



De 21/10/2015 a 23/10/2015

ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UM MOTOR DE CICLO STIRLING TIPO BETA CONDUZIDO POR UM MECANISMO RÔMBICO

Diego Roberto Mayer, dm001346@fahor.com.br¹

Marcos Antônio Lenz, ml001341@fahor.com.br²

Richard Thomas Lermen, lermenrichardt@fahor.com.br³

¹Faculdade Horizontina, FAHOR, Campus Arnaldo Schneider, Avenida dos Ipês, 565, Horizontina, RS, Brasil. ²Faculdade Horizontina, FAHOR, Campus Arnaldo Schneider, Avenida dos Ipês, 565, Horizontina, RS, Brasil. ³Faculdade Horizontina, FAHOR, Campus Arnaldo Schneider, Avenida dos Ipês, 565, Horizontina, RS, Brasil.

RESUMO

Este trabalho tem como objetivo realizar uma análise termodinâmica de um motor de ciclo Stirling tipo beta conduzido por um mecanismo rômico. O motor de ciclo Stirling pertence a categoria de motores de combustão externa, isto quer dizer que, durante o ciclo de trabalho, o fluido de trabalho fica confinado entre as câmaras(fria e quente). O mecanismo rômico foi empregado no lugar do eixo virabrequim, o que para neste caso, proporciona razão de compressão maiores, reduz vibrações mecânicas, elimina a força lateral atuante no pistão-cilindro causada pelo mecanismo de eixo virabrequim, além de o mecanismo rômico combinado ao motor de ciclo Stirling tipo beta apresentar um dos melhores ciclos e rendimento para este motor. Desta maneira, três diferentes tipos de fluidos de trabalho(gases ideais) foram sugeridos para o estudo, sendo eles: ar, hélio e hidrogênio. Com isso, a análise termodinâmica do motor de ciclo Stirling foi realizada por meio de equações pertinentes aos processos isotérmicos e isocóricos, trabalho, calor, rendimento, potência, temperatura, pressão, e a partir disso, analisados em gráficos também. Sendo assim, após executado os estudos, conclui-se que o hélio apresentou consideravelmente o maior rendimento, seguido pelo hidrogênio e ar.

Palavras-chave: Motor de ciclo Stirling, Análise termodinâmica, Mecanismo rômico, Fluido de trabalho.

ABSTRACT

This paper aims to perform a thermodynamic analysis of a beta Stirling cycle engine with rhombic mechanism. The Stirling cycle engine belongs to the category of external combustion engines, this means that during the work cycle, the working fluid is confined between the chambers (hot and cold). The rhombic mechanism was used instead of a crankshaft, which in this case provides higher compression ratio, reduces mechanical vibrations, eliminates the lateral force acting on the piston-cylinder caused by the crankshaft mechanism, beside the rhombic mechanism combined with beta Stirling cycle engine presents one of the best cycles and efficiency for this engine. Therefore, three different types of working fluids (ideal gas) was suggested for the study, namely: Air, Helium and Hydrogen. Thus, the thermodynamic analysis of Stirling cycle engine was

made through the relevant equations to isothermal and isochoric process, work, heat, power, temperature, pressure, and from this analyzed in graphs. In this way, after the performed studies, was concluded that the hydrogen has showed considerably higher efficiency, followed by helium and air

Keywords: Stirling cycle engine, Thermodynamic analysis, rhombic mechanism, working fluid.

INTRODUÇÃO

Conforme Sanchez (2011), os motores termodinâmicos se classificam em endotérmicos (combustão interna) e exotérmicos (combustão externa). Tendo o motor Stirling como o melhor exemplo de motores de combustão externa, o funcionamento destes motores esta caracterizado pela temperatura máxima e mínima que o fluido de trabalho que opera dentro do sistema, assim como a rapidez com que é capaz de realizar a troca térmica que influência diretamente na potência.

No que diz respeito a eficiência termodinâmica, Zamora (2007) diz que a eficiência de um ciclo Stirling é semelhante ao do ciclo de Carnot, trabalhando com as mesmas temperaturas das fontes de calor. Porém, é muito difícil que um motor Stirling trabalhe igual ou semelhante ao ciclo teórico, devido principalmente a cinemática do mecanismo que transforma a energia térmica em energia mecânica impedir que reproduza exatamente os processos do ciclo teórico, o que determina diretamente que a sua eficiência seja menor que a do ciclo ideal.

