



SIMULAÇÃO E ANÁLISE COMPUTACIONAL DA EFETIVIDADE DO REGENERADOR DE UM MOTOR STIRLING

Rafel Lúcio, rafaellucionc@hotmail.com¹
Bárbara Rebelo, barbaragusmao906@gmail.com¹
Naomi Sales, naomy.sales65@gmail.com¹
Victor Ramos Matos, victorramosmatos14@gmail.com¹
Caio Vergne, caio_vergne@yahoo.com.br¹
Rômulo Luís Fernandes Martins, rlfmartins@uesc.br¹

¹Universidade Estadual de Santa Cruz, Campus Soane Nazaré de Andrade, Rodovia Jorge Amado, km 16, Bairro Salobrinho. Ilhéus - Bahia.

Resumo. Um motor Stirling funciona com base em um fluido confinado que altera sua pressão através do aquecimento e expansão e do resfriamento e compressão desse. O regenerador presente no motor tem papel fundamental de preservar a energia térmica cedida ao fluido de trabalho. Ele consiste por uma malha metálica que absorve energia do fluido, com o objetivo de reaquecê-lo durante o retorno à fonte fria. O presente trabalho tem a finalidade de avaliar a efetividade do regenerador composto por três diferentes materiais: aço, cobre e latão. Assim como variar suas velocidades de rotação para análise da efetividade: 150rpm e 300rpm. Para realizar estas análises, foi construído um modelo em um software de simulação computacional de fluidos (CFD) que representasse o regenerador e simulasse os ciclos do motor Stirling utilizando o método teórico de Schmidt. Incluído na análise da efetividade do regenerador está a comparação entre os materiais e as velocidades de rotação, assim como a análise qualitativa da queda de pressão em diferentes velocidades do motor. Para fins de cálculo da efetividade do regenerador, foi coletada a temperatura de saída do fluido do regenerador através do software COMSOL Multiphysics 5.3®, e relacionada com a diferença das temperaturas das câmaras fria e quente.

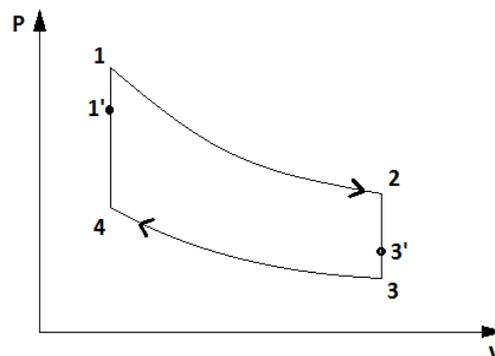
Palavras chave: Regenerador, Stirling, efetividade.

1. INTRODUÇÃO

O motor Stirling é um motor de combustão externa constituído pelo arranjo pistão-cilindro onde, no interior do cilindro, um fluido de trabalho é confinado e através da mudança de pressão desse fluido, ocorre a movimentação do pistão. Esse movimento linear torna possível o giro de um sistema virabrequim, que por sua vez, transmite o trabalho gerado pelo motor.

Considerando o diagrama P-V da Fig. 1 o ciclo ideal consiste de quatro processos internamente reversíveis:

Figura 1. Gráfico P-V para o ciclo Stirling (Autores, 2019)



1-2: expansão isotérmica: um fluido de trabalho inserido na câmara de expansão sendo aquecido pela fonte quente. Ao expandir empurra o pistão deslocador, enquanto o pistão de trabalho se movimenta em direção ao ponto morto inferior (PMI).

2-3: rejeição isocórica: o pistão de trabalho começa a se deslocar para o ponto morto superior (PMS) conjuntamente com o pistão deslocador encaminhando o fluido através da malha do regenerador, permanecendo o volume entre os pistões constante. Com esse movimento o fluido de trabalho passa pela malha cedendo parte de sua energia ao regenerador. (Thombare, 2008).

3-4: compressão isotérmica: o pistão deslocador se move novamente em direção ao PMI, enquanto o pistão de trabalho se move para PMS devido a defasagem angular entre ambos, o reduzindo o volume preenchido pelo fluido, aumentando assim a pressão total do sistema.

