

2.- INTRODUCCIÓN.

En este capítulo se hace mención a los distintos modelos que han estado a nuestro alcance para el análisis de motores alternativos que desarrollan el ciclo Stirling.

Los modelos se agrupan en cuatro categorías según su grado de complejidad. Métodos aproximados o de primer orden, métodos individualizados o métodos de segundo orden, análisis nodal o de tercer orden y métodos característicos o métodos multidimensionales [N. C. J. Chen, F. P. Griffin, ornl/con-135, Oak ridge national laboratory, A review of stirling engine mathematical models (1983)].

A continuación se describen los modelos más importantes según orden cronológico.

2.1. EL ANÁLISIS DE SCHMIDT. (1871)

Establece variaciones sinusoidales del volumen y el perfil de temperaturas es conocido, implantando que todo el gas que se encuentra en el espacio de expansión y calentador se mantiene a la temperatura de la fuente caliente y todo el gas que se encuentra en el espacio de compresión se mantiene a la temperatura de la fuente fría. Además, supone una regeneración perfecta, toda la absorción de calor al ciclo se realiza mediante el espacio de expansión y calentador, mientras que toda la cesión de calor se realiza a través del espacio de compresión y enfriador.

Las principales hipótesis de este análisis son:

- El proceso regenerativo es perfecto.
- La presión es la misma en todo el sistema.
- Toma como ecuación de estado la de gas ideal
- No existen pérdidas y la masa total de fluido de trabajo es constante.
- La variación de volumen es sinusoidal.
- No hay gradientes de temperatura en los intercambiadores calentador y enfriador.
- La temperatura superficial del cilindro y el pistón es constante.

- En los cilindros la mezcla del gas es perfecta.
- La temperatura del gas en los espacios auxiliares es constante.
- La velocidad de la máquina es constante.

[Walker, Graham, Stirling engines, Oxford University Press, 1980, ISBN: 0-19-856209-8]

2.2. EL ANÁLISIS DE FINKELSTEIN (1960).

Supone un análisis termodinámico generalizado de los motores Stirling, los procesos de expansión y de compresión no son isotérmicos, sino adiabáticos, siendo los procesos isotérmicos los sumidos por el calentador y el enfriador.

Principalmente esta es la diferencia con el modelo de Schmitd.

[Walker, Graham, Stirling engines, Oxford University Press, 1980, ISBN: 0-19-856209-8]

2.3. EL ANÁLISIS DE KHAN (1962).

Introduce una variación de los principales parámetros de diseño obteniendo resultados numéricos en los procesos de compresión y expansión adiabáticos. Estos resultados son resumidos por Walker and Khan en 1965.

Concluyen en que la eficiencia térmica del ciclo adiabático depende además de la temperatura del volumen desplazado, del ángulo de fase y del volumen muerto y que en relación a la potencia de salida, además de todos esos parámetros de si es adiabático o isotérmico. Aumentaron los volúmenes muertos aumentando así la eficiencia del ciclo, pero redujeron la potencia de salida.

[Walker, Graham, Stirling engines, Oxford University Press, 1980, ISBN: 0-19-856209-8]

2.4. EL ANÁLISIS DE QVALE (1967)

El modelo de Qvale está basado en un ciclo idealizado de forma adiabática, sin presentar fricción alguna ni fuga por estanqueidad. Supone una variación sinusoidal para las variaciones de presión, de masa, de desplazamiento de los pistones y todos los cambios de volumen.

El problema se plantea con la presión, la temperatura y la masa como variables independientes y estima el desplazamiento de los pistones en función de estas variables independientes. Este análisis es más adecuado para la síntesis del motor que para las predicciones de su rendimiento.

Valida su modelo mediante el PD-67A Allison motor Stirling experimental.

Sus predicciones para la entrada de calor, la salida de trabajo y la eficiencia se comparan favorablemente con los datos de prueba para velocidades del motor comprendidas entre los 1500 y 3000 rpm.

[N. C. J. Chen, F. P. Griffin, A Review of Stirling Engine Mathematical Models, OAK RIDGE NATIONAL LABORATORY, Union Carbide, Operated by union Carbide corporation for The United States Department of Energy, ORNL/CON-135]

2.5. EL MODELO DE RIOS (1969)

Rios trabajó en el modelo adiabático de segundo orden de Qvale, aplicando los mismos supuestos básicos pero admite desplazamientos no sinusoidales como los derivados del cigüeñal. Se aplicó a los refrigeradores. Martini, lo modifica para aplicarlo al motor Stirling GM 4L23, y sobreestimó la potencia en un 24% y la eficiencia en un 16%.

