



INTEGRACIÓN DE PROCEDIMIENTOS Y MODELOS PARA EL DISEÑO Y SIMULACIÓN DE MOTORES DE COMBUSTIÓN EXTERNA DE CICLO STIRLING

L. Scollo^{1,2}, P. Valdez¹

¹Grupo de Energía Solar - Instituto CEDIAC – Facultad de Ingeniería – Universidad Nacional de Cuyo

²Consejo Nacional de Investigaciones Científicas y Técnicas (CONICET)

C.C.405 C.P. 5500 – Mendoza - Tel. 0261-4135000 int 2108

e-mail: lscollo@cediac.uncu.edu.ar

RESUMEN: El objetivo de este trabajo es el desarrollo de una herramienta de software para el diseño termodinámico, simulación y posterior optimización de motores de combustión externa, que integre modelos avanzados disponibles en un paquete de uso sencillo. Se presenta así una metodología materializada en una planilla de cálculo que simplifica y facilita el diseño práctico de motores Stirling por escalado, permitiendo obtener en rápidamente la especificación completa del circuito térmico de un motor en función de sólo algunos parámetros básicos. Los parámetros resultantes luego se comparan con los de otros motores de buen rendimiento dando sugerencias de modificación. Se ha integrado la planilla de cálculo con un modelo de simulación, modificándolo para ofrecer información resultante de mayor utilidad práctica tales como las curvas de potencia y eficiencia en función de la frecuencia del motor.

Palabras clave: energía solar, termoeléctrica, software, diseño, Stirling.

INTRODUCCION

Motores Stirling

En la actualidad los motores de combustión externa han cobrado interés debido a sus ventajas frente a la escasez de fuentes energéticas no renovables. Dado que la fuente de calor es externa, resulta más versátil que otros motores, adaptándose a varios tipos de combustibles y fuentes alternativas de energía. Su rendimiento máximo teórico ideal es mayor al del motor de combustión interna.

Las aplicaciones de estos equipos tienen lugar en microcentrales combinadas de calor y energía eléctrica, en instalaciones de energía solar por medio de concentradores parabólicos, en bombas de calor y en equipos de refrigeración. También es posible la aplicación en sistemas híbridos que utilicen, por ejemplo, energía solar concentrada y algún combustible como gas natural o biogás. En el mercado, sin embargo, no existen motores de este tipo de baja potencia de 0,5kW a 6 kW o se venden como prototipos. (Scollo et al., 2007)

Diseño de motores de combustión externa.

Varios autores han dedicado esfuerzos a la simulación y optimización del ciclo Stirling y sus diversos mecanismos de pérdidas (Martín, 1983). Sin embargo, poco se ha publicado sobre los procedimientos de diseño empleados en el desarrollo de estas máquinas y por lo tanto la metodología no es clara. Un modo distinto y poco utilizado de encarar este problema de diseño es a través del escalado por semejanza (Organ, 1997). El mismo propone, que es posible utilizar las leyes de semejanza para diseñar un motor cuyos procesos del gas en su interior sean idénticos a los de algún motor de probada eficiencia, pero funcionando con otro gas, otras presiones, otra geometría, etc. La validación de esta metodología requiere de casos prácticos para sustentarla y el caso del motor mRT-25 es un ejemplo de ello, ya que logró un funcionamiento muy cercano a lo predicho por el escalado (Organ, 1997; Finkelstein y Organ, 2001). Otros autores han publicado también reglas para el escalado, no obstante los fundamentos de las mismas no son explicados en profundidad y poseen limitaciones importantes como la imposibilidad de cambiar el fluido de trabajo, temperaturas y materiales. (Gedeon 1981). Los autores de este trabajo han utilizado también este método para el diseño y construcción de un motor (Scollo et al. 2008) cuyo rendimiento ha sido deficiente por causas mecánicas.

Simulación.