4-1: absorção isocórica de calor: ambos os pistões se movem em conjunto fazendo com que o fluido de trabalho atravesse novamente a malha do regenerador, onde parte da energia armazenada retorna ao fluido.

Para que o motor entregue potência em uma determinada ordem de grandeza, deve haver uma diferença de pressão nas fases de aquecimento e resfriamento. No entanto, operar dessa forma requisitaria complexidade dos trocadores de calor do sistema e/ou uma elevada taxa de transferência de calor nas fontes térmicas, afinal todo o calor inserido em uma parte do ciclo será retirado na sequência. Por isso, na necessidade de melhorar eficiência energética do sistema, é inserido o regenerador.

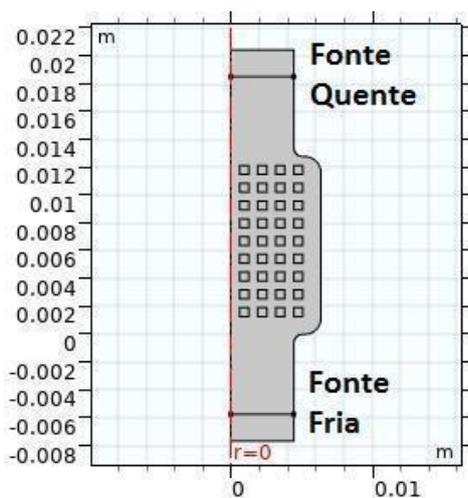
No motor Stirling, esse absorve o calor cedido pelo fluido de trabalho (processo 2-3) quando o gás escoar da fonte quente para a fonte fria, e libera calor durante o processo reverso (4-1), conforme Fig. 1. Na malha presente no interior do regenerador, após alguns ciclos do motor, um gradiente de temperatura é formado ao longo do comprimento desse. Esse gradiente auxiliará no aquecimento e resfriamento do fluido de trabalho, dessa forma o gás entra nas fontes de calor com temperaturas mais próximas as desejadas, conforme exemplificado por 1' e 3' na Fig. 1.

O escoamento dentro de um tubo, tem como consequência uma queda de pressão do fluido, portanto, para manter este escoamento, é necessário utilizar uma potência que supere essa resistência imposta (Incropera, 2008). Dentro do regenerador também ocorre essa queda de pressão, e consequentemente uma diminuição da potência de saída do motor.

2. METODOLOGIA

Para tratar do comportamento da malha no regenerador, foi utilizado o software *COMSOL Multiphysics 5.3*® onde foi criado um modelo representativo do regenerador, assim como uma malha com pequenos quadrados espaçados para passagem do fluido entre eles, esquematizada conforme Fig. 2. O modelo utilizado na simulação não foi construído com a preocupação de ser uma representação fiel e real de algum regenerador, sendo assim os resultados esperados serão analisados de forma qualitativa. Na região superior e inferior, foram inseridas fontes de calor, simulando o processo de aquecimento e resfriamento das fontes. O fluido sai da fonte fria, toca a malha indicada pelos quadrados e sai do regenerador transferindo parte do calor com a fonte quente.

Figura 2. Modelo representativo do regenerador no software (Autores, 2019)



Para as fontes de calor quente e fria, foram adotadas as temperaturas de 650 K e 350 K baseadas na temperatura das fontes de diferentes trabalhos sobre modelos de motores Stirling (Cheng, *et al.*, 2013; Kongtragool e Wongwises, 2005). A temperatura da malha antes de iniciar o ciclo do motor foi indicada no software como 293,15K. O fluido de trabalho

selecionado foi o He, devido ao ganho de eficiência provocado pelo gás (com o valor da constante do gás $R = 2077$ J/(kg.K)).

Foram utilizados três diferentes materiais para a malha do interior do regenerador (cobre, latão e aço); sendo adotada as velocidades de rotação de 150 rpm e 300 rpm com base em diferentes trabalhos sobre modelos de motores Stirling (Cheng, *et al.*, 2013; Kongtragool e Wongwises, 2005). Para cada material da malha do regenerador, foi analisado o gradiente de temperatura ao longo do comprimento do regenerador e calculado a sua efetividade.