[N. C. J. Chen, F. P. Griffin, A Review of Stirling Engine Mathematical Models, OAK RIDGE NATIONAL LABORATORY, Union Carbide, Operated by union Carbide corporation for The United States Department of Energy, ORNL/CON-135]

2.6. EL MODELO DE FEURER (1973)

Se corrigen las pérdidas no sinusoidales del cigüeñal, las pérdida por rozamiento del fluido, las pérdidas por estimación simplificada del coeficiente de transferencia de calor, las pérdidas mecánicas y las pérdidas por conducción. Al parecer llega a la conclusión de que las pérdidas son debidas al ángulo de fase, por otra parte, establece que tanto la potencia máxima como la eficiencia máxima no se establecen con el mismo ángulo de fase. El modelo no ha sido validado debido a los controles de la propiedad.

[N. C. J. Chen, F. P. Griffin, A Review of Stirling Engine Mathematical Models, OAK RIDGE NATIONAL LABORATORY, Union Carbide, Operated by union Carbide corporation for The United States Department of Energy, ORNL/CON-135]

2.7. EL MODELO DE FINKELSTEIN (1975).

Para la realización de su modelo, Finkelstein inicia el modelo con dos hipótesis principales, desprecia la energía cinética del gas, en la ecuación de la energía y reduce la ecuación del momento a la de una sección equivalente. Divide tanto a los componentes del motor como al gas en una red nodal, Trata a los nodos con temperatura y masa variable, la transferencia de energía y el flujo másico entre los nodos es estimada a partir de la temperatura y de la diferencia de presión entre los nodos. Establece la conducción, la convección y el flujo másico.

Encuentra una distribución de temperatura en el ciclo a través de la red nodal. Realiza un balance de calor en los nodos hallando la temperatura de la superficie envolvente del fluido al final de cada revolución y calcula las temperaturas en función del flujo neto de calor. Los resultados del modelo validado no se encuentran disponibles. Se dispone de un programa informático comercial para uso general.

[N. C. J. Chen, F. P. Griffin, A Review of Stirling Engine Mathematical Models, OAK RIDGE NATIONAL LABORATORY, Union Carbide, Operated by union Carbide corporation for The United States Department of Energy, ORNL/CON-135]

2.8. EL MODELO DE VANDERBRUG (1977). El modelo de Vanderbrug emplea un conjunto de ecuaciones básicas simplificadas en la que los efectos inerciales del gas los considera despreciable. Establece que los procesos termodinámicos para cada volumen de control son cuasiestáticos durante un pequeño intervalo de tiempo. Correlaciones empíricas o teóricas para las características del rendimiento son modeladas y agrupadas en la red nodal mediante un método paramétrico, aplica subrutinas para cualquiera de los sistemas particulares. El modelo se valida con un 1% del valor de la potencia media por encima de lo estimado, y en relación a las potencias de los pistones de expansión y de compresión se subestimaron en un 15 y 32% respectivamente.

[N. C. J. Chen, F. P. Griffin, A Review of Stirling Engine Mathematical Models, OAK RIDGE NATIONAL LABORATORY, Union Carbide, Operated by union Carbide corporation for The United States Department of Energy, ORNL/CON-135]

2.10 EL ANÁLISIS DE URIELI (1977).

Complementa las ecuaciones de la conservación al mantener la energía cinética y los efectos de inercia del gas. Discretiza el motor en volúmenes de control de distintos tamaños y formas. Resuelve el sistema de ecuaciones mediante el método de Runge-Kutta, estableciendo una condición inicial estacionaria. Ajusta la temperatura de la matriz al final de cada ciclo de acuerdo con el calor neto transferido en cada volumen de control. Urieli, alcanza la convergencia después de 10 ciclos. Recrea el comportamiento de la temperatura, caudal y presión a través del ciclo, mostrando un comportamiento más detallado de este tipo de los equipos bajo el ciclo Stirling. Al validar con datos experimentales, el modelo subestima la transferencia de calor, en el calentador y en el enfriador y la potencia de salida en valores promedios de 7, 13 y 40%.

[N. C. J. Chen, F. P. Griffin, A Review of Stirling Engine Mathematical Models, OAK RIDGE NATIONAL LABORATORY, Union Carbide, Operated by union Carbide corporation for The United States Department of Energy, ORNL/CON-135]

2.11. EL ANÁLISIS DE ZACHARIAS (1977).

Del modelo de Zacarías se divide el motor en volúmenes de control, el gas queda definido por tres propiedades, temperatura, presión y flujo másico. Se resuelve mediante la técnica explícita también en un ciclo estacionario. Las predicciones se dieron en función de la posición y del tiempo.

[N. C. J. Chen, F. P. Griffin, A Review of Stirling Engine Mathematical Models, OAK RIDGE NATIONAL LABORATORY, Union Carbide, Operated by union Carbide corporation for The United States Department of Energy, ORNL/CON-135]

2.12. EL ANÁLISIS DE SCHOCK (1978).

Aplica las ecuaciones de Urieli a un modelo distinto, emplea la diferencia finita en la forma de resolución explícita llegando a la convergencia a través de un ciclo estacionario. En su validación no hubo diferencias significativas en la variación cíclica de presión entre los espacios de expansión y de compresión. Flujo no uniforme, variaciones de temperatura en el gas, estimación de perfiles cíclicos de flujo de calor, potencia de salida, y balances de energía.