La simulación de motores Stirling puede clasificarse en modelos de primero, segundo y tercer orden (Martini, 1983). Existen modelos de segundo orden como el SEA (Urieli, 2008) disponibles en forma gratuita para su utilización. El mismo es un modelo muy sencillo, pero potente, pues puede mejorarse con el cálculo de distintas pérdidas. También se hallan códigos comerciales como PROSA (Thomas, 2008) que es también de segundo orden, básicamente muy similar a SEA y permite además la optimización por el método simplex. También ha sido presentada la posibilidad de simulación de máquinas térmicas por medio de Simusol (Saravia L. et al., 2007)

En este trabajo se propone integrar el diseño por escalado como fase inicial y la posterior simulación y optimización con el modelo de segundo orden SEA modificados a tal efecto. Esto permite partir de un diseño termodinámico confiable (el escalado) y luego posibilita la variación de ciertos parámetros con el fin de buscar la optimización del equipo. Para ello se presenta una metodología sencilla y clara con programas ampliamente difundidos, como planillas de cálculo, para diseñar y simular motores.

El objetivo de este trabajo es, por lo tanto, el desarrollo de una herramienta de software para el diseño termodinámico, simulación y posterior optimización de motores de combustión externa, que integre modelos avanzados disponibles en un paquete de uso sencillo.

METODOLOGÍA DE TRABAJO

La metodología de trabajo utilizada ha sido en primer lugar la investigación sobre existencia de métodos apropiados de diseño y luego la elaboración de herramientas de software para automatizar los cálculos y vincular las herramientas existentes. Además se ha construido un motor basado en la metodología desarrollada con el fin de verificar su utilidad y precisión.

MODELO Y METODOLOGÍA DE ESCALADO POR SEMEJANZA ENERGÉTICA

Fundamentos y breve descripción del modelo y los parámetros de semejanza energética

El término “semejanza energética” se utiliza para describir un nivel de semejanza más general que el que resultaría de la aplicación estricta de las leyes de semejanza dinámica. El mismo es un nivel de semejanza de los procesos que sufre el gas tal que los resultados son idénticos al aplicar las ecuaciones de flujo unidimensional, inestable y compresible para máquinas cuya velocidad de rotación, presión y/o fluido de trabajo cambian. La semejanza de la eficiencia termodinámica entre dos motores depende de que partículas correspondientes del fluido (en ambos motores) se sometan a procesos semejantes en puntos correspondientes del ciclo.

Los parámetros de semejanza se obtienen planteando las ecuaciones de conservación de masa, momento y energía normalizadas. El desarrollo se omite aquí y puede consultarse detalladamente en la bibliografía (Organ, A., 1997 pp. 115-141). El resultado de este desarrollo determina los parámetros básicos de los cuales dependen el trabajo específico por ciclo ζ y la eficiencia térmica indicada η_{th} , que se definen a continuación:

$$\zeta = W_{ciclo} / p_{ref} V_{sw} \quad (1)$$

$$\eta_{th} = W_{ciclo} / Q_e \quad (2)$$

$$\zeta, \eta_{th} = \zeta, \eta_{th} \left\{ N_T, \kappa, \alpha, \gamma, \delta_e, N_{Txe}, \frac{N_{MA}}{\alpha_{ffxe}}, \frac{N_{MA}}{N_{Tr}}, \frac{N_{MA}}{\alpha_{ffr}}, \frac{N_{MA}}{N_{Txc}}, \frac{N_{MA}}{\alpha_{ffxc}}, \eta_v, N_F, N_{TCR} \right\} \quad (3)$$

Los parámetros de la ecuación (3) representan la máquina “virtual”, con todos los parámetros que deben mantenerse constantes entre el prototipo y el derivado. Esta máquina virtual puede representar gran cantidad de diseños reales semejantes entre sí. El primer parámetro que aparece es la relación de temperaturas:

$$N_T = \frac{T_h}{T_k} \quad (4)$$

Donde T_h y T_k son las temperaturas del foco caliente y foco frío respectivamente.

El siguiente parámetro que se debe mantener constante es κ , la relación entre los volúmenes de expansión y compresión.

$$\kappa = \frac{V_E}{V_C} \quad (5)$$

El ángulo de desfase entre volúmenes de compresión y expansión está representado por α , y queda mecánicamente definido por la posición de las bielas en el cigüeñal. Usualmente este valor es de 90° , sin embargo existen máquinas, como el General Motors GPU-3 cuyo valor es de 120° . Es importante tener esto en cuenta a la hora de elegir un prototipo como base de escalado. El próximo parámetro a tener en cuenta de la ecuación (3) es el coeficiente adiabático, γ , (cociente de calores específicos a presión y volumen constante):

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (6)$$

Aquí, vale la pena señalar que el valor de γ para los gases normalmente usados no difiere demasiado. Para aire e hidrógeno la diferencia es 0.01, por lo que se pueden considerar iguales. Esto permite escalar una máquina que originalmente funcionaba con hidrógeno a una con aire y viceversa. El valor para helio es de 1.67.