Sanchez (2011), afirma em sua obra que existem vários modelos e formas de construção de um motor Stirling, e que destes modelos, pode se resumir que existem três principais arranjos de construção, destes são: alfa, beta e gama.

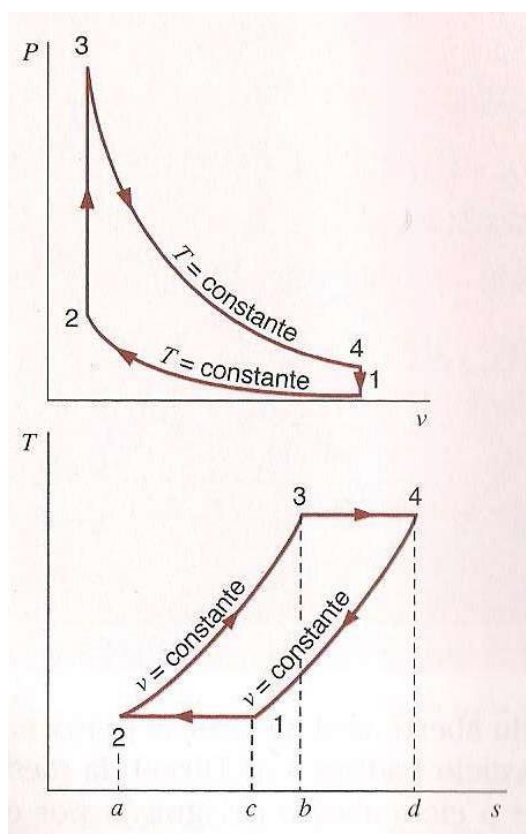
O objetivo deste trabalho foi desenvolver as equações pertinentes aos processos termodinâmicos isotérmicos e isocóricos para o motor Stirling tipo beta, assim como o rendimento e potência do ciclo, utilizando o gás ideal Hélio como padrão. Depois disso, as mesmas equações foram aplicadas para os outros dois fluidos de trabalho, o Ar e Hidrogênio, e analisados graficamente.

1.1. O ciclo termodinâmico Stirling

Borgnakke e Sonntag (2013) citam que, o ciclo termodinâmico, ou melhor, o ciclo

Stirling, pode ser interpretado a partir dos diagramas da figura 1. Além do mais, este ciclo é igual ao ciclo Otto em que processos adiabáticos são substituídos por processos isotérmicos.

Figura 1. Ciclo a ar padrão Stirling. Fonte: Borgnakke e Sonntag (2013).



Através dos diagramas P-v e T-s, podemos tirar as seguintes conclusões:

- 1-2: Processo de compressão isotérmica.
- 2-3: Processo a volume constante ou isocórico de entrada de calor.
- 3-4: Processo de expansão isotérmica.
- 4-1: Processo a volume constante ou isocórico de saída de calor.