[N. C. J. Chen, F. P. Griffin, A Review of Stirling Engine Mathematical Models, OAK RIDGE NATIONAL LABORATORY, Union Carbide, Operated by union Carbide corporation for The United States Department of Energy, ORNL/CON-135]

2.13. EL MODELO DE GEDEON (1978).

El programa informático del modelo de Gedeon se compone de dos partes, fundamentales uno de optimización y el otro de simulación termodinámica. El fluido de trabajo lo divide en seis nodos, dos en el regenerador, uno en el calentador, uno en el enfriador, uno en el cilindro de compresión y uno en el de expansión. Emplea la técnica del método implícito, requiere el paso de 200 ciclos para estimar con una precisión de tres cifras decimales significativas. En el balance de energía y de materia se tienen en cuenta las pérdidas por fugas del gas debido a la falta de estanqueidad. La solución converge en un ciclo de estacionario. Al final de cada ciclo las temperaturas nodales se ajustan sobre la base de temperaturas medias y la acumulación neta de energía durante el ciclo. La solución de equilibrio se encuentra en unos diez ciclos del pistón. En cuanto a las predicciones está del orden del 10% en todos los datos medibles.

[N. C. J. Chen, F. P. Griffin, A Review of Stirling Engine Mathematical Models, OAK RIDGE NATIONAL LABORATORY, Union Carbide, Operated by union Carbide corporation for The United States Department of Energy, ORNL/CON-135]

2.14. EL ANÁLISIS DE MARTINI (1978).

Martini supone que la temperatura es una variable del tiempo y puede ser expresada para un motor Stirling real como valores medios de temperaturas efectivas. La temperatura efectiva del gas caliente será menor que la temperatura del calentador y la temperatura efectiva del gas frío será mayor que la temperatura más fría. Estas temperaturas son obtenidas mediante la transferencia de calor a través de un proceso iterativo, tal y como la describe Martini.

Para validar su modelo Martini aplica su método a dos motores de referencia, GPU-3 y 4L23 de General Motor. La potencia y la eficiencia estimadas por Martini se encontró dentro de un error del 20% y sin ningún factor de corrección para la resistencia al flujo. Mejoras considerables se pueden obtener aplicando un factor de corrección de 2.9 a la

resistencia al flujo, o aplicando un factor de corrección de 0.8 al coeficiente de transferencia de calor.

[N. C. J. Chen, F. P. Griffin, A Review of Stirling Engine Mathematical Models, OAK RIDGE NATIONAL LABORATORY, Union Carbide, Operated by union Carbide corporation for The United States Department of Energy, ORNL/CON-135]

2.15. EL MODELO DE TEW ET AL. (1978).

En el modelo de Tew et Al., se emplean tres ecuaciones básicas, la conservación de masa, de la energía y la ecuación de estado, para estimar las propiedades termodinámicas del gas (temperatura, masa y presión) en cada uno de los trece nodos. Estableciendo las siguientes suposiciones: Se desprecia la ecuación del momento, en cada intervalo de tiempo considera la presión común a lo largo de los trece nodos. Se desprecia la energía cinética en la ecuación de la energía. Trata de forma independiente la presión, la variación de masa y la transferencia de calor. Se requiere de 30 a 40 ciclos para aproximarse a las distribuciones de estado de equilibrio de la masa del gas y de la temperatura del regenerador metálico así como de la caída de presión.

Valida su teoría con datos experimentales del motor Stirling GPU-3, aumentando el factor de fricción del regenerador de 4 para el Hidrógeno y de 2,6 para el Helio, sobreestimó la potencia y la eficiencia del 5 y 30%.

[N. C. J. Chen, F. P. Griffin, A Review of Stirling Engine Mathematical Models, OAK RIDGE NATIONAL LABORATORY, Union Carbide, Operated by union Carbide corporation for The United States Department of Energy, ORNL/CON-135]

2.16. EL MODELO DE CHIU ET AL. (1979).

El modelo de Chiu et Al. de General Electric Company desarrolla un programa que comprende el análisis termodinámico y la dinámica del pistón libre. Discretiza el motor en una red nodal, aplicando las ecuaciones en los nodos, aplica correlaciones para la transferencia de calor, y la resistencia al flujo, además de la ley del gas ideal. En

relación a la transferencia de calor y las pérdidas, se asemeja a los modelos de segundo orden. El modelo ha sido validado y presenta una aproximación del 15% . Para valores de potencia se sobreestimaron en un 41% y para la eficiencia en un 37%.