También deben ser idénticos los valores de volúmenes muertos normalizados, δ_x para cada espacio del motor:

$$\delta_x = \frac{V_{dx}}{V_{ref}} \quad (7)$$

Donde V_{dx} es el volumen muerto del intercambiador o espacio x y V_{ref} es el volumen de referencia, que es normalmente el volumen barrido. Como volumen barrido debe entenderse la diferencia entre el volumen máximo y mínimo del motor cuando este se encuentra en su punto de mínima y máxima compresión respectivamente.

Los parámetros de las ecuaciones (4-7) hasta aquí descriptos son también parámetros de semejanza dinámica estricta entre el prototipo y el derivado.

Se describen a continuación en las ecuaciones 8 a 10 los parámetros específicos de semejanza energética de la ecuación (3). En primer lugar aparecen los parámetros adimensionales combinados N_{Tx} . La igualdad de estos parámetros entre el prototipo y el derivado aseguran idénticos NTU (número de unidades de transferencia) para los intercambiadores. El número de unidades de transferencia puede interpretarse como el cociente entre la capacidad de transferencia térmica de la superficie por unidad de diferencia de temperatura y la capacidad térmica del fluido por unidad de aumento de temperatura.

$$N_{TXe} = \left(\frac{L_{xe}}{r_{hxe}} \right)^{1.2} \cdot N_{SG}^{-0.2} \quad (8)$$

$$N_{TXc} = \left(\frac{L_{xc}}{r_{hxc}} \right)^{1.2} \cdot N_{SG}^{-0.2} \quad (9)$$

$$N_{Tr} = \left(\frac{L_r}{r_{hr}} \right)^{1.5} \cdot N_{SG}^{-0.5} \quad (10)$$

Donde los subíndices xe , xc y r simbolizan los intercambiadores de expansión, compresión y regenerador respectivamente. L son las longitudes y r_h los radios hidráulicos. N_{SG} es el número de Stirling característico (no es parámetro de semejanza en sí mismo), que representa la relación entre los efectos de presión y los efectos viscosos y se calcula como:

$$N_{SG} = p_{ref} / \omega \mu_{ref} \quad (11)$$

Los siguientes parámetros de la ecuación (3) son los parámetros de velocidad compuestos. Éstos relacionan el número de Mach característico con el área de libre flujo normalizada para cada uno de los intercambiadores. La semejanza de estos parámetros asegura los mismos efectos de ondas.

$$\frac{N_{MA}}{\alpha_{ff}} = \frac{\omega L_x}{\sqrt{RT_{ref}}} \cdot \frac{1}{\delta_x} \quad (12)$$

En la ecuación (12) aparece el número de Mach característico que se define en la ecuación (13). La igualdad (aunque no obligatoria) de este parámetro aseguraría los mismos efectos de compresibilidad entre las dos máquinas. El área de libre flujo normalizada α_{ff} se explica más adelante:

$$N_{MA} = \frac{\omega L_{ref}}{\sqrt{RT_{ref}}} \quad (13)$$

Los tres restantes parámetros de semejanza de la ecuación (3) tienen que ver en particular con el regenerador. ϵ_v es la porosidad volumétrica (volumen de huecos/volumen total) de la matriz del regenerador, que debe ser la misma para prototipo y derivado. La igualdad en los valores del cociente de capacidad térmica N_{TCR} junto con el número de Fourier asegura idénticas oscilaciones (adimensionales) de temperatura en el regenerador:

$$N_{TCR} = \frac{T_{ref} \rho_w c_w}{p_{ref}} \quad (14)$$

En esta relación ρ_w y c_w son la densidad y el calor específico de los alambres de regenerador. Sin embargo, los mismos están determinados por el material utilizado y, a menos que se cambie el material, el valor de N_{TCR} estará fijado por la presión del derivado y no se podrá cumplir con la semejanza estricta de este parámetro. Aquí se deberá analizar si la oscilación en la temperatura del regenerador aumentará (porque disminuye N_{TCR}) o disminuirá (porque aumenta N_{TCR}). Por su parte un mismo número de Fourier característico en ambas máquinas asegura perfiles adimensionales de temperatura idénticos en el interior de los alambres del regenerador, lo que también puede interpretarse como un factor que indica la tasa de respuesta térmica del regenerador. El valor de la pérdida de calor específica es proporcional al producto $N_{TCR} N_F$ por lo que deberá tenerse en cuenta para analizar el diseño resultante. Se calcula de la siguiente manera:

$$N_F = \frac{\alpha_w}{\omega d_w^2} \quad (15)$$

Otros parámetros adimensionales necesarios

Además de los anteriores es necesario definir algunas relaciones adimensionales extra que serán de utilidad en el desarrollo. En primer lugar se define el área de libre flujo normalizada, como cociente entre el área de libre flujo A_{ff} y el área de referencia:

$$\alpha_{ff} = \frac{A_{ff}}{L_{ref}^2} \quad (16)$$

Las longitudes son normalizadas mediante una longitud de referencia, usualmente calculada como la raíz cúbica del volumen barrido V_{sw}

$$\lambda_x = \frac{L_x}{L_{ref}} \quad (17)$$

También se utilizan radios hidráulicos de los intercambiadores y su normalización se lleva a cabo también respecto de la longitud de referencia (donde d representa el diámetro de los tubos de los intercambiadores)

$$r_{hx} = \frac{d_x}{4} \quad (18)$$

$$\lambda_{hx} = \frac{r_{hx}}{L_{ref}} \quad (19)$$

Procedimiento práctico de diseño por escalado

El procedimiento de diseño según (Organ, 2001), es el siguiente:

1) En primer lugar se deben definir 3 de los 4 parámetros básicos de diseño para el nuevo motor. Éstos son la presión (p_{ref}) de carga, el volumen barrido (V_{sw}), la frecuencia de operación (f), y la potencia P . Luego se utiliza la ecuación de Beale (20) para calcular el cuarto de los parámetros de manera que N_B se mantenga constante. Véase que el número de Beale es equivalente a la definición de ξ de la ecuación (1), solo que el número de Beale se calcula con la potencia al freno en lugar de la potencia del ciclo. El uso de uno u otro valor depende de si se dispone de la potencia al freno o la potencia del ciclo (indicada)

$$P = N_B \cdot p_{ref} \cdot V_{sw} \cdot f \quad (20)$$

2) A continuación se calcula la longitud de referencia o carrera termodinámica:

$$S_{th} = \sqrt[3]{V_{sw}} \quad (21)$$

3) Se utiliza el parámetro N_{MA} / α_{ff} (12) que debe ser idéntico para el prototipo y el derivado y se calcula para cada uno de los intercambiadores y el regenerador:

$$\alpha_{ff}^{deriv} = \alpha_{ff}^{proto} \cdot \frac{N_{MA}^{deriv}}{N_{MA}^{proto}} \quad (22)$$

4) Teniendo además los volúmenes normalizados (7) y las áreas normalizadas (16) de cada intercambiador, se puede calcular las longitudes normalizadas de los mismos:

$$\lambda_x^{deriv} = \frac{\delta_x}{\alpha_{ffx}^{deriv}} \quad (23)$$

5) Se utilizan los parámetros combinados N_{Tx} de la ec. (8) expresándolos en función de longitud y radios hidráulicos normalizados. Se iguala la expresión para prototipo y derivado (ejemplificando para el intercambiador de expansión):

$$\left(\frac{L_{xe}^p / L_{ref}^p}{r_{xhe}^p / L_{ref}^p} \right)^{1.2} \cdot N_{SG}^{-0.2} = \left(\frac{L_{xe}^d / L_{ref}^d}{r_{xhe}^d / L_{ref}^d} \right)^{1.2} \cdot N_{SG}^{-0.2} \quad (24)$$

