

MODELACIÓN Y MEJORA DEL MOTOR STIRLING AMAZON.

Juan Ricardo Vidal Medina^{12*}, Vladimir Melián Cobas¹, Electo Silva Lora¹

¹Núcleo de Excelência em Geração Termelétrica e Distribuída (NEST). Universidade Federal de Itajubá, Minas Gerais.

²Grupo de investigación en energías (GIEN). Universidad Autónoma de Occidente, Colombia.

*Tel (55)3536291423, jrvidal@uao.edu.co

RESUMEN

El Núcleo de Excelencia en Generación Termoeléctrica y Distribuida (NEST), de la Universidad Federal de Itajubá, proyectó un motor Stirling para suministrar energía a las regiones aisladas de Brasil. Este motor fue calculado para operar con biomasa residual del proceso maderero. Este trabajo presenta un modelo matemático que incluye los modelos matemáticos de los intercambiadores de calor (caliente, frío y regenerador) integrados a un modelo adiabático de segunda orden considerando las pérdidas por caída de presión, histéresis y pérdidas internas. El modelo permite proponer un conjunto de cambios en la geometría del motor para aumentar su potencia de salida.

Palabras claves: Motor Stirling, Modelo adiabático, Biomasa, Generación distribuida

1.- Introducción

Brasil tiene una gran parte de su territorio cubierto por selva. Este territorio es habitado o habitable, pero con escasez de energía [1], por esta razón una alternativa como el motor Stirling, caracterizado por ser de combustión externa y capaz de funcionar con diferentes fuentes de calor [2], se presenta como una buena alternativa para el suministro de energía en estas regiones; con el beneficio, además, de ser un sistema de generación de energía con pocas emisiones de gases de efecto invernadero [3].

Este trabajo aborda la modelización y mejoramiento del motor Stirling Amazon proyectado por el NEST para funcionar con biomasa; combustible que lo hace simple de operar, con poco mantenimiento y con una alta eficiencia térmica [4]. Este motor, tipo alfa, está compuesto por cinco componentes principales en su construcción; intercambiador de calor caliente, intercambiador de calor frío, cámara de expansión, cámara compresión y regenerador. El modelo matemático desarrollado fue codificado en VISUAL FORTRAN e integra los modelos de los intercambiadores de calor y regenerador a un modelo adiabático de segundo orden.

2.-Motor Stirling Amazon.

Los factores más importantes que afectan el desempeño de los motores Stirling son los

Nomenclatura		Subíndices	
A	Área	ee	Entrada de gases de escape
A_{2k}	Área transversal del pistón de expansión	ee	Entrada de agua
		f	
At	Área transversal	eh	Externa horizontal
C	Constante	se	Salida de agua
		f	
D	Diámetro	ev	Externa vertical
Dhi	Diámetro de hilo de la malla regeneradora	h	Caliente
K	Conductividad térmica	h	Referente a tubos horizontales
L	Longitud	iv	Interno vertical
m	Constante	k	Frío
\dot{m}	Flujo de masa	re	Regenerador
Mec(2)	(1) - pérdidas mecánicas	s	Superficie del intercambiador de calor caliente
Pr	Número de Prandtl	se	Salida Gases de escape
PotAdi(1)	Potencia de salida del modelo adiabático	sf	Superficie del intercambiador de calor frío
Potsal	(6) - pérdidas por histéresis en las cámaras de expansión y compresión.	w	Pared
PotNeta	Potsal- pérdidas de presión en el exterior del intercambiador de calor caliente.	v	Referente a los tubos verticales
S	Perímetro del ducto		
St	Número de Stanton		
T	Temperatura		
Trf(3)	(2) - pérdidas por fricción en el intercambiador frío.		
Trc(4)	(3) - pérdidas por fricción en el intercambiador caliente		
Trg(5)	(4) - pérdidas por fricción en el regenerador		
Tcan(6)	(5) - pérdidas por fricción en los tubos conectores lado frío.		
V	velocidad		
V_{m2k}	Velocidad media del pistón de expansión		
ρ	Densidad		
ν	Viscosidad cinemática		
ξ	Factor de pérdida por fricción		
ω	Velocidad del motor		

que involucran los intercambiadores de calor, regenerador y los mecanismos biela manivela [5]. En vista de esto, el motor Amazon aprovecha una tecnología existente, el mecanismo biela manivela de un motor de motocicleta fabricado por la Ducati, para sobre él construir el circuito de intercambiadores de calor, cámaras de expansión y compresión y regenerador. El motor fue diseñado para funcionar con aire como fluido de trabajo y su combustible es la biomasa residual de la industria maderera de Brasil [6].