2.1. Determinação da vazão mássica

Para simular o movimento cíclico no software foi calculado a vazão mássica utilizando o modelo isotérmico idealizado por Schmidt (Hirata, 1997) sendo tomadas como referência os valores da Tab. 1 para dimensão do motor.

Tabela 1. Valores adotados no modelo teórico de Schmidt (Autores, 2019)

	Volume (cm ³)
Volume varrido na câmara de expansão (V _{se})	135
Razão de compressão	1,57

Para o cálculo da vazão mássica, foi utilizado a relação entre vazão mássica (\dot{m}), e vazão volumétrica (\dot{V}):

$$\dot{m} = \dot{V} \cdot \rho \quad (1)$$

Em que a densidade (ρ) é definida através da lei dos gases ideais:

$$\rho = \frac{P}{R \cdot T} \quad (2)$$

Através do modelo de Schmidt é possível encontrar a vazão volumétrica considerando uma pressão de inserção de 270 kPa. Sendo assim, o cálculo do volume na câmara de expansão (V_E) é:

$$V_E = \frac{V_{SE}}{2} (1 - \cos x) + V_{DE} \quad (3)$$

Onde V_{SE} é o volume varrido na câmara de expansão e V_{DE} é o volume morto na câmara de expansão. Aplicando a função matemática chamada Regra da Cadeia (Guidorizzi, 2001), é possível concluir que:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{dV}{dx} \cdot \frac{dx}{dt} = \dot{V} \quad (4)$$

Sabendo que o ângulo da manivela x aumenta linearmente com o tempo, a derivada do ângulo em relação ao tempo será $2\pi f$, onde f é a frequência, e a derivada do volume em relação ao ângulo da manivela será a derivada da Eq. 3 em relação ao ângulo x . Sendo assim, a vazão volumétrica é calculada por:

$$\dot{V} = \pi f V_{SE} \sin x \quad (5)$$

A pressão também é definida para a teoria de Schmidt através da seguinte equação:

$$P = \frac{P_{MEAN} \sqrt{1-c^2}}{1-c[\cos(x-a)]} \quad (6)$$

Onde os valores de a e de c são constantes simplificadoras que resultam em $a=0,57638$ rad e $c=0,24443$ para os valores definidos na Tab. 1, a pressão média P_{MEAN} de 400 kPa e a pressão de inserção de 270 kPa, definidas segundo a teoria de Schmidt. Com a Eq. 5 e Eq. 6, é possível encontrar a expressão da vazão mássica:

$$\dot{m} = \pi f V_{SE} \sin x \cdot \frac{P_{MEAN} \sqrt{1-c^2}}{RT_E [1-c[\cos(x-a)]]} \quad (7)$$

Após a determinação da vazão mássica, é possível identificar o comportamento do fluido durante o processo de transporte da fonte quente a fria, e no retorno. Esse comportamento característico representa a variação de pressão e aceleração do pistão de deslocamento e trabalho durante o movimento cíclico.

2.2. Queda de pressão

A queda de pressão está relacionada com o fator de atrito de Moody e quanto maior a velocidade de rotação do motor, maior será a queda de pressão no regenerador (Tanaka, 1990). Para visualizar a queda de pressão, foram indicados no modelo representativo do regenerador, a entrada e a saída do regenerador e coletadas pelo software a pressão instantânea nesses pontos (Fig. 2). A queda de pressão foi então calculada através da Eq. 8.

$$\Delta p = p_2 - p_1 \quad (8)$$

2.3. Efetividade do regenerador

A efetividade do regenerador é dada pela Eq. 9 (Kongtragool e Wongwises, 2005):

$$e = \frac{T_1 - T_3}{T_1 - T_2} \quad (9)$$

Sendo T_1 , a temperatura do fluido na saída do regenerador em direção a fonte quente, T_3 a temperatura da fonte fria e T_2 a temperatura da fonte quente.

