndrica existente entre el cilindro y el pistón desplazador. El fluido calefactor o refrigerante circula por el interior de los tubos y el gas de trabajo (aire) circula por el exterior.

20 Otros prototipos con salto térmico del orden de 100°C y desarrollo más reciente (Kongtragool and Wongwises, 2007a, 2007b y 2008) son menos voluminosos pero la potencia producida es menor en dos órdenes de magnitud, realizándose el intercambio de calor a través de las bases planas situadas en los extremos de cilindros con configuración 'gamma'. Las bases con reducida curvatura o incluso planas pueden ser  
25 suficientemente resistentes cuando el ciclo se realiza con presión media atmosférica.

En resumen, los actuales motores Stirling de bajo salto térmico son escasos y principalmente del tipo 'gamma CEC' (cold end connected), pues disponen un pistón de trabajo y un pistón desplazador en cilindros diferentes y los cilindros están  
30 conectados por el lado frío. Algunos de tales motores alcanzan potencia interesante para aplicaciones industriales de bajo salto térmico aunque son poco compactos. El intercambio de calor lo realizan a través de superficies cilíndricas coaxiales con el cilindro de expansión que contiene al pistón desplazador. Es de notar que si el intercambio de calor se realizara a través de la base plana situada en un extremo del  
35 cilindro caliente, la potencia desarrollada sería mucho menor.

Por otra parte, existe otra configuración de tipo 'gamma HEC' (hot end connected) que tiene los cilindros del pistón desplazador y del pistón de trabajo conectados a través del lado caliente del motor. Hasta la fecha no ha sido muy estudiada debido a las  
40 dificultades tecnológicas que presenta lograr anillos de cierre resistentes a altas temperaturas.

La presente invención propone un motor Stirling en configuración 'gamma HEC' que permite lograr potencias específicas interesantes en aplicaciones con bajo salto térmico y que tiene en cuenta los problemas mencionados.

5 REFERENCIAS:

Kongtragool, B. and Wongwises, S., 2007a. Performance of low-temperature differential Stirling engines. *Renewable Energy*, Vol. 32, pp. 547-566.

10 Kongtragool, B. and Wongwises, S., 2007b. A four power piston low-temperature differential Stirling engine powered by a solar simulator. *Solar Energy*, Vol. 81, pp. 884-895.

Kongtragool, B. and Wongwises, S., 2008. Performance of a twin power-piston low-temperature differential Stirling engine using simulated solar energy as a heat source. *Solar Energy*, Vol. 82, pp. 493-500.

15 Prieto, J. I. and Méndez, A., 2001. Comparison between conventional and inverted Ross yoke drive mechanisms. In *Proceedings of the 10<sup>th</sup> International Stirling Engine Conference*, ISBN 3-931384-38-1, Verein Deutscher Ingenieure (VDI) (ed.), pp.173-180, Osnabrück, Alemania.

20 Takeuchi, M., Suzuki, S., Abe, Y. and Kitahara, A., 2007a. Development of 1 kW Class Low Temperature Difference Indirect Heating Stirling Engine using  $\alpha^+$ -type Mechanism. In *Proceedings of the 13<sup>th</sup> International Stirling Engine Conference*, pp.38-41, Tokyo, Japan.

25 Takeuchi, M., Abe, Y. Suzuki, S., Nakaya, Z. and Kitahara, A., 2007b. Development of 10 kW Class Low Temperature Difference Indirect Heating Stirling Engine using  $\alpha^+$ -type Mechanism. In *Proceedings of the 13<sup>th</sup> International Stirling Engine Conference*, pp.42-45, Tokyo, Japan.

Las características principales de estos motores de bajo salto térmico se resumen en la Tabla 1 donde muestra:

Comparación entre motores con salto térmico próximo a 100°C

5

MOTOR	Yamanokami 1	Yamanokami 2	Kongtragool 2p	Kongtragool 4p
Tipo de configuración	gamma CEC	alpha	gamma CEC	gamma CEC
Tipo de mecanismo de accionamiento	Scotch yoke	X-yoke	biela- manivela	biela- manivela
Diámetro del cilindro del desplazador, $D_E$ (mm)	800	407.7 (*)	320	600
Diámetro del cilindro del pistón de trabajo, $D_C$ (mm)	400	407.7 (*)	83	133
Carrera del pistón desplazador, $s_E$ (mm)	80	154 (*)	79.5	144.8
Carrera del pistón de trabajo, $s_C$ (mm)	200	154 (*)	82.6	133
Amplitud del volumen de barrido, $V_{sw} =$ $V_{max} - V_{min}$ (cc)	25133	10407 (*)	894	7391
Relación de compresión, $V_{max}/V_{min}$	1.32	1.12	1.02	1.05
Relación de volumen muerto, $\mu_d = V_d/V_{sw}$	1.5	7.2	40.3	16
Gas de trabajo	aire	aire	aire	aire
Presión media del gas de trabajo, $p_m$ (bar)	1	7	1	1
Temperatura del foco caliente, $T_E$ (°C)	108	135	126	128
Temperatura del foco frío, $T_C$ (°C)	33.2	25	34	34
Salto térmico, $\Delta T = T_E - T_C$ (°C)	74.8	110	92	94
Potencia indicada máxima, $P_{ind, max}$ (W)	224	950	1.28	6.26
Velocidad correspondiente a la potencia indicada máxima, $n_{s, max}$ (rpm)	144	175	44	19
Rendimiento mecánico, $\eta_{mec}$	0.65 (*)	0.69 (*)	0.71 (*)	0.70 (*)
Potencia al freno, $P_B$ (W)	145	655	0.9	4.4

(\*) Valor estimado

## **Breve descripción de la invención**

5 La invención sigue la configuración denominada 'gamma HEC' en la que se conectan por el lado caliente el cilindro asociado con el pistón de trabajo y el cilindro asociado con el pistón desplazador.

10 Para obtener resultados destacables, es preferible emplear una relación de compresión, es decir un cociente entre el máximo y el mínimo volumen ocupado por el gas de trabajo durante un ciclo que sea inferior a 1,25 y simultáneamente una amplitud del volumen del gas de trabajo que sea mayor que el volumen no barrido por los pistones, es decir que la relación de volumen muerto debe ser menor que la unidad.

15 La invención incluye un módulo de absorción de energía térmica en el foco caliente para intercambiar calor entre el fluido caliente que alimenta el motor y el gas de trabajo que realiza el ciclo termodinámico. Debe tener la resistencia mecánica adecuada y debe estar aislado térmicamente del exterior para reducir pérdidas. Este módulo tiene una superficie  $S_E$  de intercambio de calor que está relacionada con los diámetros de los cilindros asociados con el desplazador y con el pistón de trabajo.

20 La invención incluye un módulo de cesión de energía térmica al foco frío para intercambiar calor entre el gas de trabajo que realiza el ciclo termodinámico y el fluido frío que refrigera el motor. Debe tener también una resistencia mecánica adecuada y dos orificios para permitir el paso del pistón de trabajo y del vástago del pistón desplazador. Este módulo tiene una superficie  $S_C$  de intercambio de calor que está  
25 relacionada con el diámetro del cilindro asociado con el pistón de trabajo.

Preferentemente, tanto el módulo de cesión como el de absorción son placas.

30 La invención incluye un módulo termodinámico donde existe un circuito entre los módulos anteriores para que circule el gas de trabajo, como consecuencia del movimiento proporcionado por el pistón desplazador y el pistón de trabajo.

35 Este módulo termodinámico intercambia calor a través de la superficie  $S_E$  del módulo de absorción de energía, que debe ser mayor que la superficie  $S_C$  de intercambio de calor con el módulo de cesión de energía, debido a que:

(a) la cantidad de calor intercambiada en el módulo de absorción es mayor que la cantidad intercambiada en el módulo de cesión (la diferencia es el trabajo desarrollado);

(b) la igualdad entre masas de gas correspondientes a los volúmenes de barrido en el espacio caliente y en el espacio frío en un instante determinado es un criterio termodinámico de dimensionado no empleado hasta el momento que para aplicaciones con bajo salto térmico ( $T_E \approx 1,33 \cdot T_C$ ) se traduce en lo siguiente:

5 
$$pV_E/T_E = pV_C/T_C \rightarrow V_E/V_C = T_E/T_C \approx 1,33$$

De modo que a igualdad de carrera en los pistones se deduce el criterio  $S_E/S_C \geq 1,33$ . Por tanto, cumpliendo esta relación existe en promedio de cada ciclo la misma masa de gas del lado caliente que del frío y se mejora el rendimiento del motor. Es obvio deducir que la configuración gamma CEC no puede cumplir este criterio, pues el cilindro del pistón de trabajo está en el espacio frío, mientras que en la configuración gamma HEC está en el espacio caliente.

10

La invención se acopla a un módulo mecánico, formado por bielas, vástagos, volantes de inercia, ejes y otros elementos encargados de transmitir accionamiento entre los pistones y el eje de salida de potencia. Todos estos elementos mecánicos están alojados dentro de un espacio envolvente adecuadamente presurizado y no comunicado con el exterior como pueda ser una carcasa o similar.

15

Por otra parte, un módulo eléctrico, generalmente externo a la carcasa, se acopla magnéticamente al módulo mecánico anterior mediante, por ejemplo, un eje de salida de potencia en el módulo mecánico.

20

Preferentemente, en el conjunto de módulos no existen orificios que comuniquen con el exterior, salvo únicamente las conexiones de entrada/salida de fluidos portadores de calor existentes en los módulos de intercambio térmico, lo que no afecta a espacios presurizados donde se ubican el módulo termodinámico y el módulo mecánico, evitando riesgos de fugas.

25

### 30 **Breve descripción de las figuras**

La Figura 1 muestra una vista general del motor.