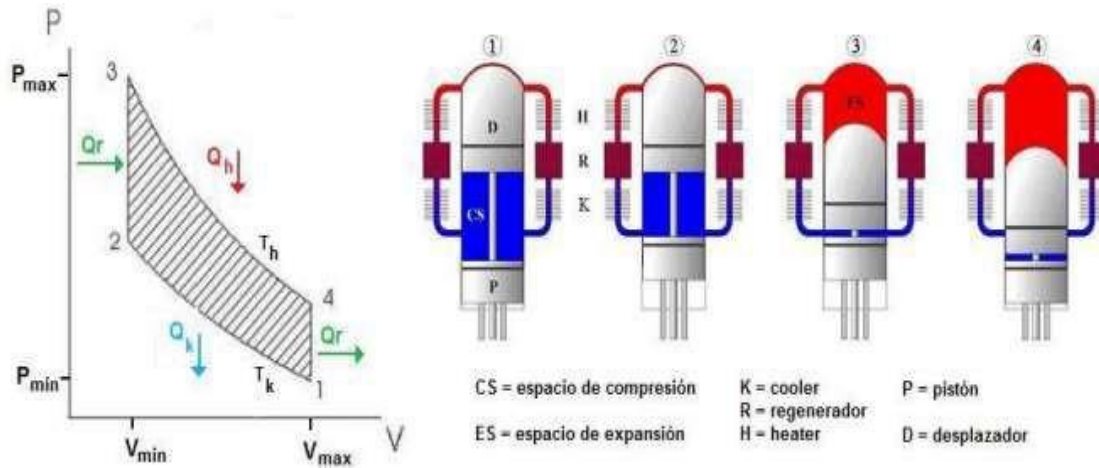
Borgnakke e Sonntag (2013) salientam que, no processo de compressão isotérmica 1-2, o sistema recebe trabalho, logo este trabalho é negativo, já no processo de expansão isotérmica 3-4, o sistema fornece trabalho ou trabalho é cedido. No entanto, para os processos 2-3 e 4-1, não a variação de volume e conseqüentemente não a trabalho, somente calor é fornecido ao fluido de trabalho (processo a volume constante ou isocórico de entrada de calor 2-3), e calor é rejeitado do ciclo durante o processo a volume constante ou isocórico de saída de calor 4-1. Em todos os processos a variação de entropia.

Cruz (2012) em sua obra, diz que, através do aquecimento e resfriamento dos trocadores de calor quente e frio, respectivamente, ocorre a expansão e contração do gás de trabalho que se movimenta do lado frio para o lado quente devido ao movimento dos pistões para motores Alfa, e pelo movimento de um pistão de deslocamento para motores do tipo beta e gama.

Ainda Cruz (2012), essa mudança na temperatura do gás de trabalho causa uma variação de pressão decorrente da expansão e contração do mesmo, este mesmo efeito gera a força que é entregue ao eixo através do movimento do pistão de potência. O princípio de funcionamento é baseado em ciclo fechado, onde o gás de trabalho é mantido dentro dos cilindros e o calor é adicionado e removido do espaço de trabalho através de trocadores de calor.

Conforme Ragga (2008), as etapas dos processos isotérmicos e isocóricos estão detalhadas na figura 2 a seguir.

Figura 2. Ciclo termodinâmico Stirling. Fonte: Ragga (2008).



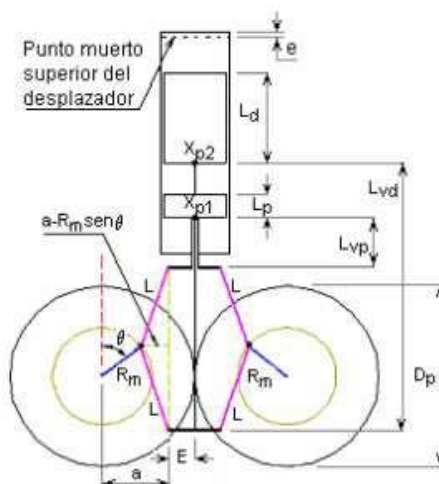
1.2. Mecanismo Rômbico

Norton (2009) define como mecanismo um dispositivo no qual transforma um movimento qualquer em um padrão desejado e geralmente desenvolve forças de baixa intensidade e transmite pouca potência.

Para Sanchez (2011), o mecanismo rômbico elimina a força lateral que atua sobre o cilindro-pistão que se produzira como um mecanismo biela-manivela e também oferece um perfeito balanceamento dinâmico entre suas partes móveis.

Para o dimensionamento cinemático do mecanismo rômbico, Cacho e Zamora (2011) apresentam em sua obra as variáveis básicas conforme a figura 3.

Figura 3. Variáveis para o cálculo cinemático de um motor Stirling com mecanismo rômbico. Fonte: Cacho e Zamora (2011).