Luego, reemplazando y simplificando:

$$\lambda_{hxe}^d = \lambda_{hxe}^p \frac{\lambda_{xe}^d}{\lambda_{xe}^p} \left(\frac{N_{SG}^p}{N_{SG}^d} \right)^{(0.2/1.2)} \quad (21)$$

De esta forma se obtienen los radios hidráulicos normalizados de los intercambiadores y el regenerador. Con esta información es ahora posible calcular las longitudes absolutas, diámetros y áreas del diseño derivado. Se ejemplifica para el intercambiador de expansión:

$$L_{xe} = \lambda_{xe}^d \cdot L_{ref}^d \quad (22)$$

$$r_{hxe} = \lambda_{hxe}^d \cdot L_{ref}^d \quad (23)$$

El diámetro interno de los tubos de los dos intercambiadores será:

$$d = 4 \cdot r_h \quad (24)$$

Para el caso del regenerador que se forma con capas apiladas de malla de acero, se debe determinar el diámetro del alambre d_w y número de malla ("mesh number", m_w , que es el número de alambres por milímetro lineal) que se utilizará.

$$d_w = 4 \cdot r_{hr}^d \cdot \frac{1 - \epsilon_v}{\epsilon_v} \quad (25)$$

$$m_w = 4 \cdot \frac{1 - \epsilon_v}{\pi \cdot d} \quad (26)$$

Donde ϵ_v es la porosidad volumétrica del regenerador. Luego se debe determinar la cantidad de capas de malla que se apilarán, lo cual se logra dividiendo la longitud del regenerador calculada con la ec.(22) por el espesor de cada malla que normalmente es equivalente a 2 veces d_w .

Queda solamente por calcular el área de flujo libre, lo cual se hace con la ecuación (16) y la cantidad de tubos en los intercambiadores, dividiendo la misma por el área de cada tubo que se obtiene a partir de los diámetros calculados en (24).

Se ha hecho hasta aquí un resumen del procedimiento utilizado para el escalado en forma manual. Estas ecuaciones resultan muy adecuadas para ser automatizadas en una planilla de cálculo, lo cual se expone en la siguiente sección.

PLANILLA DE CÁLCULO PARA EL DISEÑO POR ESCALADO

La planilla de cálculo elaborada tiene como ventaja un compendio con detalle de todos los parámetros adimensionales de nueve máquinas conocidas de buen rendimiento. Algunas de ellas disponen de datos para escalar a partir de su punto de operación de máxima eficiencia o de máxima potencia, siendo el primero el más recomendable, aunque resulta en intercambiadores de mayor tamaño. Cualquiera de ellas puede elegirse como prototipo siempre y cuando se tenga en cuenta las consideraciones de la sección anterior.

Una vez decidido y escogido el prototipo base, en la hoja principal se deben dar 3 de los 4 principales valores de operación de la máquina: frecuencia, volumen barrido, presión de referencia y potencia. Luego debe escogerse el fluido de trabajo a utilizar. Con estos pocos valores ingresados (figura 1) ya puede obtenerse la descripción completa de los intercambiadores de la máquina derivada. (figura 2)

INGRESO DE DATOS

Denominación de la máquina nueva	ketek1
Elija el prototipo base (1-9)	1
Prototipo elegido	USS V-160
Tipo de motor prototipo	alfa bicilindrico 90°
Punto de operación	max potencia

Punto de operación			Valores SI		Resultado
Concepto	Símbolo	Valores			
Potencia por circuito	P	W	0.00 W		428.22 W
presión de referencia	pref	0.66 Mpa	6.60E+05 Pa		0.66 Mpa
Volumen barrido	Vsw	439.707 cm3	4.40E-04 m3		439.71 cm3
frecuencia	f	830 rpm	13.83 1/s		830.00 rpm
Número de Beale	Nb	0.10667	0.11		0.11
Ángulo de fase		90 °			90.00 °

Elección del fluido de trabajo	
Elección del fluido	1 Helio
<input checked="" type="radio"/> Helio	
<input type="radio"/> Nitrógeno	
<input type="radio"/> Hidrógeno	
<input type="radio"/> Aire	