35 La Figura 2A muestra una vista inferior del calentador.

La Figura 2B muestra una vista superior del calentador.

La Figura 3A muestra una vista superior del enfriador.

40 La Figura 3B muestra una vista inferior del enfriador.

La Figura 4A muestra una sección transversal del motor.

La Figura 4B muestra detalles de los cilindros y pistones del motor.

5 La Figura 5A muestra detalles del mecanismo de accionamiento.

La Figura 5B muestra detalles de la unión entre vástago y biela del pistón desplazador.

La Figura 5C muestra una ampliación de los detalles de la figura anterior.

10

La Figura 6 muestra una sección longitudinal del motor, perpendicular a la sección representada en la Figura 4.

15 La Figura 7A muestra detalles del acoplamiento magnético, con el volante de inercia y el disco con imanes interior a la carcasa.

La Figura 7B muestra detalles del acoplamiento magnético, con el disco con imanes interior y el disco con imanes exterior separados por la carcasa.

20 En las Figuras 8A a 8D aparecen gráficas representando un índice adimensional del trabajo producido en relación al peso y al tamaño para diversos valores del salto térmico normalizado con la temperatura del foco frío. Así:

25 La Figura 8A corresponde a la gráfica para el salto térmico con el que podría operar un prototipo según la presente invención.

La Figura 8B corresponde a la gráfica para el salto térmico especificado para el prototipo Yamanokami 1.

30 La Figura 8C corresponde a la gráfica para el salto térmico especificado para los prototipos de Kongtragool.

La Figura 8D corresponde a la gráfica para el salto térmico especificado para el prototipo Yamanokami 2.

35

### **Descripción detallada de la invención**

40 Con referencia a las figuras anteriores, se expone sin carácter restrictivo un ejemplo de realización de la invención.

En la Figura 1 se puede ver exteriormente un motor Stirling 'gamma HEC' de bajo salto térmico de acuerdo con la invención. El motor incluye una carcasa presurizada 4 sobre la que se montan varios módulos de acuerdo con la invención:



- Un módulo calentador por donde circula un fluido portador de calor.
- Un módulo enfriador por donde circula un fluido refrigerante.
- Un módulo separador para evitar el puente térmico entre los dos módulos anteriores.

5

En el presente ejemplo de realización estos tres módulos son tres placas **1, 2, 3** como muestran las figuras.

10 Preferentemente, el pistón desplazador **13** debe ser un disco de espesor menor de 20 mm y estar formado a partir de un material ligero y aislante.

Como se muestra en las figuras, preferiblemente se emplea como accionamiento mecánico un yugo de Ross **5** que permite obtener ventajosamente unos ángulos de inclinación de bielas muy bajos con un tamaño aceptable.

15

Preferentemente, el pistón de trabajo **12** es de tipo membrana, para reducir al máximo pérdidas por fricción así como fugas desde el módulo termodinámico hasta el espacio envolvente o carcasa **4** donde se aloja el mecanismo de accionamiento.

20 Como se verá más adelante, la estanqueidad en el vástago **25** del pistón desplazador **13** se resuelve con un cierre de membrana flexible tipo 'roll-sock' o similar. La elasticidad y la geometría de esta membrana resultan críticas a la hora de resolver el compromiso de conseguir un cierre eficaz con pocas pérdidas mecánicas. El material del cierre también debe ser resistente a las presiones del ciclo.

25

30 La placa enfriadora **2** presenta unos orificios de entrada **20** y salida **21** para el fluido refrigerante. De forma similar, ocurre con la placa calentadora **1** que presenta orificios de entrada **18** y de salida **19** para el fluido caliente. Esta placa calentadora **1** realiza la absorción de energía térmica en el foco caliente. Para reducir pérdidas debe estar aislada térmicamente del exterior.

35 La placa calentadora **1** es preferentemente plana y metálica. Preferiblemente, el espesor de la misma debe ser lo más pequeño posible que permita su resistencia mecánica. Con la placa calentadora **1** se intercambia calor entre el fluido caliente que alimenta el motor y el gas de trabajo que realiza el ciclo termodinámico. Dicho fluido caliente circula por el exterior de la placa **1** a través de una especie de laberinto formado por aletas que proporcionan adecuada transmisión de calor y resistencia mecánica. En la Figura 2A se muestra de forma aislada y en una vista inferior la placa calentadora **1** con los orificios de entrada **18** y salida **19** para el fluido caliente. En la  
40 Figura 2B, que es una vista superior de dicha placa **1**, se observa una estructura de

laberinto en zig-zag practicada en la cara exterior de la placa calentadora **1** que sirve para que el fluido caliente pueda circular internamente. Además, se observan también unas llantas **24** para refuerzo y guía del fluido portador de calor.

- 5 De forma análoga, la placa enfriadora **2** se muestra en detalle en la Figura 3A en su vista superior y en la Figura 3B en su vista inferior. En esta última también se observan unas llantas **24** para refuerzo y guía del fluido refrigerante.

10 El interior del motor se muestra en la Figura 4A mediante corte en sección transversal. En el interior de la carcasa **4** hay un mecanismo de accionamiento que incluye varios elementos: el yugo Ross **5**, la biela **6** del pistón desplazador **13**, la biela **7** del pistón de trabajo **12** y la biela lateral **8** típica de este mecanismo. El yugo **5** está articulado al cigüeñal **9**. Separando la carcasa de la zona del circuito termodinámico del fluido de trabajo, está el bloque **10**, con rigidez suficiente para ser utilizado como elemento principal de las uniones entre subsistemas. En la parte superior, a modo de interfases entre los módulos termodinámico y mecánico, se alojan la camisa del pistón **11**, el pistón de trabajo **12** y el pistón desplazador **13** que dispone de un alojamiento para el regenerador **22**. El anillo de cierre del vástago del pistón desplazador **13** se realiza mediante una membrana **14** tipo 'roll-sock' o similar. Entre la camisa del pistón **11** y el pistón **12** se puede disponer un anillo de cierre convencional u otras soluciones con menor riesgo de fugas y rozamiento, incluyendo la opción preferente de un pistón de membrana elástica. Otras uniones fijas entre espacios a diferentes presiones o con diferentes fluidos están selladas mediante juntas tóricas o similares, y uniones roscadas o similares que eviten los puentes térmicos.

25

El módulo regenerador **22** cuya función es almacenar temporalmente la energía del gas de trabajo, está formado por una malla de alambre trenzado con diámetro aproximado de 60 micras y porosidad aproximada del 70%, integrada en el pistón desplazador **13**.

30

En la Figura 4B se puede ver en más detalle la parte superior de la placa separadora **3** montada sobre la placa enfriadora **2**. Se aprecian los dos cilindros y el pistón desplazador **13** con el regenerador **22** que permite el paso del gas de trabajo desde un cilindro al otro pasando por el conducto **26**.

35

40 En la Figura 5A se muestran aislados los detalles del bloque **10**, la placa enfriadora **2** y parte del mecanismo de accionamiento (el yugo Ross **5**, la biela **6** del pistón desplazador **13**, la biela **7** del pistón de trabajo **12**). Se observa a la izquierda el pistón desplazador **13** con su vástago atravesando la placa enfriadora **2**, y a la derecha el pistón de trabajo **12** alojado en una camisa refrigerada **11** por el fluido refrigerante que circula por dicha placa enfriadora **2**. El regenerador **22** está alojado en un hueco cilíndrico del desplazador. Las bielas conectan ambos pistones con el yugo Ross **5**.

En la Figura 5B se muestran ampliados los detalles de la unión entre el vástago y la biela **6** del pistón desplazador **13**. El vástago **25** no contacta con la carcasa **10** para evitar fricción, realizándose el cierre mediante un anillo tipo 'roll-sock' o similar.

5

En la Figura 5C se muestra otra ampliación mayor que la anterior de los detalles de la unión entre el vástago **25** y la biela **6** del pistón desplazador **13**.

10 La Figura 6 corresponde a una sección longitudinal del motor, perpendicular a la sección representada en la Figura 1. En esta imagen se pueden distinguir otros elementos del mecanismo de accionamiento como son el volante de inercia **15**, los discos interior **16** y exterior **17** del acoplamiento magnético, y el eje de salida de potencia **23** al que se puede conectar un motor/generador eléctrico.

15 Los detalles del acoplamiento magnético se pueden ver en las Figuras 7A y 7B. Se muestran el volante de inercia y el disco con imanes.

Se explica brevemente el funcionamiento del motor mediante un ejemplo concreto:

20 Un fluido caliente con una temperatura de unos 70°C o superior, procedente del proceso del que se quiere recuperar la energía, como por ejemplo circuitos primarios termosolares o sistemas de aire acondicionado.

25 Dicho fluido caliente (también denominado de trabajo) se introduce en la placa calentadora **1** por el orificio de entrada **18** previsto a tal efecto. El fluido caliente realiza un recorrido por el interior de la placa calentadora **1** siguiendo una especie de zig-zag, obligado por la geometría interna, de forma que recorre toda la superficie del mismo antes de salir por dos orificios de salida **19** situados a ambos lados de la placa calentadora **1**. Así se consigue mantener a una temperatura  $T_E$  aproximadamente  
30 uniforme la placa calentadora **1** que está en contacto con el fluido de trabajo.

Simultáneamente, en la placa enfriadora **2** se introduce un fluido refrigerante, por ejemplo agua, con una temperatura de unos 15°C o inferior. El fluido refrigerante entra en la placa enfriadora **2** por un orificio de entrada **20** similar al dispuesto en la placa  
35 calentadora. El fluido refrigerante recorre el interior de la placa enfriadora **2** y sale por dos orificios de salida **21**, manteniendo a una temperatura aproximadamente uniforme  $T_C$  la placa del enfriador que está en contacto con el fluido de trabajo y las zonas con anillos de cierre.