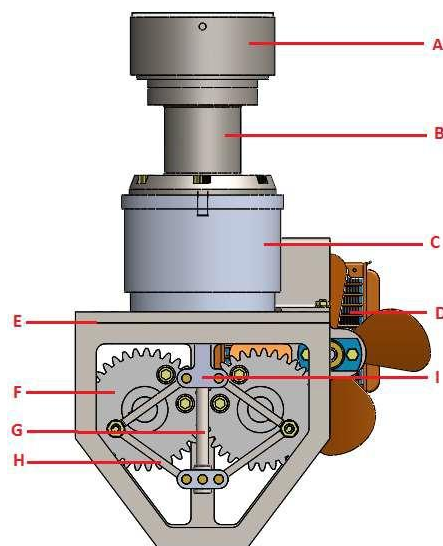


2. MÉTODOS E TÉCNICAS

O trabalho sugerido teve o seu desenvolvimento a partir de uma pesquisa exploratória, que segundo Jung (2004), tem como característica a obtenção de alternativas para o uso conhecimento científico e inovações tecnológicas.

Antes do início do estudo proposto, o motor de ciclo Stirling tipo beta foi desenvolvido no software de CAD SolidWorks 2014. Certos dimensionamentos como os das engrenagens, mecanismo rômico e outros foram essenciais para apresentação deste modelo de motor de combustão externa. Alguns dos componentes mais importantes estão ilustrados na figura 4 e nomeados na tabela 1.

Figura 4. Projeto de Motor de ciclo Stirling tipo beta.



Fonte: O autor (2015).

Tabela 1. Lista dos principais componentes.

Componente	Nome do componente
A	Receptor de raios solares
B	Câmara quente
C	Câmara fria
D	Trocador de calor
E	Caixa de engrenagem
F	Engrenagem de dente reto
G	Haste do pistão da câmara quente
H	Elo de ligação
I	Haste do pistão da câmara fria

Fonte: O autor (2015).

Um dos critérios importantes são os volumes 1 e 2, ou seja, volume de compressão e volume total (volume de expansão). Os volumes mortos não foram estudados, mas foram incluídos, sendo que estes devem ser reduzidos ao máximo e melhor estudados. Os volumes 1 e 2 são ilustrados em figuras em corte do motor Stirling nas figura 5 e 6.

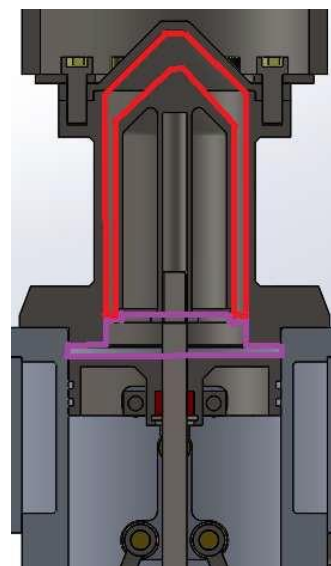
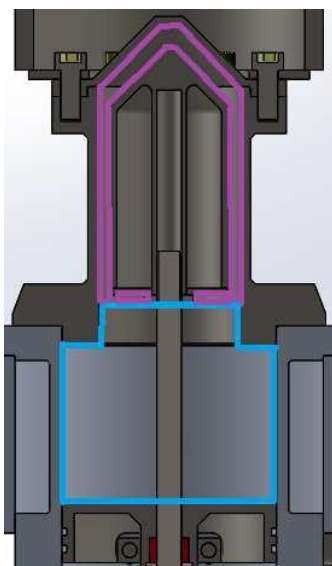
Figura 5. Volume 1

(volume total ou volume de expansão).

(2015).

Figura 6. Volume 2

(volume de compressão). Fonte: O autor



Fonte: O autor (2015).

Fonte: O autor (2015).

O volume 1 (figura 5) é o local demarcado em roxo (volume morto no processo a volume constante ou isocórico de saída de calor 4-1), mais o local em azul claro, que é onde o fluido de trabalho rejeitará efetivamente calor ao ambiente. O volume 2 (figura 6) é o somatório do volume demarcado em vermelho pertence ao processo a volume constante ou isocórico de entrada de calor 2-3, mais o volume morto demarcado em roxo.

Todas as equações e observações utilizadas abaixo foi de acordo com a bibliografia dos autores Brunetti (2013) e Borgnakke e Sonntag (2013). O fluido de trabalho escolhido como padrão para o desenvolvimento do estudo foi o gás Hélio. Após isso, análises comparativas por meio de gráficos com os três diferentes tipos de fluidos de trabalho foram feitos após os equacionamentos para cada um deles.