Temperatura de referencia	
Tref	300 K

Figura 1: Datos de entrada del programa de diseño, con valores de ejemplo

RESULTADOS: ESPECIFICACIONES FINALES DE LOS INTERCAMBIADORES

Intercambiador de compresión		Tubular
Número de Tubos	Tn_{xc}^d	43
Longitud de tubos	L_{xc}^d	181 mm
Diámetro de tubos	d_{xc}	3.47 mm

Intercambiador de expansión		
Número de tubos	Tn_{xe}^d	4
Longitud de tubos	L_{xe}^d	434.05 mm
Diámetro de tubos	d_{xe}	7.44 mm

Regenerador		
Longitud del regenerador		54.215 mm
Radio hidráulico de pasajes del regenerador		0.119 mm
Área de flujo libre regenerador		2474.245 mm ²
Diámetro de alambres de la malla de regen.		0.215 mm
Número Mesh de la malla de alambre		1.838
Número de capas de malla		126.254
Área de mallas del regenerador		3585.863 mm ²
Diámetro de mallas del regenerador		67.570 mm

Pto. Operación	
P	428.22 W
pref	0.66 Mpa
Vsw	439.71 cm3
f	830.00 rpm
Nb	0.11
alfa	90.00 °

Figura 2: Resultados arrojados por el programa de escalado

RESULTADOS: NÚMEROS ADIMENSIONALES RESULTANTES. COMPARACIÓN CON UN PROMEDIO DE OTROS MOTORES

Condiciones de operación		P/d	Verificación	Rango normal	
Relación de temperaturas	Nt	2.720E+00	100%	EN RANGO	2.5 3
Mach característico	NMA	8.367E-03	69%	BAJO	1.200E-02 2.100E-02
Stirling característico	NSG	4.266E+08	8%	BAJO	5.400E+08 1.450E+10
Reynolds característico	NRE	2.986E+04		BAJO	6.000E+05 2.800E+06
Relación de capacidad térmica	NTCR	1.795E+03	2064%	ALTO	8.770E+01 8.760E+02
Módulo de Fourier	NF	9.983E-01	10%	BAJO	3.820E+00 1.590E+01

Parámetros de semejanza compuestos		P/d	Verificación	Rango normal	
NTXe	NTXe	1.306E+01	101%	EN RANGO	9.340E+00 1.365E+01
NTr	NTr	4.680E-01	100%	BAJO	4.700E-01 9.800E-01
NTXc	NTXc	1.138E+01	100%	EN RANGO	7.070E+00 1.305E+01

Parámetros de velocidad modificados		P/d	Verificación	Rango normal	
Nmxe		3.270E-01	100%	EN RANGO	1.300E-01 3.900E-01
Nmr		1.955E-02	100%	EN RANGO	1.600E-02 4.000E-02
Nmxc		1.210E-01	100%	BAJO	1.300E-01 2.500E-01

Figura 3: Comparación de los resultados con un promedio de las especificaciones de otros motores

Luego de mostrar las especificaciones de los tres intercambiadores hace un análisis posterior comparativo con un promedio de otros motores indicando posibles mejoras a realizarle al detalle de los intercambiadores.(figura 3).

También se coloca una hoja que recolecta y ordena la información necesaria para exportar los datos de ese motor al programa SEA de Urieli modificado, logrando así una integración sencilla de ambos programas. Existen además dos hojas de cálculo extra, una de ellas que calcula configuraciones geométricas alternativas de los intercambiadores (canales en lugar de tubos), y otra donde es posible ingresar datos reales del regenerador a utilizar.

CODIGO SEA (STIRLING ENGINE ANALYSIS) MODIFICADO

El código SEA (Urieli, 2008) está programado en para funcionar con octave o matlab. El mismo utiliza un modelo adiabático (ver figura 4) que supone un motor dividido en 5 espacios: cilindro de expansión, intercambiador de expansión, regenerador, intercambiador de compresión y cilindro de compresión. Éste modelo hace las siguientes suposiciones básicas:

- Los cilindros de compresión y expansión son adiabáticos
- La presión es uniforme en todo el motor
- La transferencia de calor de los intercambiadores es perfecta (100% eficiente)
- Flujo unidimensional.