2.1.-Modelo matemático del Motor Stirling Amazon.

El modelo matemático presentado en este trabajo consta de los modelos matemáticos de intercambiadores de calor, frío, caliente y regenerador integrado por el modelo adiabático de segundo orden propuesto por Urieli I, Berchowitz DM [7]. La figura 1. muestra la distribución de temperaturas consideradas en el modelo y el intercambiador

de calor caliente.

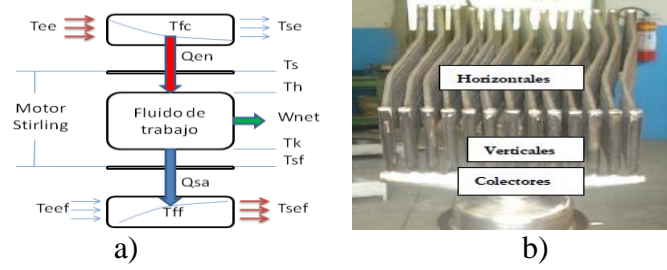


Figura 1. a) Distribución de temperatura, b) Intercambiador de calor caliente

2.1.1-Modelo matemático del intercambiador de calor caliente.

En el caso concreto del motor Amazon, este intercambiador tiene que tomar el calor del gas de escape proveniente del horno; este gas es un fluido bifásico que genera depósitos en la superficie externa del intercambiador y afecta significativamente el rendimiento del motor [8].

En este marco, no es posible la utilización de superficies extendidas (aletas) [9], se necesita un ventilador de tiro forzado para aumentar el coeficiente de convección y no se pueden poner tubos en flujo cruzado para no alterar la uniformidad de temperaturas del gas en el interior del intercambiador. El modelo matemático de este intercambiador tiene en cuenta los lados externo e interno. Estos lados, a su vez, son divididos en tubos verticales y tubos horizontales (figura 1b).

El coeficiente de transferencia de calor por convección (h_{ev}) en tubos verticales en la parte exterior se determina con el número de Nusselt (Nu_{ev}) para un flujo perpendicular a un banco de tubos [10].

$$Nu_{ev} = Fc C Re_{ev}^m Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{\frac{1}{4}} \quad (1)$$

Donde Fc es un factor de corrección para bancos de tubos con menos de 20 filas.

El número de Reynolds (Re_{ev}) se calcula con la velocidad máxima (V_{max}) que se produce entre las superficies exteriores de los tubos verticales. Así, el coeficiente de transferencia de calor por convección en tubos verticales es:

$$h_{ev} = \frac{Nu_{ev} * K}{D_{ev}} \quad (2)$$

Para calcular la parte exterior de los tubos horizontales se hace con la relación del número de Nusselt (Nu_{eh}) para flujo paralelo, donde el número de Reynolds (Re_{eh}) se calcula con el promedio de velocidad de los gases de escape. Los tubos horizontales se

pueden considerar como paredes plana con flujo paralelo. Esto sólo es válido cuando el espesor de la capa límite hidráulica no excede la mitad de la distancia entre las superficies de los tubos adyacentes, si excede, el comportamiento es como flujo interno. Además se debe considerar si el flujo es laminar o turbulento, según Incropera (1996) [10].

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección en el interior de los tubos verticales (h_{iv}), se considera un cambio en el área transversal dada por la paulatina incorporación de los tubos horizontales a lo largo de cada tubo vertical. La velocidad del gas de trabajo (V_{iv_i}) en los tubos verticales es:

$$V_{iv_i} = \frac{A_{pe} * i_{r_{mpe}}}{At_{iv} + \sum_0^n (i * At_{ih})} \quad (3)$$

Con la velocidad variable por tramo del tubo vertical, se tiene un número de Reynolds (Re_{iv}) variable y por lo tanto, un número de Nusselt (Nu_{iv}) y un coeficiente de transferencia de calor por convección (h_{iv}) variable. Incropera (1996) [10] presenta las relaciones para números de Nusselt en flujo interno en tubos. Para tubos horizontales el coeficiente de transferencia de calor por convección se obtiene con las mismas relaciones de los tubos verticales.