3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Alguns parâmetros foram definidos como padrão conforme a tabela 2 abaixo.

Tabela 2. Parâmetros iniciais para a análise termodinâmica.

Propriedade	Valor
Pressão inicial (P1)	101.3 kPa
Temperatura (T1)	303 K
Volume (V1)	$651,3263 \times 10^{-6} \text{ m}^3$
Volume (V2)	$140,0891 \times 10^{-6} \text{ m}^3$
Razão de compressão (rc)	4,65
Calor (Q_{2-3})	87,4 J
Rotação (n)	500 rpm

Fonte: O autor (2015).

O calor (Q2-3) que entra no sistema é um valor estimado, pois este pode variar conforme aplicação e condições do ambiente. O volume 1 é o volume total do sistema e o volume 2 é o volume que é comprimido no processo, entretanto, para ambos os volumes, o volume morto está incluso. Além do mais, o volume 1 é igual ao volume 4, assim como o volume 2 é igual ao volume 3. A tabela 3 contempla as propriedades dos gases ideais que foram estudados.

Tabela 3. Propriedades dos gases ideais Ar, Hélio e Hidrogênio.

Gases ideais	R (J/kgK)	ρ (kg/m ³)	Cp (J/kgK)	Cv (J/kgK)	k = Cp/Cv
Ar	287	1,169	1004	717	1,4
Hélio	2077,1	0,1615	5193	3116	1,667
Hidrogênio	4124,3	0,0813	14209	10085	1,409

Fonte: Borgnakke e Sonntag (2013).

3.1. Análise termodinâmica

3.1.1. Análise termodinâmica do ciclo a ar padrão Stirling

3.1.1.1. Processo de compressão isotérmica 1-2

Mesmo com uma simples análise no gráfico do ciclo de Carnot, é possível afirmar que a temperatura 2 (T2) é maior que a temperatura 1 (T1), logo a pressão 2 (P2) também é maior que a pressão 1 (P1).

$$T_2 = T_1 (rc)^{k-1}$$

$$T_2 = 303 \times (4,65)^{1,667-1}$$

$$T_2 = 844,5 \text{ K}$$

$$P_2 = P_1 (rc)^k$$

$$P_2 = 101,3 \times 10^3 \times (4,65)^{1,667}$$

$$P_2 = 1313 \text{ kPa}$$

Neste processo há também variação de volume, isto quer dizer que, existe trabalho no processo. Porém, não há entrada ou saída de calor, logo o calor (Q1-2) é igual à zero. A massa (m) de hélio do sistema é o produto da massa específica (ρ) e volume 1 (V1). O trabalho (W1-2) é negativo devido ao processo de compressão isotérmica, onde é preciso fornecer energia ao sistema.

$$W_{1-2} = m \times R (T_2 - T_1) / (1 - k)$$

$$W_{1-2} = 105,189 \times 10^{-6} \times 2077,1 \times (844,5 - 303) / (1 - 1,667)$$

$$W_{1-2} = -177,4 \text{ J}$$

3.1.1.2. Processo a volume constante ou isocórico de entrada de calor 2-3

Neste processo não existe variação de volume, logo o trabalho (W_{2-3}) é zero. Tendo o calor (Q_{2-3}) que entra no sistema, a temperatura 3 (T_3) pode ser encontrada. Como este é um processo isocórico, o volume 2 (V_2) é igual ao volume 3 (V_3), então para encontrar a pressão

$$\begin{aligned} Q_{2-3} &= m \times C_v (T_3 - T_2) & P_3 / T_3 &= P_2 / T_2 \\ 87,4 &= 105,189 \times 10^{-6} \times 3116 \times (T_3 - 844,6) & P_3 / 1111,1 &= 1313 \times 10^3 / 844,5 \\ T_3 &= 1111,1 \text{ K} & P_3 &= 1727,3 \text{ kPa} \end{aligned}$$

3 (P_3) utiliza-se a equação geral dos gases entre o ponto 2 ao 3. A pressão 3 (P_3) é a pressão máxima do sistema, assim como a temperatura 3 (T_3) é a temperatura máxima do sistema.