Para determinar a efetividade do regenerador, foram indicados, através da simulação no software, a temperatura instantânea do ponto anterior a entrada do fluido na fonte quente, e adotada as temperaturas das fontes ao fim de cada ciclo.

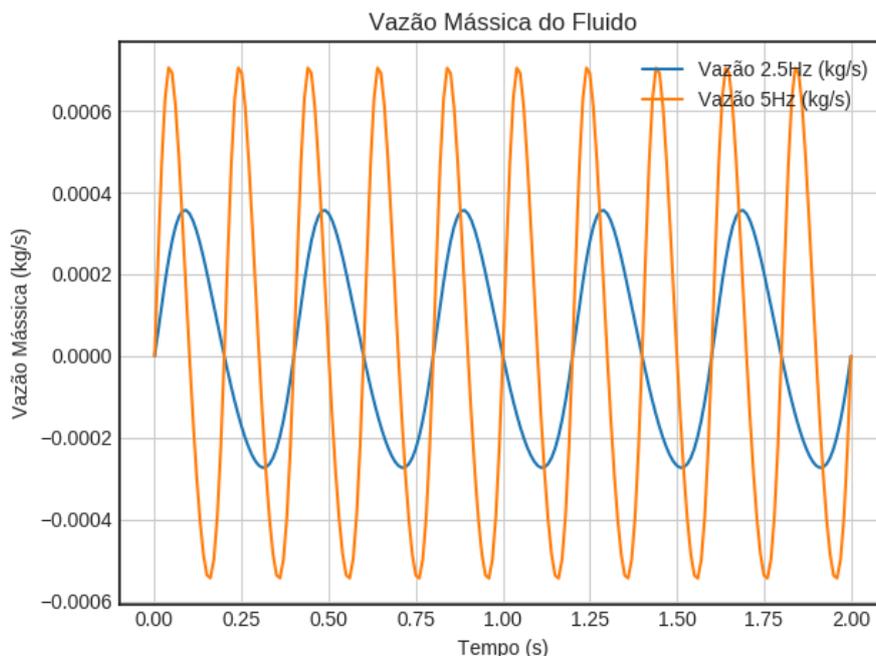
2.4. Gradiente de temperatura

Para construir o gráfico do gradiente de temperatura da malha do regenerador, considera-se a malha do regenerador, indicado na Fig. 2, como uma matriz. Foi coletado a temperatura de cada quadrado da malha e calculado a média aritmética de todos os quadrados em uma linha, após o regenerador entrar em equilíbrio térmico. Para cada linha tem-se a temperatura média e com essa informação foi possível plotar um gráfico da temperatura na linha em função do comprimento do regenerador.

3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Como visto na Eq. 7, a vazão mássica instantânea do fluido não é constante, ela varia com o ângulo da manivela e a pressão no fluido.

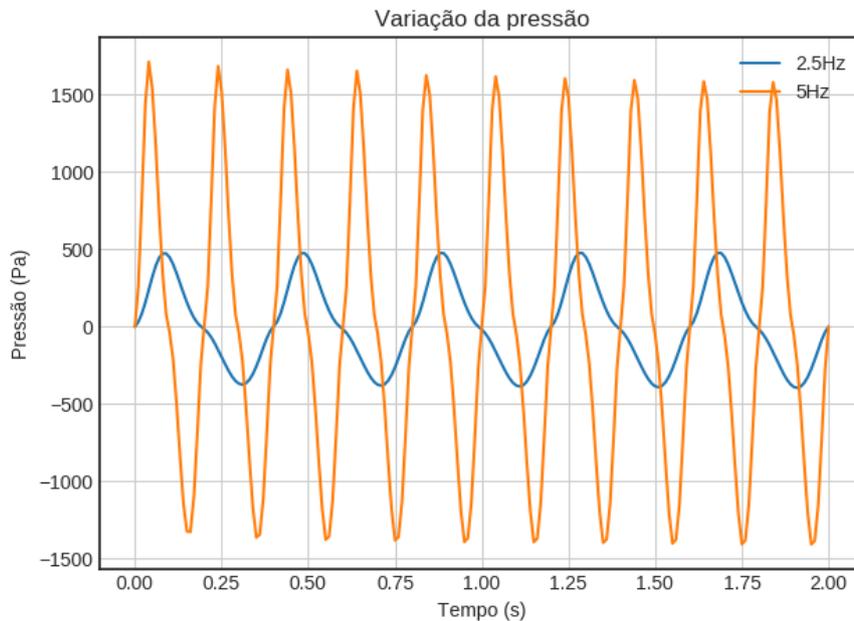
Figura 3. Gráfico da vazão mássica (Autores, 2019)