2.1.2-Modelo matemático del intercambiador de calor frío.

El análisis para este intercambiador se realiza, al igual que el intercambiador caliente, teniendo en cuenta el lado externo (agua de refrigeración) e interno (gas de trabajo). Para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección externo se utilizó la ecuación (1). En el interior de los tubos se utilizan las mismas relaciones empleadas para el análisis en el interior de los tubos horizontales.

2.1.3-Cálculo de la eficiencia del regenerador.

Los cálculos en el regenerador se efectúan con los parámetros adimensionales de Hausen [11], mejorados por Hargreaves [12].

2.1.4-Pérdidas consideradas

El diseño de un buen motor Stirling debe considerar, además del mecanismo biela manivela, el volumen muerto y la regeneración no ideal, ya que estos parámetros tienen una gran influencia sobre los resultados finales [13]. Este modelo, además de considerar

estos parámetros, considera las siguientes pérdidas:

- Pérdida de la caída de presión [14]:

$$Pp = \sum \left[\frac{1}{\rho^2} \left(\frac{\dot{m}}{Ac} \right)^3 St L S \right]_{AR} + \sum \left[\xi \frac{\rho}{2} Ac V^3 \right]_{Pp} \quad (4)$$

- Pérdidas en el regenerador: la pérdida de la caída de presión (ecuación 5) y las pérdidas térmicas (ecuación 6) [15].

$$Preg = \left[\xi \frac{\rho}{2} Ac \frac{Lre}{2 Dhi} \left[V \left(\frac{1}{1 - Dhi m_w} \right)^2 \right]^3 \right]_{re} \quad (5)$$

$$Qre = (1 - \eta_{re}) Qre \quad (6)$$

- Pérdida por histéresis: para un gas ideal, el trabajo está marcado por la relación presión /volumen ya sea un proceso isotérmico o adiabático. En un gas real, hay una cierta cantidad de trabajo que se disipa [16]. Uriel y Berchowitz [7] proponen la siguiente expresión.

$$Ph = \sqrt{\frac{1}{32} \omega \gamma^3 (\gamma - 1) T_w P K_w \left(\frac{\Delta T'}{T'} \right)^2} A_w \quad (7)$$

- Transferencia de calor debido a la diferencia de temperatura entre las partes calientes y frías del motor [17].

$$Qint = \frac{KA\Delta T}{L} \quad (8)$$

Donde K es la conductividad térmica del material y A es el área efectiva de conducción.

- Conducción Shuttle: ocurre en el pistón de expansión o en el desplazador debido a un gradiente de temperatura. El pistón o desplazador absorbe calor del lado caliente y lo emite en el lado frío. [18].

$$Qshutt = \frac{0.4E^2 Kg D \Delta T}{G Le} \quad (9)$$

Donde E es la carrera del pistón, Kg es la conductividad térmica del gas, D es el diámetro del cilindro, G holgura cilindro-pistón y Le es la longitud equivalente del pistón.

- La caída de presión en el exterior del intercambiador de calor caliente (en los gases de escape) [10].

$$\Delta P_v = NX \left(\frac{\rho V_{max}^2}{2} \right) f \quad (10)$$

$$Pph = \sum \left[\frac{1}{\rho^2} \left(\frac{\dot{m}}{Ac} \right)^3 St L S \right]_{AR} \quad (11)$$

Donde N es el número de filas del intercambiador de calor y F y X son la fricción y los factores de corrección, respectivamente.

- Pérdidas mecánicas: debida a la fricción de los anillos del pistón, sellos, rodamientos, piñones y bombeo de aceite [19]. En este trabajo son asumidas en un 20%

3.- Resultados

3.1- Caracterización de pérdidas

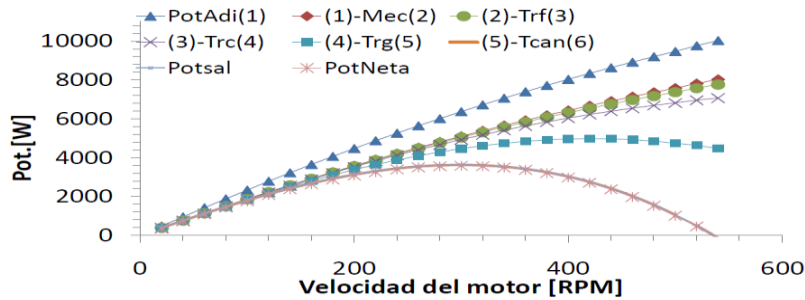


Figura 2. Caracterización de pérdidas por fricción.