[N. C. J. Chen, F. P. Griffin, A Review of Stirling Engine Mathematical Models, OAK RIDGE NATIONAL LABORATORY, Union Carbide, Operated by union Carbide corporation for The United States Department of Energy, ORNL/CON-135]

2.17. EL MODELO DE GIANSANTE (1980).

El modelo de Guiansante es aplicable a motores con desplazamiento de pistón libre deslizante y se añaden las siguientes modificaciones al modelo anterior, sistema de pistones libres a gas modelados como volúmenes de control separando la transferencia de calor con las fugas del gas por estanqueidad. Se sobrestimó la potencia y la eficiencia con valores del orden del 8 y 55% respectivamente. No identificaron las mejoras introducidas en relación al modelo anterior.

[N. C. J. Chen, F. P. Griffin, A Review of Stirling Engine Mathematical Models, OAK RIDGE NATIONAL LABORATORY, Union Carbide, Operated by union Carbide corporation for The United States Department of Energy, ORNL/CON-135]

2.18. EL MODELO DE ORGAN (1981).

El modelo de Organ modela para un motor tipo alfa una serie de conductos que se ramifican de forma paralela y presenta zonas en la que el flujo es variable. Considera que la presión del gas y la velocidad es función de la posición axial y del tiempo. Considera que la temperatura depende sólo de la posición (isotérmico). Establece que la temperatura del gas es igual a la de la pared del calentador del cilindro de expansión y supone lo mismo para el caso del enfriador, para el regenerador, estima una relación lineal entre sus extremos. Al resolver las ecuaciones de la conservación de la masa y del momento, encuentra que hay dos familias de curvas de Mach, hacia la derecha o hacia la izquierda.

Aplicó su modelo a un Stirling con intercambiadores de calor largos y con fluido de trabajo el aire. Presentó gráficas de Mach para un arranque de 4000rpm. Establece la producción de trabajo en el ciclo en relación la velocidad, la salida neta la estima mediante la integración en los espacios de compresión y expansión. Indicó que la inercia y los efectos de fricción del fluido son importantes especialmente en motores de alta velocidad.

[N. C. J. Chen, F. P. Griffin, A Review of Stirling Engine Mathematical Models, OAK RIDGE NATIONAL LABORATORY, Union Carbide, Operated by union Carbide corporation for The United States Department of Energy, ORNL/CON-135]

2.19. EL MODELO DE LARSON (1981).

El modelo de Larson supone la densidad del gas, la velocidad y la temperatura como variables. El análisis es simplificado despreciando la energía cinética, resolviendo las ecuaciones por el método de Ruge-Kutta, aplica su modelo al GPU-3, considera que la temperatura del gas es función de la posición y del ángulo de giro de la manivela y presenta diagrama presión volumen para la compresión y para la expansión. Entre un rango de potencias, estimó por exceso las predicciones en un 10%.

[N. C. J. Chen, F. P. Griffin, A Review of Stirling Engine Mathematical Models, OAK RIDGE NATIONAL LABORATORY, Union Carbide, Operated by union Carbide corporation for The United States Department of Energy, ORNL/CON-135]

2.20. EL MODELO DE LEE ET AL. (1981). Lee et Al, aplican el modelo adiabático de Rios introduciendo una pérdida de potencia en el ciclo mediante las pérdidas de la transferencia de calor resultante del calentamiento y enfriamiento continuo al que está sometido el fluido de trabajo a lo largo de su régimen de funcionamiento en las superficies de las envolventes del gas. Sus aplicaciones en el motor Viking-1 cuantificaron la transferencia de calor en el ciclo. Cuantificó que la pérdida de potencia por transferencia de calor contribuye a un tercio de la pérdida total de energía.

El modelo de Lee se perfeccionó y fue validado por Sunpower, inc. Tomando el motor GPU-3. como resultado se sobreestimó la potencia y la eficiencia en menos de un 15%, aplicando un factor de corrección de 2.5 a la resistencia al flujo.

[N. C. J. Chen, F. P. Griffin, A Review of Stirling Engine Mathematical Models, OAK RIDGE NATIONAL LABORATORY, Union Carbide, Operated by union Carbide corporation for The United States Department of Energy, ORNL/CON-135]

2.23. EL MODELO DE SHOURESHI (1982).

El modelo de Shoureshi para aplicaciones a baja temperatura, desarrolla dos modelos matemáticos del motor Stirling, realizando un modelo completo del modelo de Both Rios de segundo orden y un modelo simplificado. El modelo completo se basa en el modelo de segundo orden adiabático de Rios. Sin embargo, con las correlaciones actualizadas no tuvo acierto en la parte del rozamiento mecánico y la transferencia de calor. Para el rozamiento mecánico Shoureshi desarrolla una correlación que se basa en motores de combustión interna.

Para las pérdidas transitorias de la transferencia de calor en los cilindros, proporciona un método alternativo que excluye los factores de mejora de la transferencia de calor estimado por Lee et Al.

Para lograr un método de optimización y diseño eficiente mediante una solución cerrada, desarrolla un modelo simplificado.