Analisando o gráfico da Fig. 3, é possível perceber que o fluido percorre com maior velocidade dentro do motor em alguns momentos. Ao sair da fonte fria, momento onde o fluido encontra-se a com alta pressão, há um pico mais intenso de vazão, ocorrendo o processo inverso durante o retorno da fonte quente.

Para visualizar a queda de pressão por atrito no regenerador, foi construído o gráfico da diferença da pressão do fluido na entrada e na saída do regenerador, conforme Fig. 4.

Figura 4. Variação da pressão do fluido ao longo do tempo (Autores, 2019)



Através da Fig. 4 é possível perceber a queda de pressão do fluido comportando-se de forma proporcional ao aumento da vazão mássica. Quanto maior a amplitude do gráfico, maior será a perda de potência do motor. Maiores rotações também implicam em maiores perdas de carga.

Para calcular a efetividade do regenerador para cada material, foram situados pontos na saída do regenerador para que o software fornecesse as temperaturas, depois de atingido o equilíbrio térmico, em cada um desses pontos (Fig. 2).

Figura 5. Efetividade do regenerador para diferentes materiais a 150rpm (Autores, 2019)

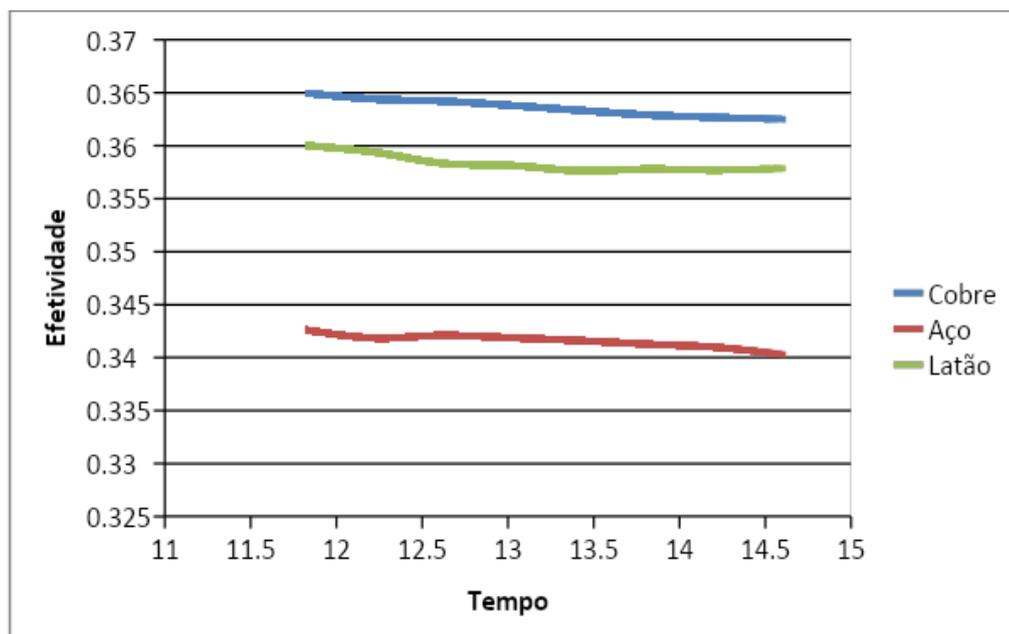
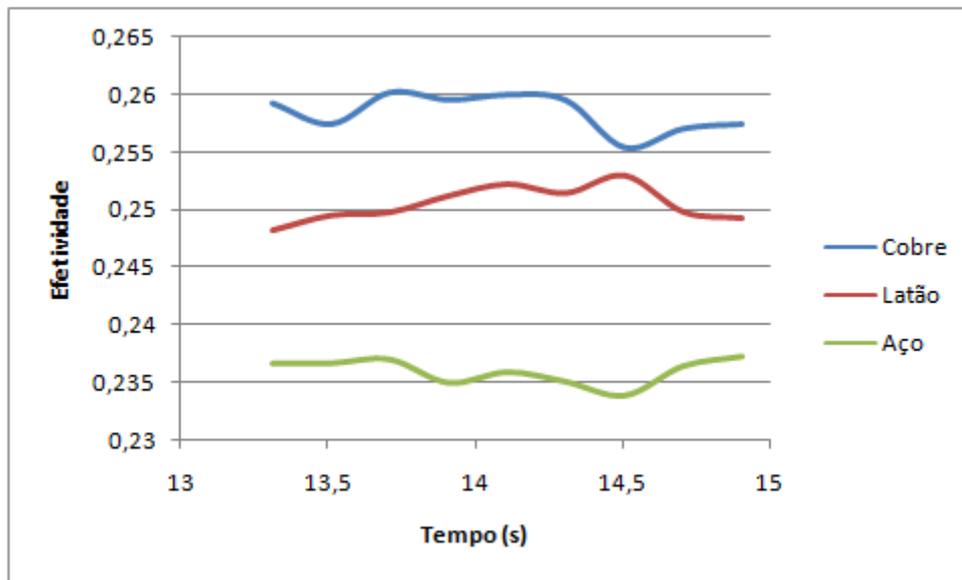