La figura 2 muestra que las mayores pérdidas se encuentran, en su orden, en el regenerador, tubos conectores del lado frío, intercambiador de calor caliente e intercambiador de calor frío. Mientras que las pérdidas por histéresis y pérdidas de presión en el exterior del intercambiador caliente son poco significativas.

3.2- Propuesta de mejoras

Las siguientes propuestas de mejoras para el motor Amazon son hechas variando la geometría, componente por componente, hasta alcanzar una buena relación de volumen muerto, eficiencia y generación de potencia neta. Para la elaboración de las figuras 3 a 5 se consideraron los valores de potencia máxima neta encontrada por variación geométrica (longitud, número de tubos, diámetro), independiente de la velocidad del motor.

3.2.1- Intercambiador caliente

En este dispositivo tiene que buscarse un equilibrio entre la transferencia de calor, volumen muerto, pérdidas de presión en el exterior del intercambiador y limitaciones de fabricación. La cantidad de volumen muerto presente en los tubos colectores (figura 1b) hace que sea indispensable buscar su eliminación, pero la acomodación de los tubos verticales en la superficie de la cámara de expansión es, desde el punto de vista de

fabricación, imposible. De este modo, la mejor opción resulta al poner un tubo horizontal por cada tubo vertical con iguales diámetros. Los resultados de esta mejora se presentan en la figura 3. La máxima potencia neta se logra con una velocidad de los gases de escape de 6,5 m/s. La nueva configuración del intercambiador de calor incrementa la potencia neta en aproximadamente 1,462 kW.

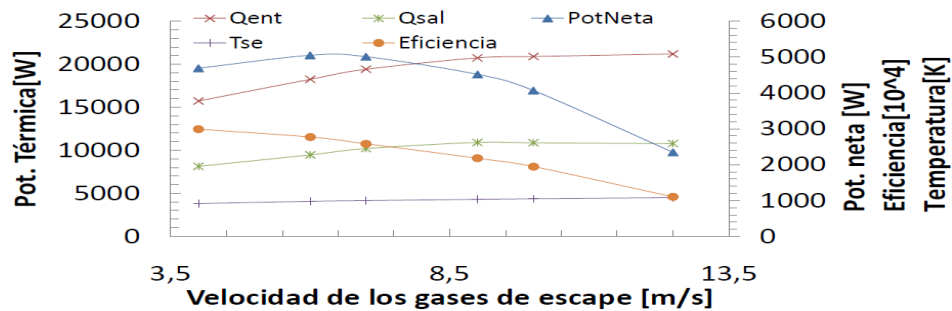


Figura 3. Variación de la máxima potencia neta, calor de entrada y salida del motor, temperatura de salida de los gases de escape y eficiencia del motor en función de la velocidad de los gases de escape.

3.2.2- Regenerador

Establecidos los cambios anteriores, se sigue con la modificación de la longitud del regenerador. La figura 4 muestra las variaciones de la potencia máxima netas, calor de entrada y salida del motor y eficiencia del motor en función de la longitud del regenerador.

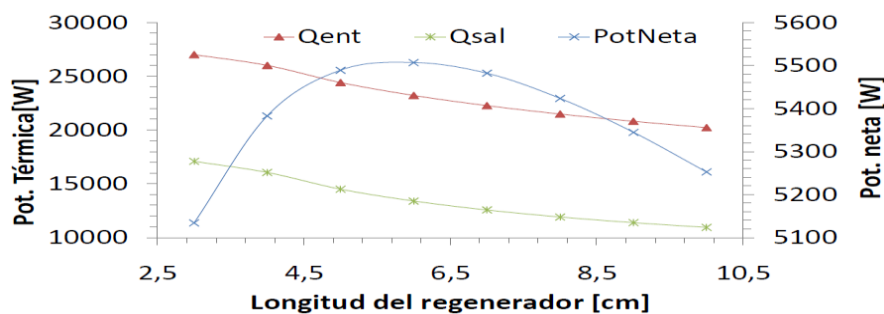


Figura 4. Variación de la potencia máxima neta y calor de entrada y salida del motor en función de la longitud del regenerador.