En el interior del módulo termodinámico, el movimiento del pistón desplazador **13** hace que el gas de trabajo pase de la zona caliente a la zona fría y viceversa, de forma que el gas se enfría y calienta alternativamente con los consiguientes cambios de presión en el pistón de trabajo **12**. Una vez caliente, el gas se expande desplazando el pistón de trabajo **12** y produciendo trabajo mecánico que se transmite al mecanismo de accionamiento. Cuando el gas está frío es el mecanismo de accionamiento, con la energía acumulada en forma de energía cinética, quien lo comprime para volver a ser calentado y repetir cíclicamente el proceso. El adecuado sincronismo entre el movimiento del pistón de trabajo **12** y el pistón desplazador **13** producido por el mecanismo de accionamiento hace que en el cómputo de un ciclo se entregue más trabajo al mecanismo del que éste haya aportado durante la compresión. Así se obtiene una potencia mecánica útil apta para producir energía eléctrica o para otras aplicaciones. El pistón desplazador **13** está guiado durante su movimiento alternativo por un vástago que tiene un sistema de cierre del tipo 'roll-sock' o similar, consistente en una membrana **14** flexible que se enrolla y desenrolla según el vástago avanza o retrocede. La parte exterior de la membrana **14** está unida a la parte fija del motor mientras que la parte interior es solidaria con el vástago.

Desde el punto de vista del gas de trabajo, confinado en los cilindros del pistón desplazador **13** y del pistón de trabajo **12**, cuando el pistón desplazador **13** se desplaza hacia la placa enfriadora **2**, el gas circula a través del regenerador **22** hacia la placa calentadora **1** entrando en contacto con la superficie interior de ésta, que está a temperatura  $T_E$ . En el movimiento contrario del pistón desplazador **13**, el gas pasa en sentido inverso a través del regenerador hacia la zona del enfriador, cuya superficie estará a la temperatura  $T_C$ . El cilindro del pistón desplazador está conectado con el cilindro del pistón de trabajo por medio de un conducto **26** practicado en la placa separadora **3** y situado en la zona próxima a la placa calentadora **1** como se puede ver en la Figura 4B, haciendo que el motor tenga una configuración 'gamma HEC'. Las variaciones de volumen del gas de trabajo están determinadas por la posición del pistón de trabajo, cuyo anillo de cierre contra las paredes de su camisa debe ser diseñado teniendo en cuenta el compromiso entre fugas y rozamiento.

La energía entregada por el gas durante su expansión se almacena en el mecanismo, principalmente en el volante de inercia **15**, haciendo girar el cigüeñal **9** y el disco del acoplamiento magnético **16** situado en el interior de la carcasa presurizada **4**. Al girar este disco arrastra al disco exterior **17** que está acoplado al eje de salida **23**. De esta forma, se consigue extraer la potencia mecánica del interior de la carcasa presurizada **4** sin la necesidad de un cierre que implique fugas y rozamiento. El eje de salida puede acoplarse a un motor/generador eléctrico para transformar la energía mecánica en energía eléctrica. La función del motor eléctrico es necesaria durante el arranque hasta alcanzar el motor térmico la velocidad de operación suficiente para producir potencia útil, a partir de cuya situación el motor eléctrico debe cesar su actuación y pasar a funcionar como generador.

En las gráficas 8A-8D se puede analizar el comportamiento de los principales motores de bajo salto térmico frente a la presente propuesta.

5 Se emplea una relación de compresión, es decir un cociente entre el máximo y el mínimo volumen ocupado por el gas durante un ciclo inferior a 1,25 y un volumen muerto inferior a la amplitud del volumen de barrido, es decir que la relación de volumen muerto es menor que la unidad.

10 Como se indica en la Figura 8A, un dimensionado que cumpla simultáneamente los límites establecidos para ambas relaciones permite obtener valores teóricos de trabajo indicado adimensional, es decir trabajo por unidad de presión y de amplitud del volumen de barrido, superiores a  $0,075 \text{ J}/(\text{MPa}\cdot\text{cm}^3)$  con saltos térmicos relativos tan bajos como  $\Delta T/T_C \approx 0,15$ , esto es  $\Delta T \approx 45^\circ\text{C}$  suponiendo una temperatura del fluido refrigerante igual a  $T_C \approx 300\text{K} \approx 30^\circ\text{C}$ .

15 Los prototipos citados en la Tabla 1 no pueden alcanzar este resultado como consecuencia de su diferente configuración y de sus diferentes relaciones de compresión y de volumen muerto. Un valor similar de trabajo indicado adimensional solo es alcanzado por el motor Yamanokami 1, pero para un salto térmico relativo mayor, a saber  $\Delta T/T_C \approx 0,25$ , esto es  $\Delta T \approx 75^\circ\text{C}$  para  $T_C \approx 300\text{K} \approx 30^\circ\text{C}$  como se ve  
20 en la Figura 8B. Los restantes prototipos antedichos necesitan saltos térmicos aún mayores para alcanzar valores 33% menores, es decir  $0,050 \text{ J}/(\text{MPa}\cdot\text{cm}^3)$ , ver Figuras 8C y 8D.

25 Se debe entender que es posible usar diversas alternativas, modificaciones y equivalentes. Nótese que la Figura 8A establece mediante variables adimensionales los límites donde la invención evidencia ventajas, de modo que es aplicable a un conjunto de diseños semejantes con diversos tamaños y presiones. Por lo tanto, la presente descripción no deberá considerarse limitante del alcance de la invención que viene definido por las reivindicaciones adjuntas.

30

#### Referencias numéricas

- 1 Placa calentadora
- 2 Placa enfriadora
- 3 Placa separadora
- 35 4 Carcasa presurizada
- 5 Yugo de Ross
- 6 Biela del pistón desplazador
- 7 Biela del pistón de trabajo
- 8 Biela lateral

- 9 Cigüeñal
- 10 Bloque
- 11 Camisa
- 12 Pistón de trabajo
- 5 13 Pistón desplazador
- 14 Membrana
- 15 Volante de inercia
- 16 Disco interior del acoplamiento magnético
- 17 Disco exterior del acoplamiento magnético
- 10 18 Orificio de entrada para placa calentadora
- 19 Orificio de salida para placa calentadora
- 20 Orificio de entrada para placa enfriadora
- 21 Orificio de salida para placa enfriadora
- 22 Regenerador
- 15 23 Eje de salida de potencia
- 24 Llantas
- 25 Vástago del desplazador
- 26 Conducto de conexión entre cilindros

20 Abreviaturas

$D_C$ : Diámetro del cilindro del pistón de trabajo (espacio de compresión en motor gamma CEC, o de expansión en motor gamma HEC).

$D_E$ : Diámetro del cilindro del desplazador.

$n_{s,max}$ : Velocidad correspondiente a la potencia indicada máxima.

25  $P_B$  : Potencia al freno.

$P_{ind,max}$ : Potencia indicada máxima.

$p_m$ : Presión media del gas de trabajo.

$s_C$ : Carrera del pistón de trabajo.

$s_E$ : Carrera del pistón desplazador.

30  $S_C$ : Superficie de intercambio de la placa enfriadora.

$S_E$ : Superficie de intercambio de la placa calentadora.

$T_C$ : Temperatura la placa enfriadora o del espacio de compresión.

$T_E$ : Temperatura la placa calentadora o del espacio de expansión.

$V_d$ : Volumen muerto.

$V_{\max}/V_{\min}$ : Relación de compresión.

$V_{sw}$ : Amplitud del volumen de barrido ( $V_{sw} = V_{\max} - V_{\min}$ ).

$\Delta T$ : Salto térmico ( $\Delta T = T_E - T_C$ ).

$\eta_{mec}$ : Rendimiento mecánico.

5  $\mu_d$ : Relación de volumen muerto ( $\mu_d = V_d/V_{sw}$ ).

## REIVINDICACIONES

1. Motor Stirling de bajo salto térmico que comprende:

5 - un primer cilindro que alberga un pistón desplazador (13) donde el pistón desplazador (13) comprende un regenerador (22) para el paso del gas de trabajo a través del pistón desplazador (13),

- un segundo cilindro que alberga un pistón de trabajo (12),

- un conducto (26) que comunica ambos cilindros,

caracterizado por que comprende además:

10 - una placa calentadora (1) configurada para cerrar por un extremo ambos cilindros del pistón desplazador (13) y del pistón de trabajo (12) y para transferir calor al gas de trabajo contenido entre dicha placa calentadora (1) y dichos pistones (12,13);

15 - una placa enfriadora (2) configurada para cerrar el otro extremo del cilindro del pistón desplazador (13) y para refrigerar el gas de trabajo contenido entre dicho pistón desplazador (13) y dicha placa enfriadora (2), donde la superficie en contacto con el gas de trabajo de la placa enfriadora (2) es al menos un 30% menor que la superficie en contacto con el gas de trabajo de la placa calentadora (1).

20 2. Motor Stirling según la reivindicación 1, donde el conducto (26) limita con la placa calentadora (1) y con una estructura separadora que delimita ambos cilindros.

25 3. Motor Stirling según la reivindicación 2, que comprende una placa separadora (3) térmicamente aislante entre la placa calentadora (1) y la placa enfriadora (2) y donde se forma la estructura separadora que comunica ambos cilindros.

30 4. Motor Stirling según una cualquiera de las reivindicaciones anteriores, que comprende además un yugo de Ross (5) acoplado a un cigüeñal (9), donde el yugo de Ross (5) se une por un extremo con unas bielas (6,7) que están acopladas con los pistones (13,12) por el otro extremo.

35 5. Motor Stirling según la reivindicación 4, que comprende una carcasa presurizada (4) que comprende a su vez un volante de inercia (15) y unos discos de acoplamiento magnético (16,17) acoplados a un eje de salida (23).