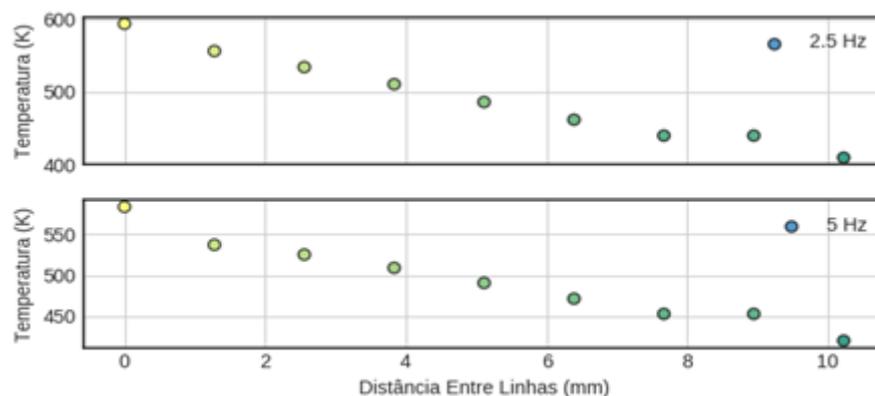
Figura 6. Efetividade do regenerador para diferentes materiais a 300rpm (Autores, 2019)



Através da variação da efetividade é possível verificar a redução da mesma com o equilíbrio sendo atingido. O aço apresentou menor efetividade, sendo o latão com efetividade 5% superior ao aço e o cobre com efetividade de 6% superior ao aço. Comparando-se as velocidades de rotação, no aumento da velocidade, é possível verificar uma queda de 44% para o aço, 42% para o latão e 41% para o cobre.

Após o equilíbrio térmico, foi possível verificar o comportamento do gradiente de temperatura ao longo do comprimento do regenerador, indicado na Fig. 7. É importante evidenciar que tal modelo pode não representar com proximidade um modelo real. O modelo simulado não possui conexão entre cada quadrado representado, não sendo levado em consideração o efeito condutivo do metal.

Figura 7. Gradiente de temperatura da malha em função do comprimento do regenerador (Autores, 2019)



4. CONCLUSÃO

O gráfico da vazão mássica, resultante da simulação e da aplicação da teoria de Schmidt, indica que o pico da vazão mássica está na compressão do fluido, já que o fluido inicia sua passagem pela malha saindo da fonte fria. Como a vazão mássica está diretamente relacionada com a variação de pressão do fluido, quanto maior a vazão mássica maior a variação de pressão. Logo, quanto maior a variação de pressão, maior é a velocidade de escoamento do fluido.