La longitud del regenerador que suministra la mayor potencia máxima neta (5,50 kW) es 5,6 cm. Con un aumento en la potencia neta de salida de 0,4586 kW.

3.2.3-Tubos conectores e Intercambiador frío

Los tubos conectores presentan una gran pérdida de fricción por su baja área transversal. Un aumento de dicha área disminuiría éstas pérdidas, pero también disminuiría la

eficiencia del motor dado el aumento de volumen muerto. Además, el área donde se conectan estos tubos (superficie de la cámara de compresión) es compartida por el compresor del fluido de trabajo. En este marco, la máxima cantidad de tubos que se puede colocar es cuatro. La figura 5a muestra la variación de potencia máxima neta y la eficiencia del motor en función del diámetro de los cuatro tubos propuestos. La máxima potencia neta se alcanza con diámetros de 2,4cm en los cuatro tubos.

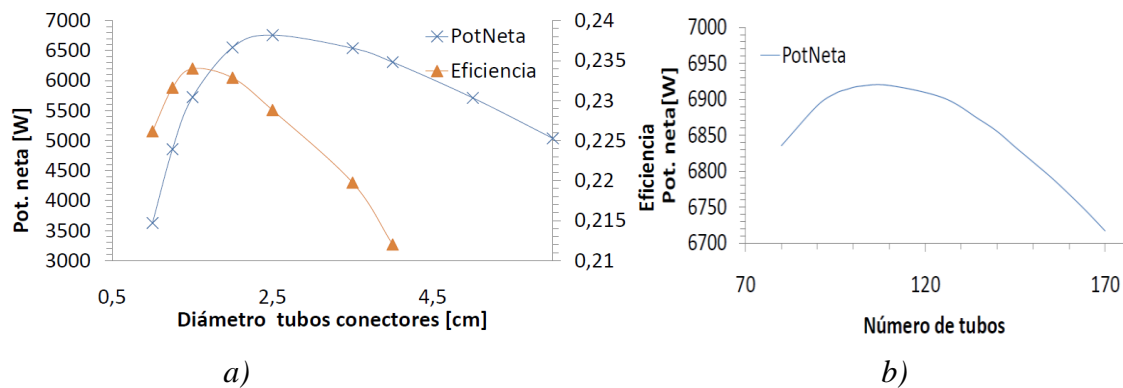


Figura 5. a) Variación de potencia máxima neta y la eficiencia del motor en función del diámetro de los tubos conectores. b) Variación de la potencia máxima neta en función del número de tubos del intercambiador de calor frío

A pesar de presentarse pocas pérdidas por fricción en el intercambiador de calor frío, una variación en el número de tubos mejora la relación volumen muerto-pérdidas sin afectarse la cantidad de agua de enfriamiento. La figura 5b muestra que para un número de 110 tubos la potencia máxima neta aumenta en 0,187 kW. El aumento en la potencia máxima neta que dan estos dos cambios es de 1,442 kW.

3.3 Resultado final de mejoras del motor Amazon

La figura 6a muestra la caracterización de pérdidas y el aumento de potencia neta. El incremento de pérdidas en el intercambiador frío, debidas a la disminución del número de tubos, son compensadas con la disminución de volumen muerto dando como resultado una ganancia de potencia. Las pérdidas en el intercambiador caliente se disminuyeron a causa de la eliminación de los cambios bruscos de área debidos a la incorporación de los tubos horizontales. Además, la eliminación de los tubos colectores disminuyó gran parte del volumen muerto.