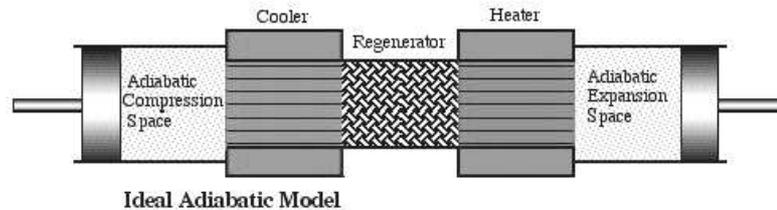


Figura 4: Esquema del modelo adiabático ideal

Una vez calculados los parámetros principales de funcionamiento con este modelo ideal, corrige los resultados calculando diversos mecanismos de pérdidas. Esto lo lleva a obtener nuevos valores para la temperatura del gas, con los que itera hasta lograr convergencia.

Los resultados de este programa son la potencia indicada, eficiencia, calor intercambiado en los diversos intercambiadores, diagrama P-V, diagrama de trayectorias de partículas y gráficos de evolución de P, T, Q en función del ángulo de avance del cigüeñal. También ofrece los resultados de pérdidas en los intercambiadores y regenerador.

Modificaciones realizadas

Se le han realizado algunas modificaciones para mejorar sus prestaciones. Se agregó el cálculo y gráfico del diagrama de partículas en coordenadas reales que permite observar si hay partículas de fluido que no realizan los procesos previstos (Organ, 2001). Además se modificó el programa para que realice la simulación adiabática y el cálculo simple de pérdidas para el mismo motor funcionando a distinta frecuencia (ver fig. 5), con lo cual es posible efectuar un gráfico de potencia y eficiencia versus rpm y verificar si el punto de operación propuesto logra la mejor eficiencia o potencia como se había planteado en el diseño anterior por escalado.

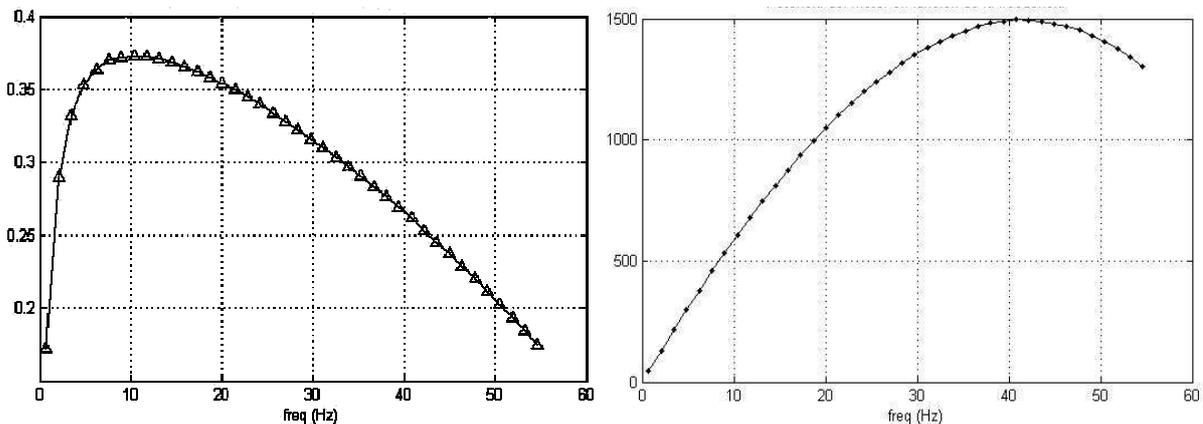


Figura 5: Curvas de eficiencia en función de la frecuencia (izq.) y potencia [W] en función de la frecuencia (der.).

DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

La metodología desarrollada simplifica y facilita el diseño práctico de motores Stirling, permitiendo obtener de manera rápida la especificación completa del circuito térmico de un motor en función de sólo tres de cuatro parámetros básicos (presión, frecuencia, volumen y potencia) y dos parámetros extra (temperatura de referencia y gas de trabajo). Esto lleva a la gran cantidad de variables que influyen en un motor a la elección de sólo 6 parámetros.

Además de la sencillez del diseño, este método brinda formas de control de los resultados. En primer lugar los parámetros resultantes se comparan con los de otros motores de buen rendimiento dando sugerencias de modificación. En segundo lugar a través de la exportación de los datos a un modelo de simulación adiabático se puede observar los efectos de variación de ciertos parámetros para adaptarlos a los materiales disponibles en el mercado.