A velocidade de escoamento está associada a quantidade de massa do fluido passando pelo regenerador em um segundo. Com o aumento da velocidade o fluido terá menos tempo para troca térmica. Assim com o aumento da velocidade e consequente aumento da queda de pressão, a taxa de transferência de calor para a malha será menos eficiente e maior será a perda de carga do motor. Ou seja, maiores velocidades afetam na eficiência do sistema. Isso fica evidente no gráfico da efetividade para 150rpm e 300rpm, nas Fig. 5 e Fig. 6. Ao aumentar a velocidade de rotação, que está relacionada com a vazão mássica, segundo a Eq. 7, a efetividade do regenerador decresce.

Relacionando os materiais um com o outro, é possível perceber que o cobre teve maior efetividade e o aço carbono teve menor efetividade. Isso é explicado pela capacidade térmica a pressão constante desses materiais. O cobre com 385J/kgK, o latão com 390J/kgK e o aço com 475J/kgK, o aço possui capacidade térmica maior que a do cobre, ou seja, ele precisa de mais energia para variar sua temperatura, enquanto o cobre precisa de menos energia.

O gradiente de temperatura já apresentado por Jones (1986) e Andersen, *et al.*, (2006) é aproximadamente linear. A Fig. 7 não apresenta uma variação linear da temperatura ao longo do comprimento do regenerador. Isso pode ser explicado pelo modelo representativo utilizado no software e apresentado na Fig. 2. A forma com que os quadrados estão organizados dificulta o efeito de condução do material, pois estão espaçados entre si. Mas, por conta do efeito de convecção entre o fluido e a malha, acredita-se que as temperaturas finais e iniciais da malha estejam de acordo, caso o modelo fosse mais próximo ao real.

5. REFERÊNCIAS

- Andersen, S.K., Carlsen, H. e Thomsen, P.G., 2006. "Preliminary results from simulations of temperature oscillations in Stirling engine regenerator matrices". *Energy* 31, p. 1371-1383.
- Cheng, CH., Yang, HS. e Keong, L., 2013. "Theoretical and experimental study of a 300-W beta-type Stirling engine". *Energy* 59, p. 590-599.
- Guidorizzi, H.L., 2001. *Um curso de Cálculo*. Editora LTC. Quinta Edição, p. 171-172.
- Incropera, F.P., Dewitt, D.P., Bergman, T.L. e Lavine, A.S., 2008. *Fundamentos de transferência de calor e de massa*. Editora LTC. Sexta Edição, p. 310-311.
- Jones, J.D., 1986. "Performance of a Stirling engine regenerator having finite mass". *Journal of Engineering for gas turbines and power*, p. 669-673.
- Kongtragool, B. e Wongwises, S., 2005. "Thermodynamic analysis of a Stirling engine including dead volumes of hot space, cold space and regenerator". *Renewable Energy* 31, p. 345-359.
- Hirata, K., 1997. "Schmidt theory for Stirling engines".
<http://www.bekkoame.ne.jp/~khirata/academic/schmidt/schmidt.htm>. Acesso em março de 2019.
- Tanaka, M., Yamashita, I. e Chisaka, F., 1990. "Flow and heat transfer characteristics of the Stirling engine regenerator in an oscillating flow". *JSME International Journal, Series II, Vol. 33, No. 2* p. 283-289.
- Lloyd, C.C., 2009. "A low temperature differential Stirling engine for power generation". University of Canterbury.
- Yano, D.S. e Sant'Anna, B.H., 2012. "Projeto e simulação de um motor Stirling". Universidade Tecnológica Federal do Paraná. P. 24-25.
- Walker, G., 1980. *Stirling engines*. p. 16-20.

6. RESPONSABILIDADE PELAS INFORMAÇÕES

Os autores são os únicos responsáveis pelas informações incluídas neste trabalho.