6. Motor Stirling según una cualquiera de las reivindicaciones anteriores, que comprende además una membrana (14) asociada a un orificio en la placa enfriadora



(2) a través del que se desplaza un vástago (25) unido al pistón desplazador (13) por un extremo y por otro a una biela (6) para mantener la estanqueidad.

5 7. Motor Stirling según la reivindicación 6, donde la membrana (14) es flexible y permite enrollarse según el desplazamiento del vástago (25).

8. Motor Stirling según la reivindicación 6 ó 7, donde la membrana (14) es de tipo roll-sock.

10 9. Motor Stirling según una cualquiera de las reivindicaciones anteriores, donde la placa enfriadora (2) está configurada para que circule por su interior un fluido refrigerante.

15 10. Motor Stirling según la reivindicación 9, donde la placa enfriadora (2) tiene una estructura de zig-zag por donde circula el fluido refrigerante.

20 11. Motor Stirling según una cualquiera de las reivindicaciones anteriores, donde la placa calentadora (1) está configurada para que circule por su interior un fluido caliente.

12. Motor Stirling según la reivindicación 11, donde la placa calentadora (1) tiene una estructura de zig-zag por donde circula el fluido caliente.

25 13. Motor Stirling según una cualquiera de las reivindicaciones anteriores, donde la relación de volumen muerto es inferior a la unidad.

14. Motor Stirling según una cualquiera de las reivindicaciones anteriores, donde la relación de compresión es menor o igual que 1,25.