En trabajos futuros se prevé continuar con la mejora del modelo de simulación por medio del cálculo de pérdidas térmicas y mecánicas y el agregado de capacidades de optimización y calibración, con lo cual se lograría una metodología completa y robusta del proceso de diseño, simulación y optimización de motores Stirling.

Como validación del método se ha rediseñado el motor construido con anterioridad y actualmente se encuentra en etapa de construcción. Los datos resultantes permitirán mejorar el método de diseño.

NOMENCLATURA

P	Potencia	<i>Símbolos griegos</i>	
N_B	Número de Beale	α	Ángulo de desfase entre volumen de exp. y comp.
p_{ref}	Presión de referencia	α_w	difusividad térmica del material del regenerador
V_{sw}	Volumen barrido	α_{ff}	Área de flujo libre normalizada
L	Longitud	γ	Coefficiente adiabático del gas empleado
d	Diámetro	δ	Volumen muerto normalizado
r_h	Radio hidráulico	ζ	Trabajo específico por ciclo
f	Frecuencia	λ	Longitud normalizada
n	revoluciones por minuto	λ_h	Radio hidráulico normalizado
n_s	Ciclos por segundo = $\omega/2\pi$	κ	Cociente de vol. de expansión y compresión
S_{th}	Carrera termodinámica	η_{th}	Eficiencia térmica
ϵ_v	Porosidad volumétrica del regenerador	ω	Velocidad angular = $2\pi n_s$
N_{MA}	Número de Mach característico	μ_{ref}	viscosidad de referencia
N_{SG}	Número de Stirling característico		
N_{TCR}	Relación de capacidad térmica característica	<i>Subíndices comunes utilizados en las expresiones</i>	
N_F	Número de Fourier característico del regenerador	e	expansión
N_T	Relación de temperaturas entre el foco caliente y frío	x	intercambiador
Q_n	Calor intercambiado en n	c	compresión
W_{ciclo}	Trabajo por ciclo	r	regenerador
T_h	Temperatura del foco caliente	h	caliente
T_k	Temperatura del foco frío	k	frío

REFERENCIAS

- Finkelstein T., Organ A. J. (2001) Air Engines. ASME Press, New York.
- Gedeon, D. (1981) "Scaling Rules for Stirling Engines", Proceedings of the IECEC, Paper 819796.
- Martini W. (1983). Stirling Engine Design Manual, Segunda Edición. NASA, U.S. Department of Energy.
- Organ A. J. (1997) The Regenerator and the Stirling Engine. MEP. London.
- Saravia L., Alía de Saravia D., Echazú R. y Alcorta G. (2007) La simulación de sistemas termomecánicos solares con el programa Simusol, el motor Stirling: simulación y construcción, Avances en Energías Renovables y Ambiente 11.
- Scollo L., Valdez, P. y Barón J. (2008) Design and construction of a Stirling engine prototype. International Journal of Hydrogen Energy, 33, 13, 3506-3510.
- Thomas B. (2008) PROSA Software for evaluation of Stirling Cycle machines, Fachhochschule ver: http://userserv.hochschule-reutlingen.de/~thomas/prosa_direct.html
- Urieli I. (2008) Stirling Cycle Machine Analysis. Apuntes de Cátedra. Dept of Mechanical Engineering Ohio University. Ver: <http://www.ent.ohiou.edu/~urieli/stirling/me422.html>

ABSTRACT

The aim of this study is the development of a software tool for thermodynamic design, simulation and subsequent optimization of external combustion engines, which can be able of integrating advanced available models in a user-friendly package. A methodology is presented, embodied on a spreadsheet, wich simplifies and facilitates the practical design of Stirling engines by scaling. The complete engine gas circuit specification is obtained quickly based only on a few basic parameters. The resulting parameters are compared with those of other engines of known performance resulting in suggestions for improvements. The spreadsheet has been integrated with a simulation model wich has been modified to provide information of greater practical usefulness, such as the curves of power and efficiency versus engine rpm or frequency.

Keywords: solar, thermal, software design, Stirling.