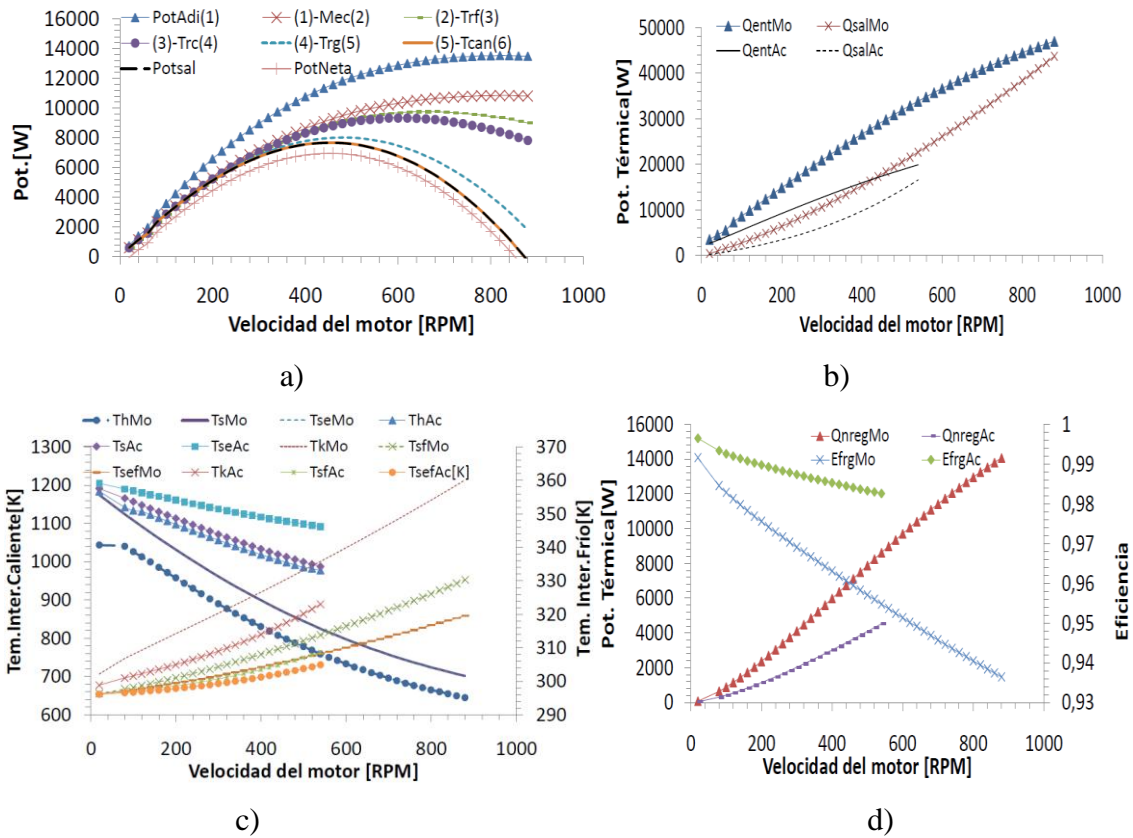


Figura 6. a) Caracterización de pérdidas por fricción en el motor modificado. b) calor entrada y calor de salida al motor actual y modificado. c) distribución de temperaturas en los intercambiadores de calor caliente y frío para el motor actual y modificado. d) Calor disipado en el regenerador y la eficiencia del regenerador para el motor actual y modificado.

La modificación de los tubos conectores del lado frío aumentó el volumen muerto, pero esto se compensó con la gran disminución de las pérdidas por fricción. La potencia consumida por el ventilador de tiro forzado se aumenta por el aumento en la caída de presión de los gases de escape por la nueva configuración del intercambiador de calor caliente. La figura 6b muestra los flujos de calor antes y después de las modificaciones, un aumento de potencia neta de salida involucra una entrada y una salida de calor más alta. La figura 6c muestra la distribución de temperaturas en los intercambiadores de calor caliente y frío, así, el aumento de la velocidad del motor hace que las temperaturas en el intercambiador de calor caliente disminuyan y en el intercambiador de calor frío aumenten. La figura 6d muestra la cantidad de calor disipado en el regenerador y su eficiencia antes y después de las modificaciones. La disipación aumenta mientras que la eficiencia disminuye, esto se compensa con la disminución de pérdidas por fricción y el

volumen muerto.

La figura 7 muestra la clasificación de pérdidas según se incorporan las mejoras, componente por componente, en el motor. Aunque el intercambiador de calor caliente en la caracterización de pérdidas aparece con pocas perdidas (Figura 2), su potencial de mejoras es muy alto dado por el gran volumen muerto que este originalmente tiene. Los tubos conectores, a pesar de no ser un dispositivo principal, tiene un gran potencial de mejora dada su poca área transversal y su número. Por otro lado, el regenerador, a pesar de presentar una gran cantidad de pérdidas en su caracterización inicial, su mejora no es tan significativa como las dos anteriores.