[N. C. J. Chen, F. P. Griffin, A Review of Stirling Engine Mathematical Models, OAK RIDGE NATIONAL LABORATORY, Union Carbide, Operated by union Carbide corporation for The United States Department of Energy, ORNL/CON-135]

2.24. EL MODELO DE HEAMES (1982).

Heames mediante un programa informático que se compone de cuatro partes, un módulo de entrada de datos, otro de salida de datos una parte de funciones estandar y un módulo de análisis. Los módulos de entrada y salida usan un formato flexible que simplifica la entrada de datos y la recuperación de muchas configuraciones del motor Stirling. Ambos módulos admiten la entrada de valores paramétricos, donde en el módulo de salida los usuarios pueden graficar los resultados del cálculo. El módulo de función es una biblioteca de subrutinas que ofrece al usuario numerosas correlaciones y las funciones que se utilizan en el análisis de los motores Stirling. (correlaciones dependientes de la temperatura para las propiedades físicas de los fluidos y los metales, coeficientes de fricción y correlaciones de transferencia de calor tanto para zona de alta temperatura como para la zona de baja temperatura, así como para el regenerador, correlaciones para estimar la transferencia de calor como la conducción en las paredes del cilindro) Para estimar las variaciones del volumen en el cilindro se apoya en estimaciones termodinámicas.

El análisis que realiza dicho programa informático es el modelo adiabático de segundo orden de Rios.

La comprobación experimental se ha realizado mediante el motor GPU-3, que para las presiones de potencia son favorables, pero para las predicciones de eficiencia están sobrestimadas en un 5% para bajas velocidades.

[N. C. J. Chen, F. P. Griffin, A Review of Stirling Engine Mathematical Models, OAK RIDGE NATIONAL LABORATORY, Union Carbide, Operated by union Carbide corporation for The United States Department of Energy, ORNL/CON-135]

2.25. EL MODELO DE AZETSU ET AL. (1982).

El modelo de Azetsu es similar al de Tew et Al. Supone una presión para todos los espacios, se desprecia la energía cinética del gas y la ecuación del momento se desacopla, emplea la ecuación de estado para la caída de presión, también presenta similitud el método de resolución y convergencia de la ecuación. El modelo se diseña para distintas configuraciones del motor, condiciones de funcionamiento y propiedades térmicas. El modelo fue validado por un motor construido en la universidad de Tokio, obteniendo un buen resultado para la variación cíclica de la temperatura, el trabajo y la eficiencia térmica. Concluyeron que el rendimiento del motor está relacionado con el ángulo de fase y el volumen muerto.

[N. C. J. Chen, F. P. Griffin, A Review of Stirling Engine Mathematical Models, OAK RIDGE NATIONAL LABORATORY, Union Carbide, Operated by union Carbide corporation for The United States Department of Energy, ORNL/CON-135]

2.26. OTRAS REFERENCIAS

M.D. Atrey, S.L. Bapat and K.G. Narayankhedkar [Tara Research Development and Design Centre, 1, Mangaldas Road, Pune - 411 001, India. Department of Mechanical Engineering, Indian Institute of Technology, Powai, Bombay-400 076, India. "Optimization of design parameters of Stirling cycle machine"] (1993) indican seis parámetros fundamentales, la velocidad y presión, la temperatura del fluido de trabajo en los espacios de compresión y expansión, la relación de los volúmenes barridos de compresión y expansión, y el ángulo de fase entre las variaciones de volúmenes de los espacios de compresión y expansión, relacionados con el rendimiento de un cryocooler.

H. G. Ladas and O. M. Ibrahim [Pergamon, 0360.5442(9E4O)O OS-M, FINITE-TIME VIEW OF THE STIRLING ENGINE, (1994)] presentan un análisis termodinámico mediante balances de masa y energía y asocia las ecuaciones de la transferencia de calor formuladas como ecuaciones diferenciales ordinarias, estudian

la eficiencia, la potencia, la regeneración y la transferencia, muestran una potencia óptima para un diseño de un motor dado.

M. Costea, M. Feidt [Pergamon, PII: S0196-8904(98)00063-6, “The effect of the overall heat transfer coefficient variation on the optimal distribution of the heat transfer surface conductance or area in a stirling engine”] (1998) estudian la variación del coeficiente global de transferencia de calor consideran una variación lineal del coeficiente global de transferencia de calor de los intercambiadores. estudian varios supuestos con distintos parámetros para predecir el comportamiento del modelo para proporcionar información sobre el diseño de estos motores.

Dae-Young Lee, Sang-Jin Park and Sung Tack Ro [PII: S0011-2275(98)00020-4, ELSEVIER, “Heat transfer in the thermally developing region of a laminar oscillating pipe flow”] consideran un flujo laminar oscilante en un tubo, tal flujo oscilante implica una capa térmica en desarrollo debido a los cambios de temperatura a lo largo de la pared en la dirección longitudinal. Imponen dos condiciones de contorno, temperatura superficial o flujo de calor con una distribución de onda, la longitud de la capa térmica en desarrollo aumenta en proporción a la frecuencia de oscilación cuando la frecuencia de la oscilación es lenta y se aproxima a un valor asintótico cuando la oscilación es de alta frecuencia.