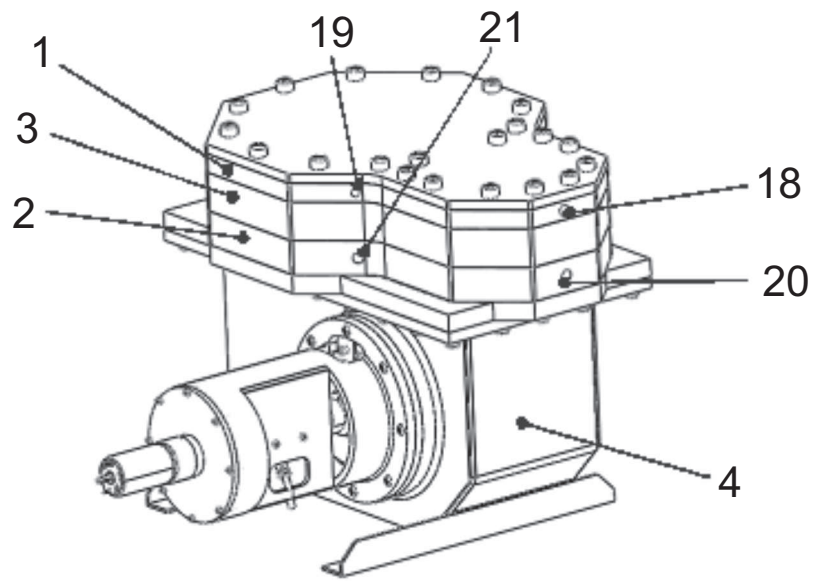


Fig. 1

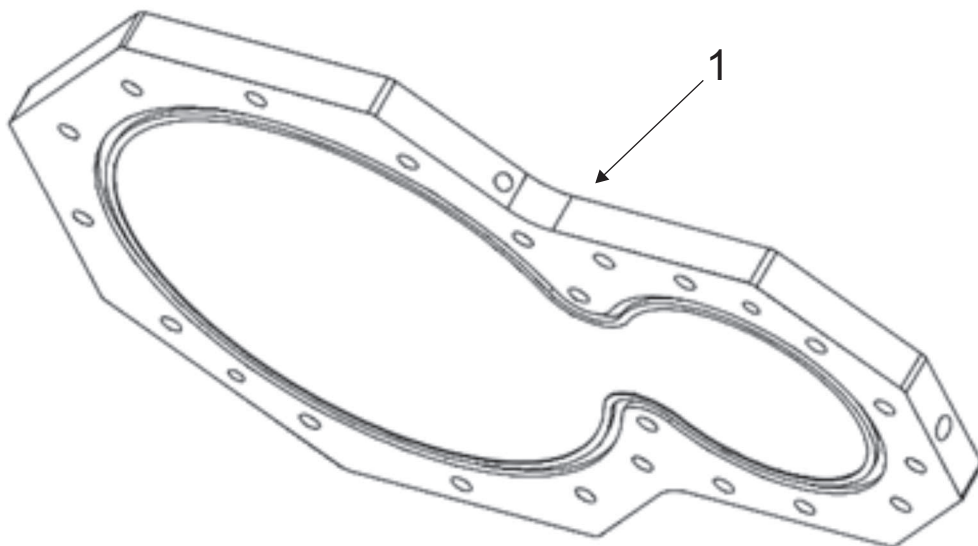


Fig. 2A

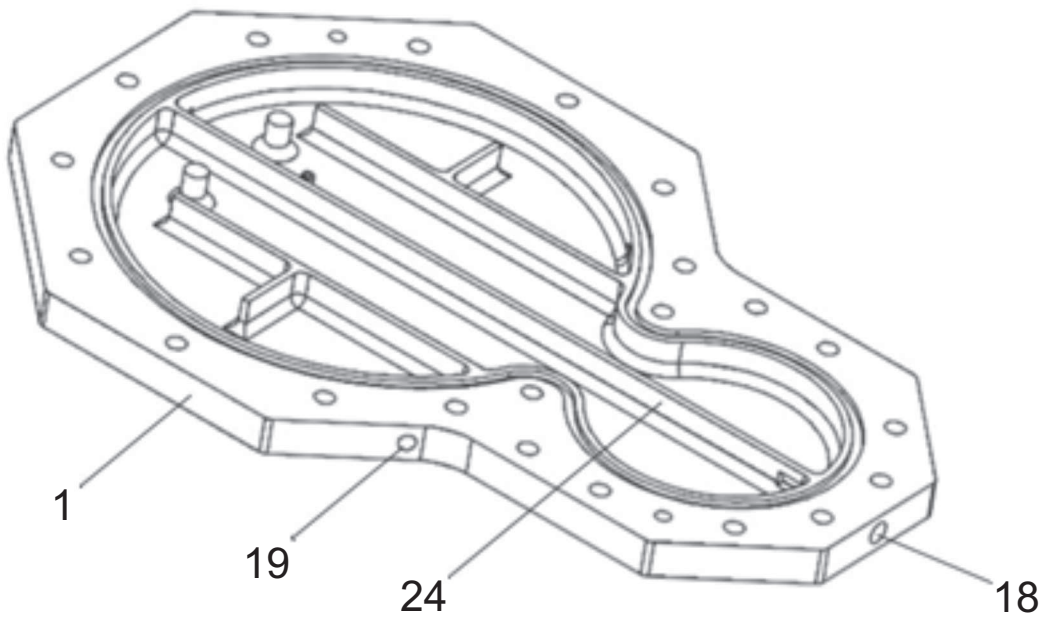


Fig. 2B

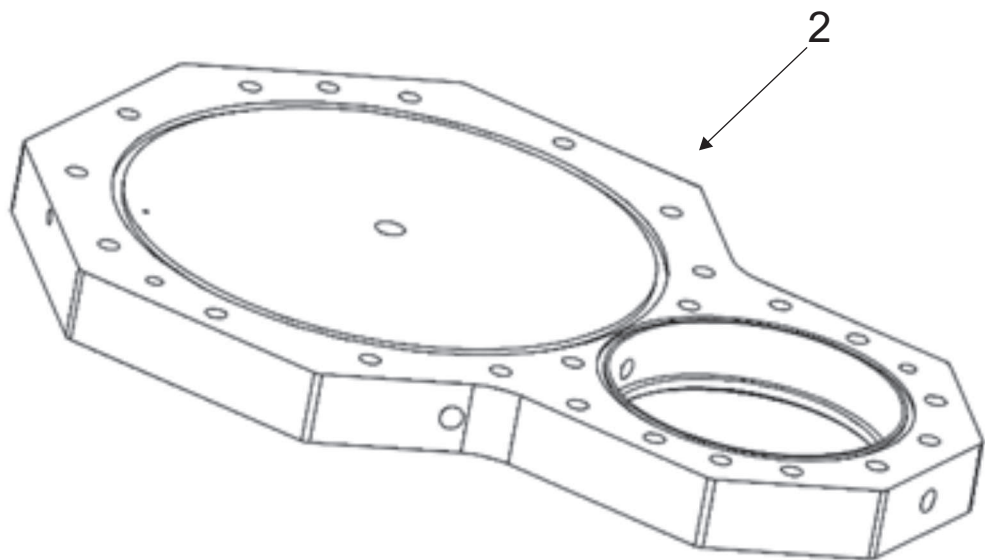


Fig. 3A

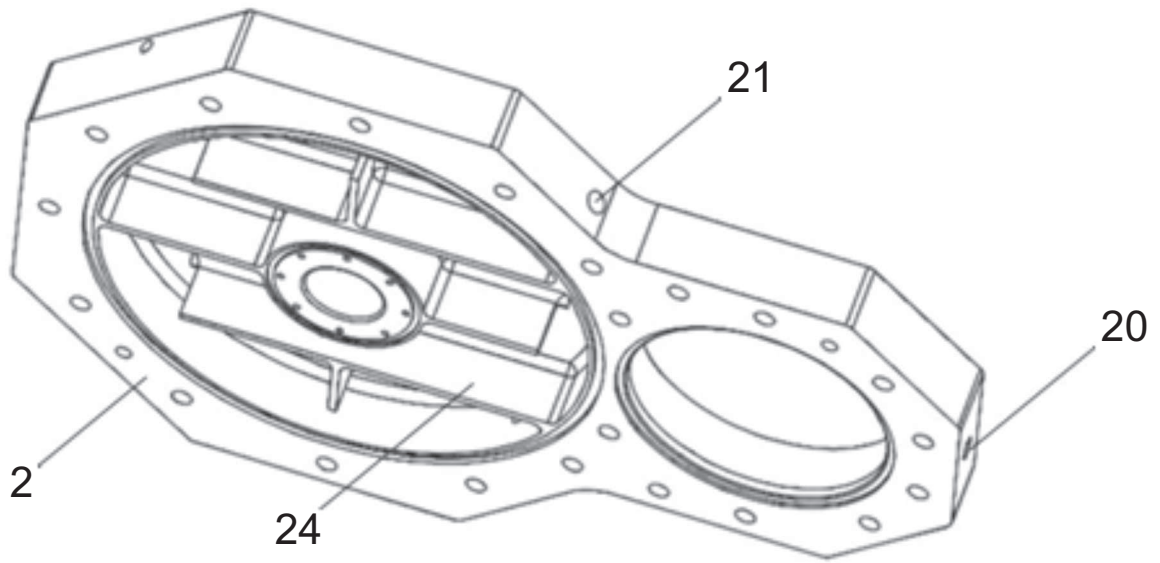