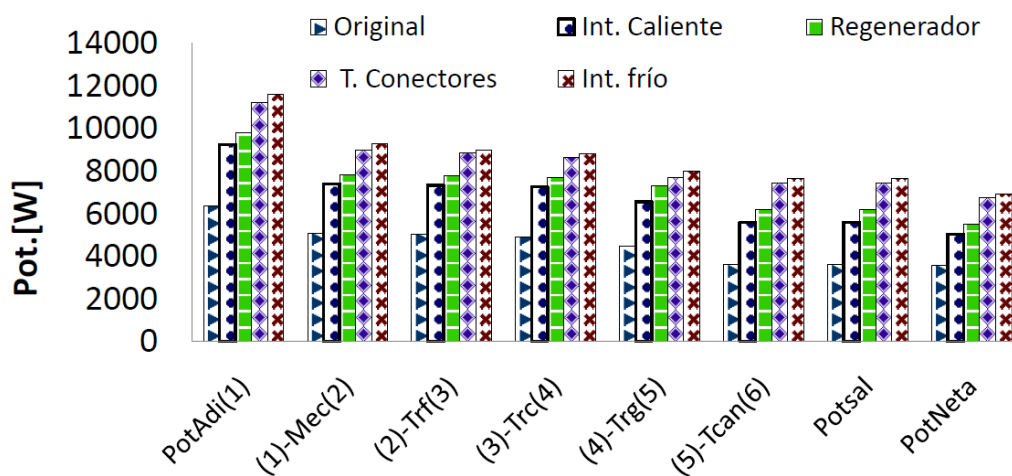


Figura 7. Clasificación de pérdidas por modificación realizada en el motor Amazon

Para efectos de comprobación de la efectividad del modelo desarrollado, los resultados obtenidos fueron comparados con resultados obtenidos del software PROSA (Program for second order analysis) bajo las mismas condiciones geométricas y tomando los mismos valores de temperatura de superficie de los intercambiadores (figura 6c).

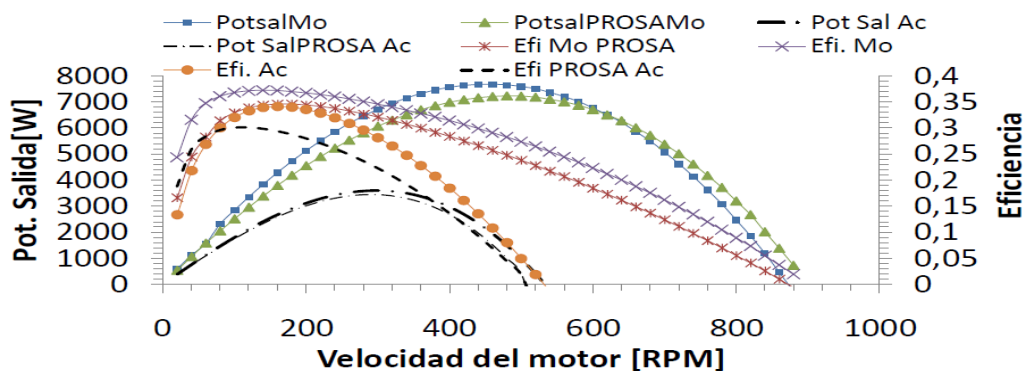


Figura 8. Comparación de resultados del modelo matemático y el Software PROSA

La figura 8 muestra la comparación de resultados con el software PROSA para el motor actual y el modificado. Hay que tener en cuenta que el PROSA incorpora el uso de correlaciones empíricas para la aproximación de sus cálculos a datos reales [20].

4. Conclusiones

La integración de modelos de intercambiadores de calor, regenerador, accesorios y ventilador de tiro forzado a un modelo de segunda orden adiabático proporciona una herramienta valiosa para mejorar el motor Stirling Amazon. Por otra parte, la particularidad con que se aborda el intercambiador de calor caliente permitió una optimización de este dispositivo, que es el más importante y complejo en los motores Stirling alimentados con la combustión directa de madera. La desventaja de este modelo es que, debido al gran número de iteraciones que trae su aplicación, requiere de equipos computacionales robustos para poder trabajar con tiempos de ejecución razonables.