En el documento NASA/TM 2001-211132, IECEC 2001-CT-38, [redactado por los autores, Mounir B. Ibrahim Cleveland State University, Cleveland, Ohio. Roy C. Tew, Jr. Glenn Research Center, Cleveland, Ohio. Zhiguo Zhang Cleveland State University, Cleveland, Ohio. David Gedeon Gedeon Associates, Athens, Ohio. Terrence W. Simon University of Minnesota, Minneapolis, Minnesota], se establece las condiciones primarias a las que se encuentra sometido el estudio del fluido de trabajo. (Septiembre 2001).

- Se presentan incertidumbres tanto en el flujo del fluido de trabajo como en la presión debido a las oscilaciones a las que el fluido de trabajo está sometido.
- Compleja geometría debido a que se presenta flujo en 2-D y 3-D.
- Flujo de trabajo compresible con bajo número de Mach, pudiendo estar su régimen comprendido laminar, turbulento o de transición.
- Incertidumbres, en relación a la transferencia de calor debidas a las oscilaciones a las que se encuentra sometida el fluido de trabajo.
- Proceso isotérmico o adiabático, en función de las condiciones de contorno.
- El fluido de trabajo se encuentra en una fase y no existe reacción química.
- El fluido de trabajo presenta pérdidas por histéresis.
- Ineficiencias debido al intercambiador de calor exterior.
- Caída de presión debido a la viscosidad del fluido.
- Pérdidas por transporte y bombeo.
- Variaciones de temperatura en el gas debido a la mezcla del fluido.
- Pérdidas de calor en el fluido debido a la variación térmica a la que está sometido debido a los intercambiadores y al regenerador.

Ö Ercan Ataer [International Journal of Refrigeration 25 (2002) 640–652, ELSEVIER, “Numerical analysis of regenerators of free-piston type Stirling engines using Lagrangian formulation”] toma el conducto circular entre el fluido y el desplazador como un regenerador de pistón libre. La pared del cilindro es fija y la pared del desplazador está en movimiento durante el funcionamiento estacionario del motor, obtiene las ecuaciones básicas del fluido de trabajo aplicando el método Lagrange no

apareciendo la variable del tiempo estableciendo una distribución inicial de temperaturas en la pared. Realiza un programa en fortran e incluye las variaciones de presión debido a las reversiones de flujo. La hipótesis de establecer una presión constante para el sistema y un coeficiente de transferencia de calor local constante basado en el desplazamiento induce errores en la predicción del regenerador.

Lanny G. Thieme and Jeffkey G. Schreiber de National Aeronautics and Space Administration, en la publicación “NASA GRC Stirling Technology Development Overview”, NASA /TM-2003-212454, concluyen en que es necesario la continuidad en la validación del desarrollo de estos motores concretamente en los materiales del calentador con apoyo controlado mediante la electrónica. (Agosto 2003).

Shaowei Zhu, Yoichi Matsubara [Cryogenics 44 (2004) 131–140, ELSEVIER, “A numerical method of regenerator”] establecen un método numérico para regeneradores es un modelo basado en el flujo inestable, se basa en el concepto de volumen de control y se resuelve con el método implícito. Estudian los efectos del regenerador en la compresión.

Shaowei Zhu, Yoichi Matsubara [Cryogenics 44 (2004) 649–660, ELSEVIER, “Numerical method of inertance tube pulse tube refrigerator”] estiman mediante un análisis nodal una simulación para los tubos del refrigerador, mediante las ecuaciones de la energía, la continuidad, en la que se pueden modificar las condiciones de contorno, su resolución a través del método de volúmenes de control con el método implícito.

Rodger W. Dyson, Scott D. Wilson, Roy C. Tew [NASA/TM—2004-213300, “Review of Computational Stirling Analysis Methods”] indican los siguientes aspectos en los que confían que se solucionarán con el apoyo de la dinámica de fluidos:

- Intercambio de calor ineficiente en regenerador, calentador y enfriador, además de pérdidas de presión.
- Pérdida de trabajo debido al desplazamiento del gas.

- Otras pérdidas de presión secundarias, por ejemplo, bombas.
- Pérdidas de temperatura debido a la mezcla del gas y a la distribución no uniforme de flujo.
- Pérdidas de calor debido a regiones caliente y frías.
- Pérdidas debida a la radiación, convección y conducción combinadas.
- Pérdidas debido al diseño, no se emplea enfoque de diseño superior, (fenómenos de separación de flujo en el regenerador, por ejemplo, que debe de ser estudiado a través de un enfoque común de la termoaeroacústica y el electromagnetismo además de estudiar el flujo exterior.
- Para salvar estas dificultades, aparecen otras debidas de mayor orden que han de ser superadas como por ejemplo formulaciones complejas, configuraciones complejas, limitaciones de los métodos a emplear.
- Los modelos de estudio deben presentar:
 - La fricción, la conducción y coeficiente de transferencia de calor por convección debido a la oscilación del flujo.
 - Bajo número de Mach.
 - Flujo compresible y los efectos de la transferencia de calor.
 - Flujo laminar, de transición y turbulento comprendido entre 100 y 10000 del número de Reynolds.
 - Transferencia de calor, asociada a la disipación térmica y condiciones térmicas de no equilibrio en el regenerador (medios porosos).
 - Geometría milimétrica.
 - Interfases.
 - Deformación de las regiones de flujo debido a la expansión y a la compresión.