Fig. 3B

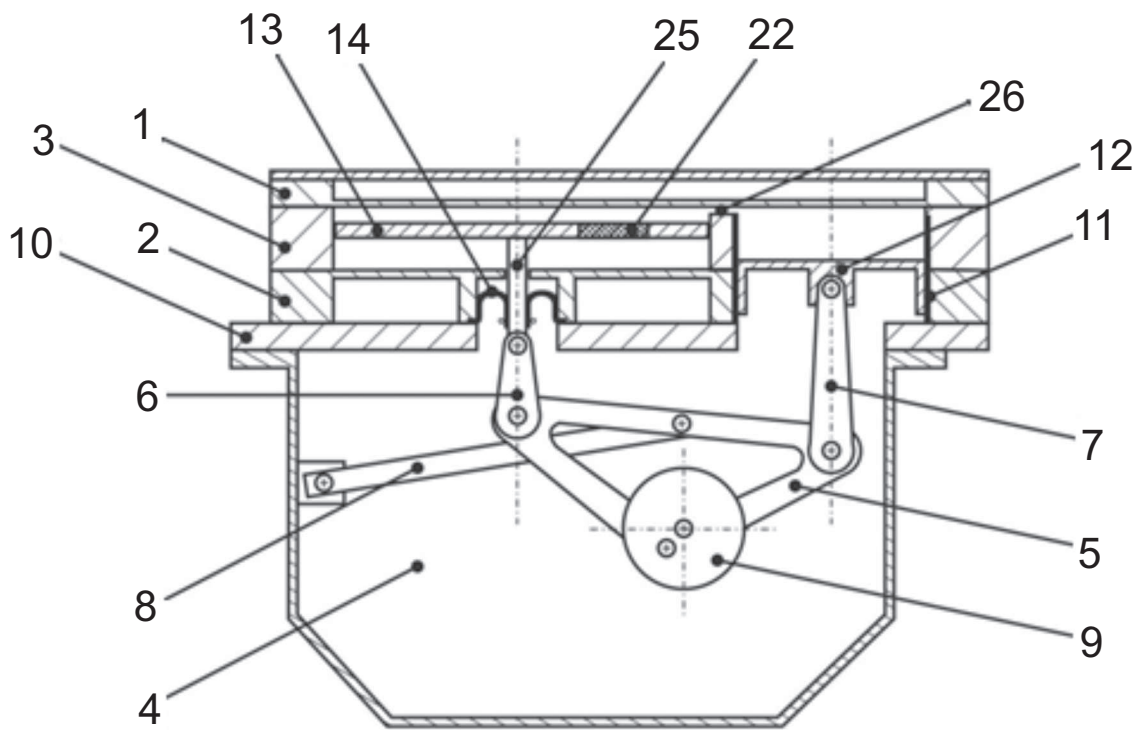


Fig. 4A

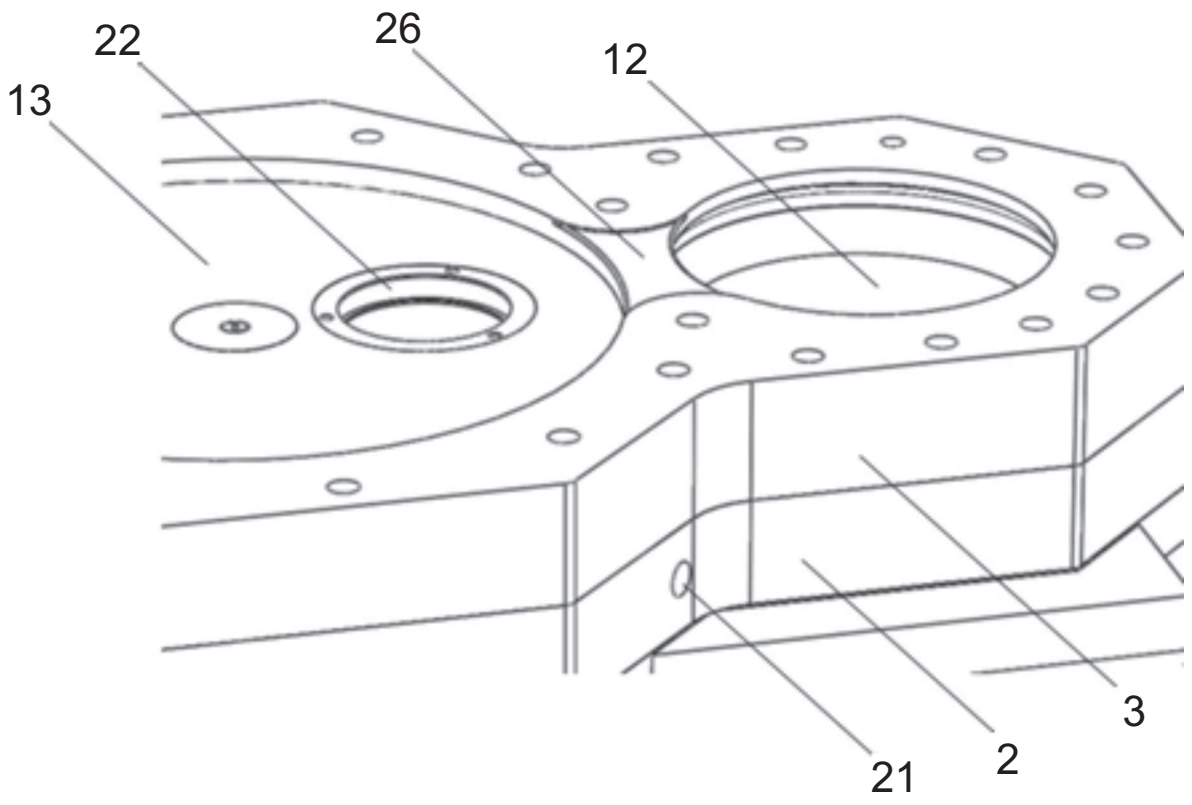


Fig. 4B

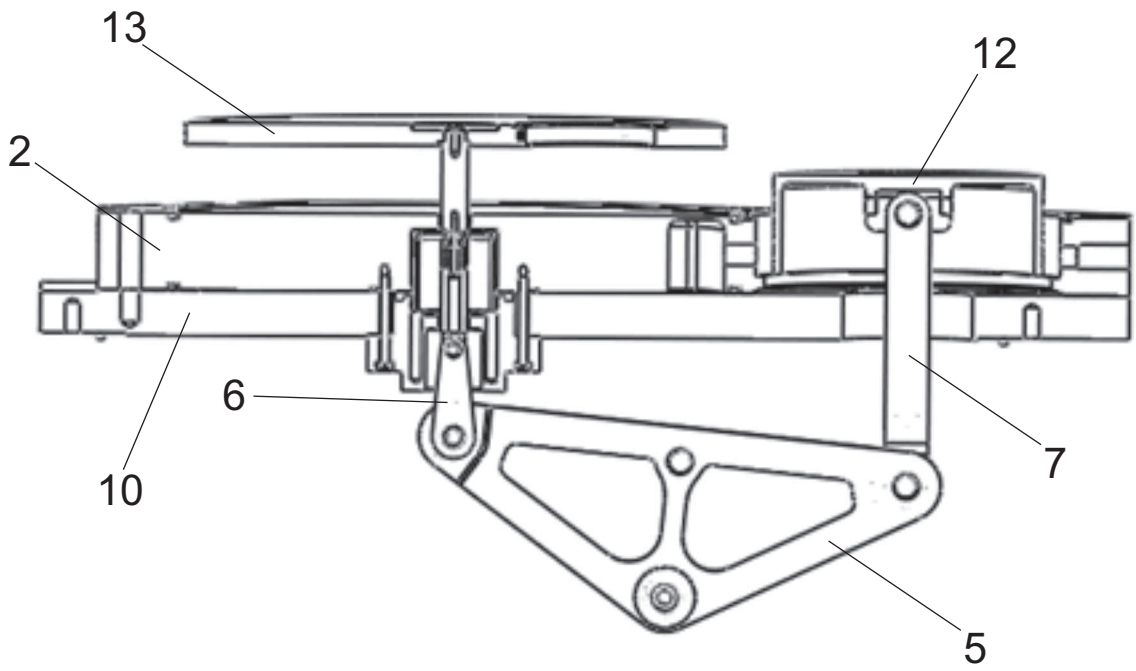
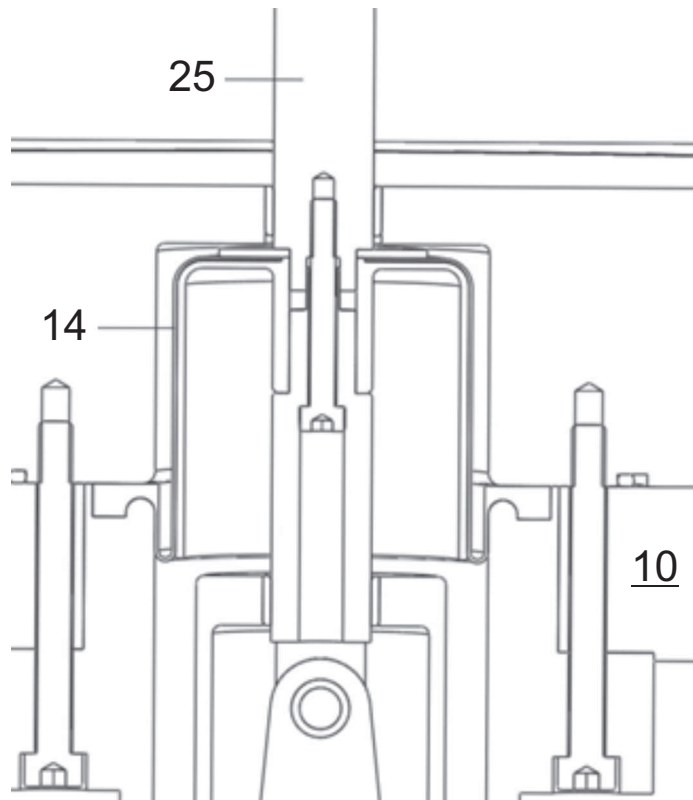
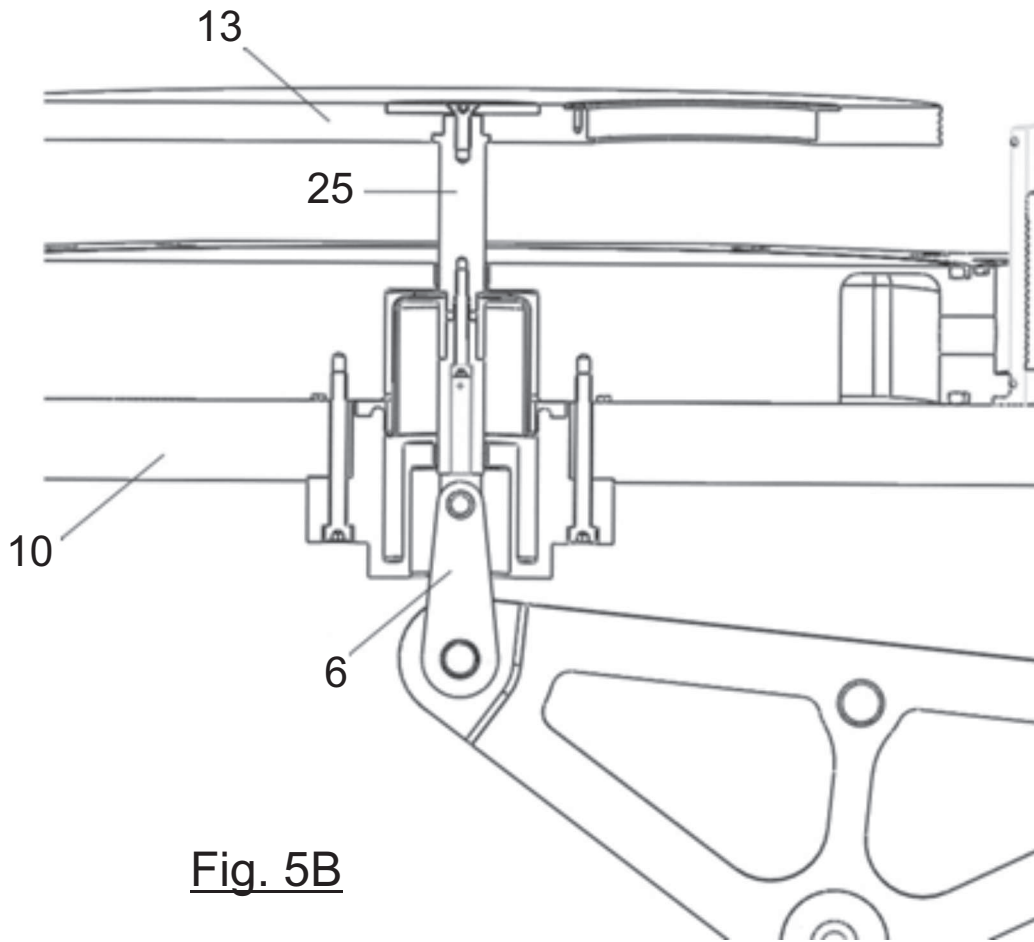