La baja potencia generada por el motor Stirling Amazon actual se debe principalmente a las grandes pérdidas en los tubos de conexión del lado frío y el volumen muerto de los tubos colectores. Estas pérdidas se redujeron, en teoría, con pocos cambios en los parámetros geométricos del motor.

Debido a que el PROSA ha tenido un arduo trabajo en ensayos y calibración, así como una mayor consideración de las pérdidas, los resultados difieren un poco de los obtenidos por el modelo desarrollado. Sin embargo, El PROSA no permite la modelización de los parámetros geométricos externos del intercambiador de calor caliente, variación de la temperatura de la superficie de los intercambiadores de calor en función de las velocidades del fluido exterior (gases de escape y agua) ni la incorporación de los costos de energía ligados al ventilador de tiro forzado.

5. Agradecimientos

Los autores de este trabajo agradecen a la FAPEMIG y al CNPq, Brasil, por el apoyo financiero.

6. Referencias

- [1] H. Wilke, E. Silva. *Desenvolvimento de um módulo combustor biomassa-motor stirling aplicado a sistemas de geração isolada e baseados em gerador de indução*. In Anais do 5º Encontro de

Energia no Meio Rural, Campinas (SP), (2004).

- [2] L. Scollo, P. Valdez, J. Barón. *Design and construction of a Stirling engine prototype*. International Journal of Hydrogen Energy 33, 3506 – 3510, (2008).
- [3] S. Obara, S. Kito, A. Hoshi. *Energy Balance of Stirling Engine Cogeneration and Installation Potentiality in Cold Region Houses*. Journal of Environment and engineering. Vol. 2, No. 4 pp.696-707, (2007).
- [4] N. Akio, H. Shimojima , A. Ishikawa , Y. Itaya , S. Kambara, H. Moritomi, S. Mori. *Fuel and emissions properties of Stirling engine operated with wood powder*. Fuel 86 2333–2342, (2007).
- [5] B. Cullen, J. McGovern. *Development of a theoretical decoupled Stirling cycle engine*. Simulation Modelling Practice and Theory xxx xxx–xxx, (2010)
- [6] R. Paula, V. Cobas, M. de Nascimento, E. Lora, *The use of Stirling engines as a technological option to generate electricity in isolated areas*. International Stirling Forum,(2006).
- [7] I. Urieli, D. Berchowitz. *Stirling cycle engine analysis*. Bristol: Adam Hilger Ltd. (1984).
- [8] M. Kuosa, J. Kaikko, L. Koskelainen. *The impact of heat exchanger fouling on the optimum operation and maintenance of the Stirling engine*. Applied Thermal Engineering 27 1671–1676, (2007).
- [9] E. Podesser. *Electricity Production In Rural Villages With A Biomass Stirling Engine*. Renewable Energy 16 1049-1052, (1999).
- [10] F. Incropera, P. David. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. Pearson. 4 edition, (1996).
- [11] H. Hausen. *Waermeaustausch in Regeneratoren*. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 73 p. 432. (1929)
- [12] C. Hargreaves. *The Philips Stirling Engine*, Elsevier Publishing Company, Amsterdam, London, New York, Tokyo, (1991).
- [13] F. Formosa, F. Despesse. *Analytical model for Stirling cycle machine design*. Energy Conversion and Management 51 1855–1863, (2010).
- [14] G. Walker. “Stirling Engines” clarendon press. Oxford, (1980).
- [15] A. Organ. *The Regenerator and the Stirling Engine*. Mechanical Engineering Publications , (1997)
- [16] T. Youssef, T. Iskander, S Ben. *Design and performance optimization of GPU-3 Stirling engines*. Energy 33. 1100–1114, (2008).
- [17] W. Martini. *Stirling Engine Design Manual*, Segunda Edición. NASA, U.S. Department of Energy, (1983).
- [18] G. Lundqvist. *Stirling cycle heat pumps and refrigerators*. Doctoral thesis. Institutionen för Mekanisk. The Royal Institute of technology. (1993).
- [19] D. Thombare, S. Verma. *Technological development in the Stirling cycle engines*. Renewable and Sustainable Energy Reviews 12 1–38, (2008).
- [20] K. Stig. *Numerical Simulation of Cyclic Thermodynamic Processes*. Technical University of Denmark. Ph.D. thesis.(2006).