Concluyen en que programas informáticos comerciales han mejorado el diseño y el estudio de estos motores, pero que se requiere investigación adicional en el regenerador y con introducción de nuevas mejoras en métodos numéricos para su análisis.

Bancha Kongtragool, Somchai Wongwises [Renewable Energy 30 (2005) 1671–1687, ELSEVIER, “Optimum absorber temperature of a once-reflecting full conical concentrator of a low temperature differential Stirling engine”] proporcionan un estudio teórico sobre la temperatura óptima que alcanza el absorbedor una vez reflejada la radiación solar en un concentrador cónico, llegando a las siguientes conclusiones:

- La temperatura de la máxima eficiencia, la de la máxima absorción, y la de la máxima potencia desarrollada, no difieren significativamente.
- La temperatura máxima del absorbedor aumentará con la radiación solar y disminuirá con la temperatura fría.
- La eficiencia máxima aumenta con la radiación solar y disminuye con la temperatura fría.

Ö Ercan Ataera, H. Karabulut, [International Journal of Refrigeration 28 (2005) 183–189, ELSEVIER, “Thermodynamic analysis of the V-type Stirling-cycle refrigerator”] Estudian el ciclo de refrigeración, espacios de expansión y de compresión, refrigerador, calentador, sometido a flujo de masa periódico y dividido en catorce volúmenes de control. Realizan un programa en fortran y resuelven las ecuaciones de forma iterativa, donde consideran superficiales las temperaturas del calentador y del enfriador, y la masa, la temperatura y la densidad del volumen de control las estiman para una velocidad determinada del motor. Estiman el trabajo, el COP, y la presión instantánea, llegan a las condiciones cíclicas.

Xiaoqin Yang, J.N. Chung [Cryogenics 45 (2005) 537–545, ELSEVIER, “Size effects on miniature Stirling cycle cryocoolers”] Estudian el efecto de la pérdidas del tamaño del regenerador en relación al sistema de refrigeración criogénico, en lo que para

parámetros fijos y una longitud dada del regenerador, se encuentra que hay un diámetro óptimo hidráulico en el que se logra la máxima refrigeración neta. Cuando el diámetro hidráulico es menor que el valor óptimo, la pérdida de caída de presión afecta el rendimiento del regenerador y cuando el diámetro hidráulico es superior que el valor óptimo, al rendimiento lo afecta las pérdidas térmicas. También estiman una relación óptima entre el diámetro hidráulico y la longitud del regenerador para una relación máxima neta de rendimiento. A medida que la longitud del regenerador disminuye, la relación del diámetro óptimo hidráulico en relación a la longitud, el rendimiento del sistema es afectado por la pérdidas térmicas y por la caída de presión.

Stig Kildegard Andersen, Henrik Carlsen, Per Grove Thomsen [Simulation Modelling Practice and Theory 14 (2006) 1073–1086, ELSEVIER, “Control volume based modelling in one space dimension of oscillating, compressible flow in reciprocating machines”] presentan un modelado unidimensional de flujo compresible aplicando las leyes de la conservación de la masa, de la energía y del momento a volúmenes de control. Incluyen mecanismos de pérdidas como términos adicionales y emplean correlaciones empíricas para la transferencia de calor, y la fricción del flujo, el enfoque se valida experimentalmente.

H. Karabulut, H.S. Yücesu, C. Çinar [Renewable Energy 31 (2006) 2188–2197, ELSEVIER, “Nodal analysis of a Stirling engine with concentric piston and displacer”] Realizan un análisis nodal en fortran dividiendo el volumen del motor en 103 volúmenes de control, calculan la variación de temperatura aplicando la primera ley de la termodinámica en un sistema abierto. El análisis indica que los calores que recibe y entrega el regenerador no son iguales, por lo que se le debe de acoplar en sus extremos un calentador y un enfriador, las temperaturas del fluido tanto en la zona caliente como en la fría difieren significativamente de la pared.