Fig. 5A



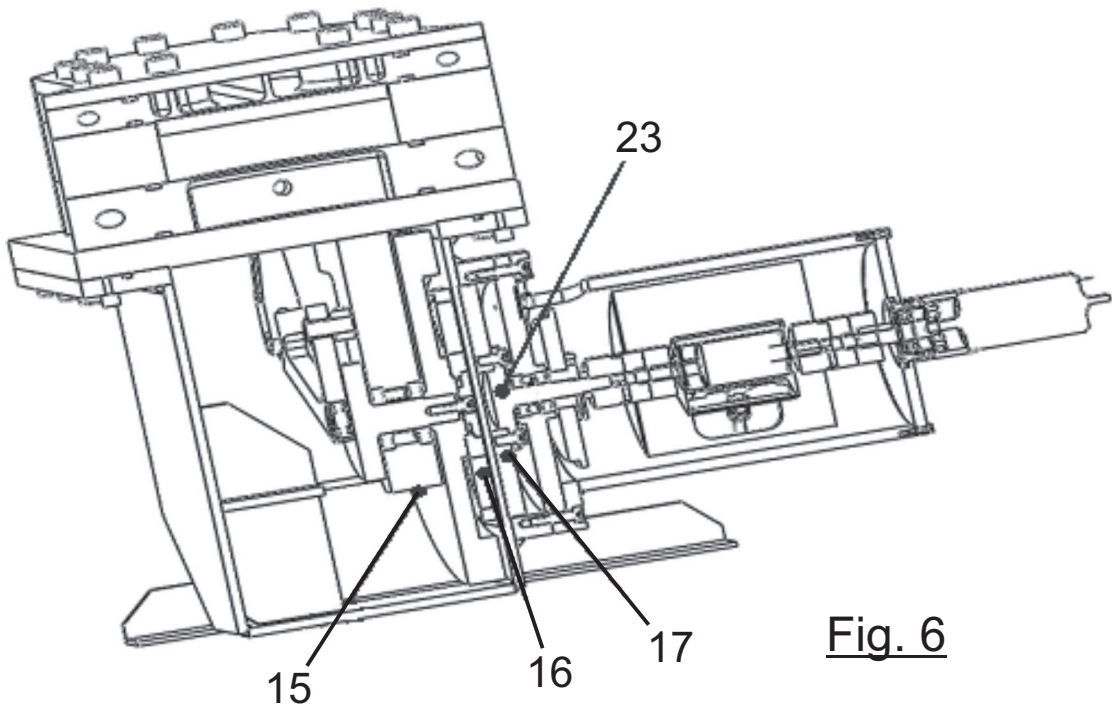


Fig. 6

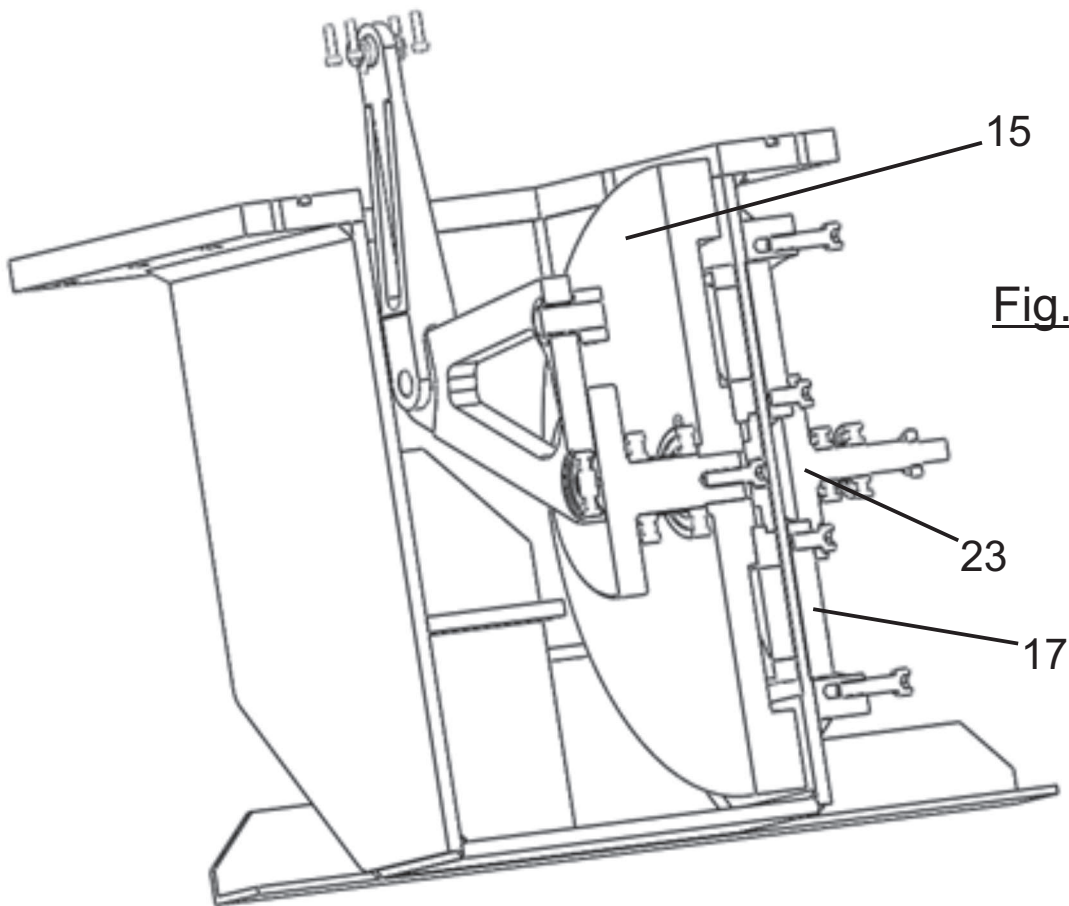


Fig. 7A

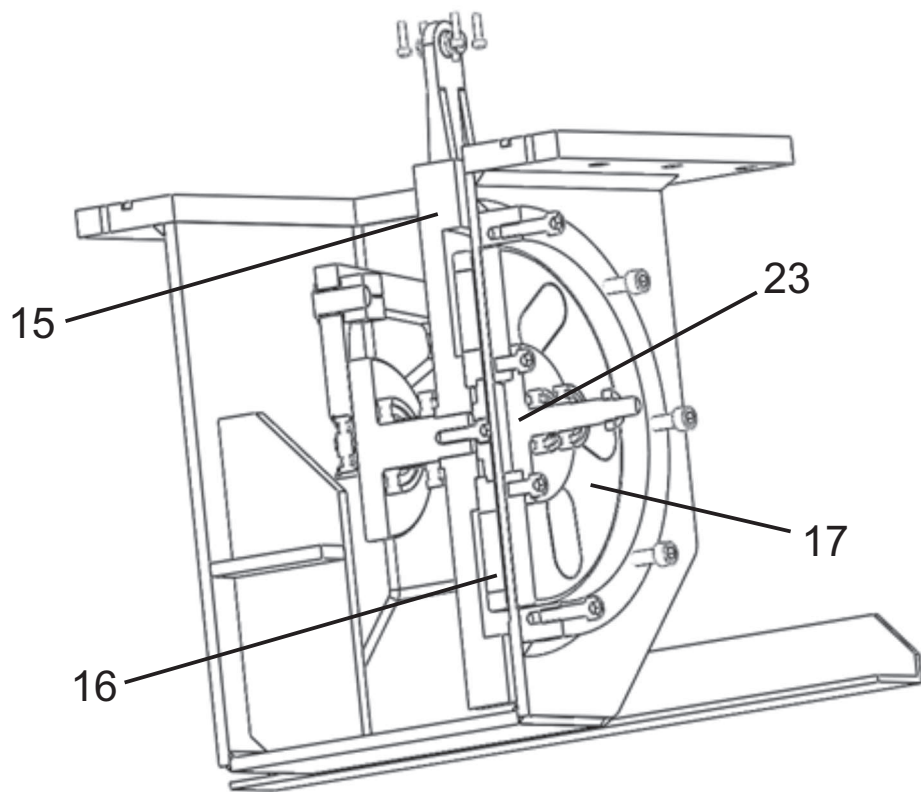


Fig. 7B



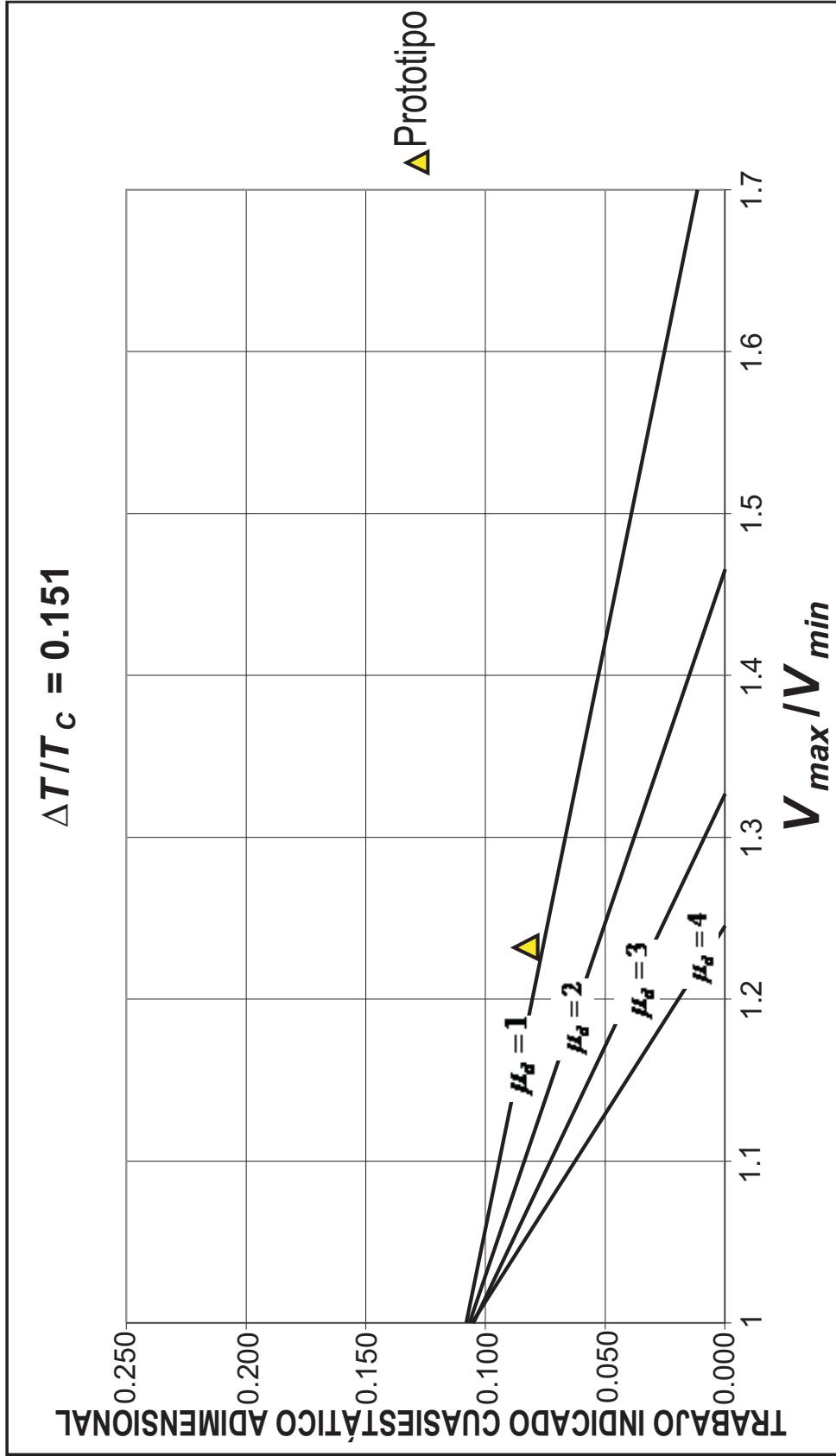


Fig. 8A

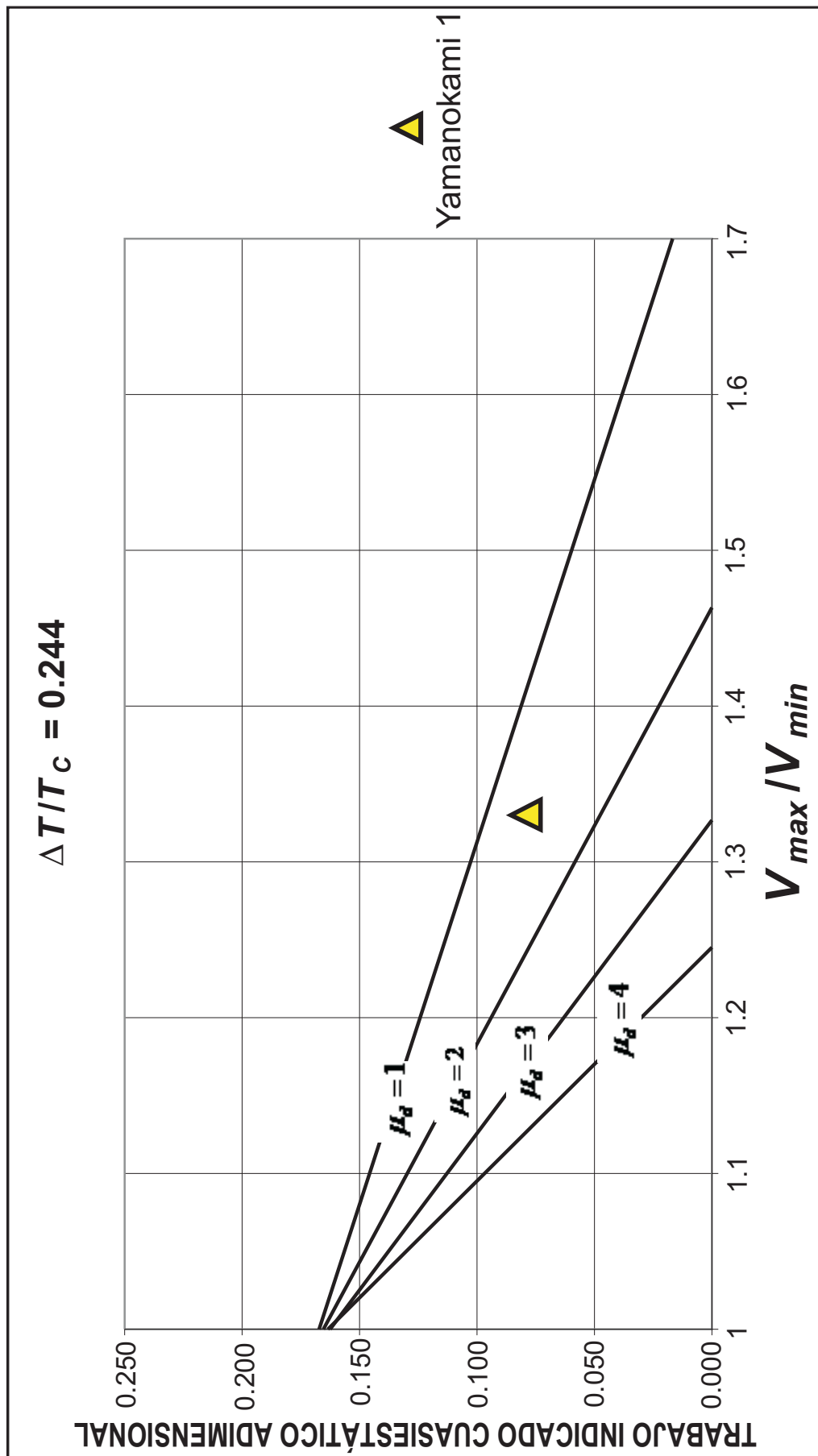


Fig. 8B

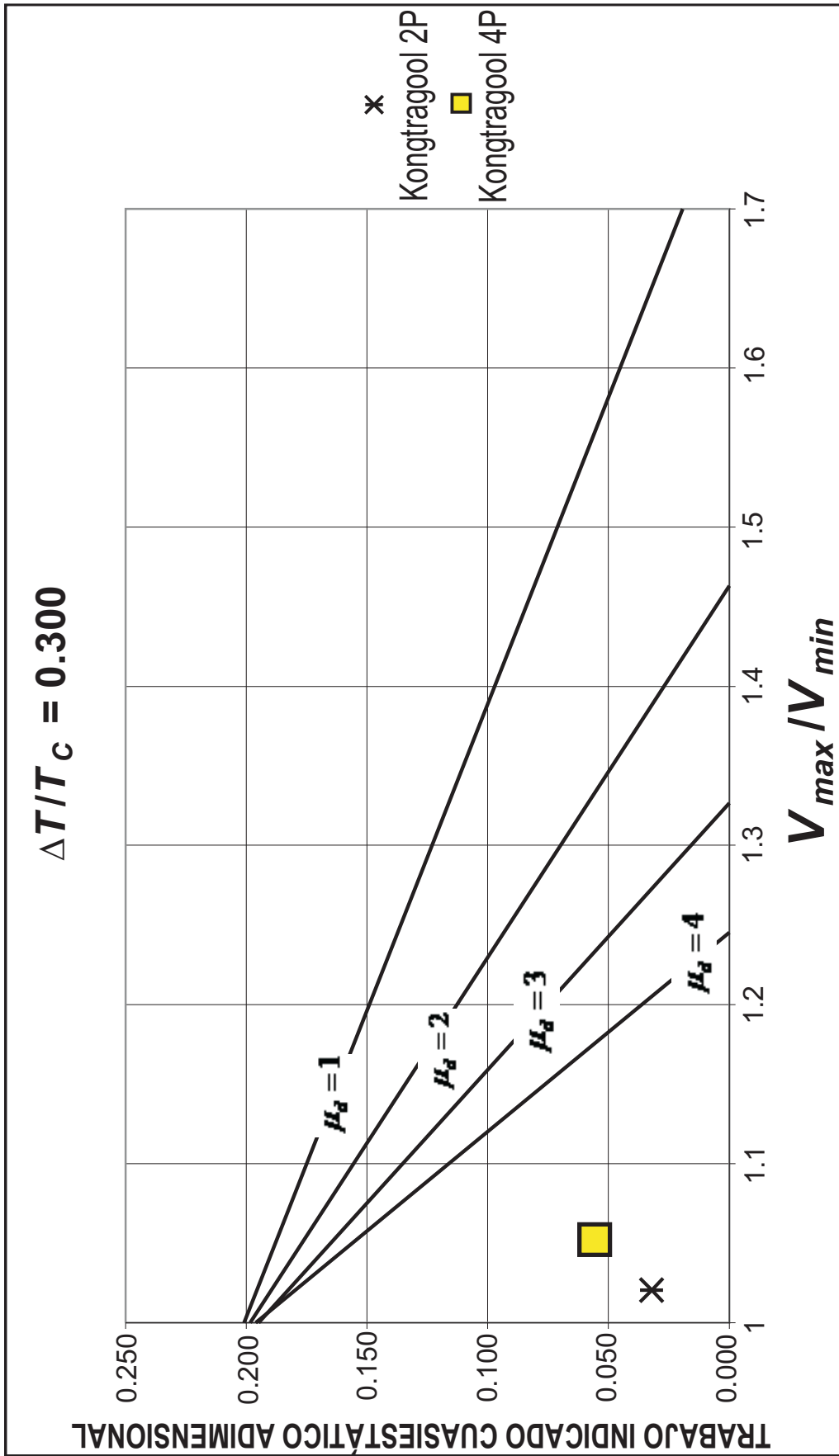


Fig. 8C

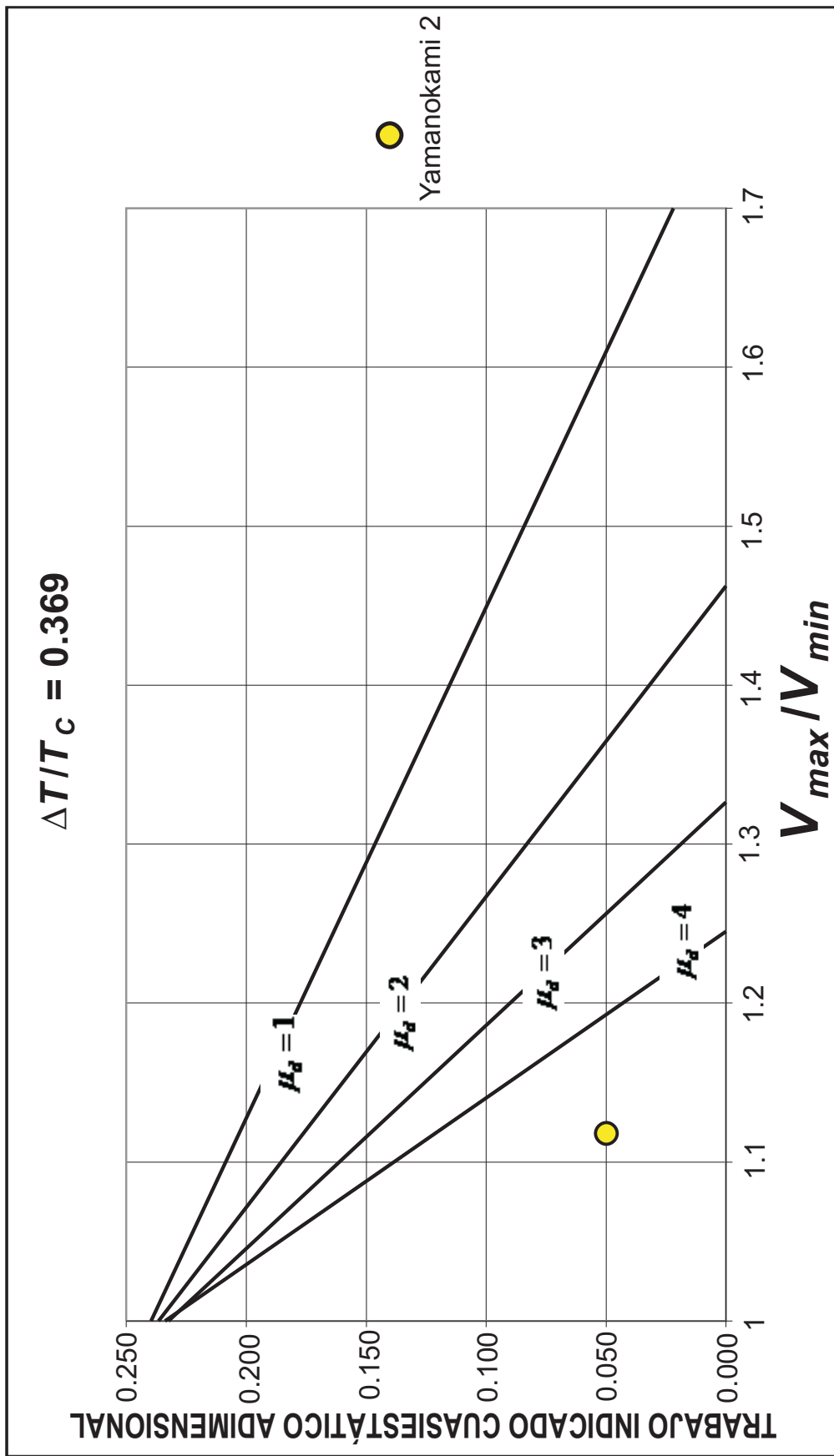


Fig. 8D

## RESUMEN

Motor Stirling de bajo salto térmico que comprende un pistón desplazador (13) con un regenerador (22) para el paso del gas de trabajo a su través, un pistón de trabajo (12) y un conducto (26) que comunica los dos cilindros asociados a cada pistón. Comprende además una placa calentadora (1) para cerrar por un extremo ambos cilindros del pistón desplazador (13) y del pistón de trabajo (12) y para transferir calor al gas de trabajo contenido entre dicha placa calentadora (1) y dichos pistones (12,13); una placa enfriadora (2) para cerrar el otro extremo del cilindro del pistón desplazador (13) y para refrigerar el gas de trabajo contenido entre dicho pistón desplazador (13) y dicha placa enfriadora (2). La superficie en contacto con el gas de trabajo de la placa enfriadora (2) es menor que la de la placa calentadora (1).