Stig Kildegard Andersen, Henrik Carlsen, Per Grove Thomsen [Energy 31 (2006) 1371–1383, ELSEVIER, “Preliminary results from simulations of temperature oscillations in Stirling engine regenerator matrices”] estudian los efectos de la variación de la temperatura en el regenerador, el modelo que presentan es unidimensional con

discretización axial de los componentes del motor aplicando volúmenes de control. Establecen ecuaciones diferenciales ordinarias obtenidas del balance de energía y de masa aplicado al modelo, aplican la interpolación para estimar las propiedades del fluido e incluyen las pérdidas. Toman soluciones periódicas estacionarias que satisfacen las condiciones de contorno, consideran que las oscilaciones de temperatura de la matriz del regenerador tiene un efecto significativo en las pérdidas de potencia y eficiencia del ciclo.

Stig Kildegard Andersen, Henrik Carlsen, Per Grove Thomsen [Simulation Modelling Practice and Theory 14 (2006) 1073–1086, ELSEVIER, “Control volume based modelling in one space dimension of oscillating, compressible flow in reciprocating machines”] presentan un método para modelar un flujo unidimensional compresible inestable, mediante las leyes de la conservación de la masa, de la energía y el impulso, aplicándolas a volúmenes de control incluyendo los mecanismos de control de pérdidas, estiman la transferencia de calor y la fricción del flujo mediante expresiones empíricas.

Youssef Timoumi, Iskander Tlili, Sassi Ben Nasrallah, [Energy 33 (2008) 1100–1114, EL SEVIER, “Design and performance optimization of GPU-3 Stirling engines”] con el fin de aumentar el rendimiento de estos motores realiza un modelo de segundo orden que incluye las pérdidas térmicas. El modelo se valida con datos experimentales obtenidos del GPU-3.

Y.C. Hsieh, T.C. Hsu, J.S. Chiou [Renewable Energy 33 (2008) 48–54, ELSEVIER, “Integration of a free-piston Stirling engine and a moving grate incinerator”] desarrollan un modelo simple de transferencia de calor con el fin de aplicarlas a las irreversibilidades, emplean la transferencia de calor para estudiar las irreversibilidades externas y la variación de esta transferencia para simular la irreversibilidad interna global, concluyen que un metro cuadrado de superficie caliente se puede generar más de 25kW de electricidad.

F. Formosa, G. Despesse, [en su artículo publicado en *Energy Conversion and Management* 51 (2010) 1855–1863, “Analytical model for Stirling cycle machine design”] indica un modelo termodinámico que puede ser usado en un análisis dinámico para un diseño preliminar. El modelo analítico abarca el regenerador y los intercambiadores de calor. Valida su modelo con el motor GPU-3.

Yusuf Tekin, Omer Ercan Ataer [international journal of refrigeration 33 (2010) 12–18, ELSEVIER, “Performance of V-type Stirling-cycle refrigerator for different working fluids”] consideran tres fluidos, helio, hidrógeno y aire, considera temperaturas superficiales constantes y los espacios de expansión y compresión adiabáticos, concluyen en que con el hidrógeno tienen mayor COP que con el aire o el helio, y es debido a la baja caída de presión y a su alto calor específico. La distribución de temperatura del fluido de trabajo en el regenerador les da como resultado lineal y concordante con Ataer, Ö .E., Karabulut, H., 2005. Thermodynamic analysis of the V-type Stirling-cycle refrigerator. *International Journal of Refrigeration* 28, 183–189, también concluyen en que si el regenerador es de cobre tiene más rendimiento que si es de aluminio.

P.C.T. de Boer [*Cryogenics* 51 (2011) 105–113, ELSEVIER, “Optimal performance of regenerative cryocoolers”] caracteriza las pérdidas de la transferencia de calor entre el gas y el regenerador así como las viscosas a través de la relación de Stanton y el factor de fricción de Fanning estima la velocidad de enfriamiento óptimo y la eficiencia de Carnot. Las variaciones de presión y temperatura las relaciona con el tiempo de forma sinusoidal.

Li Yaqi, He Yaling, Wang Weiwei [*Renewable Energy* 36 (2011) 421e427, ELSEVIER, “Optimization of solar-powered Stirling heat engine with finite-time thermodynamics”] desarrollan un modelo matemático para estimar la eficiencia térmica global de un motor Stirling en un disco solar alimentado por la radiación solar. Los resultados muestran que con temperaturas de 1100K y 1300K en el absorbedor y en el concentrador respectivamente, obtienen una eficiencia térmica aproximada del 34%.

Chin-Hsiang Cheng, Hang-Suin Yang [Applied Energy 92 (2012) 395–405, ELSEVIER, “Optimization of geometrical parameters for Stirling engines based on theoretical analysis”] estudian el trabajo proporcionado por este tipo de motores considerando los parámetros geométricos, consideran una combinación óptima del ángulo de fase y el volumen barrido que les conduce a la maximización de la labor en el eje del motor. Los efectos de eficiencia del mecanismo los estudia en los tipos α , β , y γ . Los resultados muestran que los casos particulares considerados el tipo β es el que produce más trabajo y el γ es el que produce menos, siendo más adecuado para trabajar a baja temperatura, pero su trabajo disminuye a medida que aumenta la temperatura aplicada.