3.1.1.3. Processo de expansão isotérmica 3-4

Para o cálculo da temperatura 4 (T_4) e pressão 4 (P_4) do processo de expansão

$$\begin{aligned} T_4 &= T_3 (1/rc)^{k-1} & P_4 &= P_3 (1/rc)^k \\ T_4 &= 1111,1 \times (1/4,65)^{1,667-1} & P_4 &= 1727,3 \times 10^3 \times (1/4,65)^{1,667} \\ T_4 &= 398,6 \text{ K} & P_4 &= 133,3 \text{ kPa} \end{aligned}$$

isotérmica 3-4, a razão de compressão (rc) é $1/rc$, processo reverso ao de compressão isotérmica. O calor (Q_{3-4}) no processo de expansão isotérmica é zero.

O trabalho (W_{3-4}) realizado pelo sistema, ou seja, é a energia cedida pelo sistema, logo este valor é positivo.

$$\begin{aligned} W_{3-4} &= m \times R (T_4 - T_3) / (1 - k) \\ W_{3-4} &= 105,189 \times 10^{-6} \times 2077,1 \times (398,6 - 1111,1) / (1 - 1,667) \\ W_{3-4} &= 233,4 \text{ J} \end{aligned}$$

3.1.1.4. Processo a volume constante ou isocórico de saída de calor 4-1

Este processo caracteriza-se pelo calor Q_{4-1} rejeitado ao sistema, pois uma máquina operando em um ciclo termodinâmico sempre terá que rejeitar calor. Devido que os volumes 1 (V_1) e 2 (V_2) serem iguais, não existe variação de volume, logo trabalho (W_{4-1}) é igual a zero.

$$\begin{aligned}Q_{4-1} &= m \times C_v (T_4 - T_1) \\Q_{4-1} &= 105,189 \times 10^{-6} \times 3116 \times (398,6 - 303) \\Q_{4-1} &= 31,3 \text{ J}\end{aligned}$$

3.1.2. Trabalho do ciclo

O trabalho do ciclo (W_{liq}) representa a área interna entre os pontos 1, 2, 3 e 4.

$$\begin{aligned}W_{liq} &= W_{3-4} - W_{1-2} \\W_{liq} &= 233,4 - 177,4 \\W_{liq} &= 56 \text{ J}\end{aligned}$$

3.1.3. Potência do ciclo

A fração de tempos (Y) para o motor Stirling é 2, sendo que este valor é para motores que funcionam em 4 tempos.

$$\begin{aligned}N_c &= W_c \times n / Y \times 60 \\N_c &= 56 \times 500 / 2 \times 60 \\N_c &= 233,3 \text{ W}\end{aligned}$$

3.1.4. Rendimento

O rendimento (η) do motor de ciclo Stirling tipo beta na prática tende a reduzir significativamente, pois fatores como perdas não foram levados em consideração. O

rendimento pode ser calculado de outras formas também, como por exemplo, trabalho do ciclo ou líquido (W_{liq}) sobre calor fornecido ao fluido (Q_{2-3}).

$$\eta = 1 - T_1/T_2$$

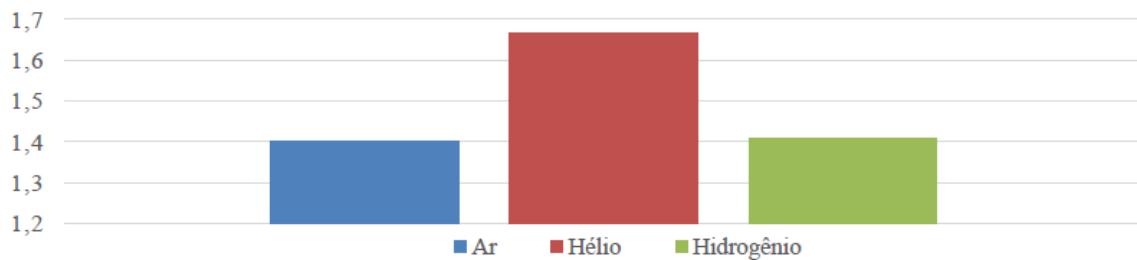
$$\eta = 1 - 303 / 844,5$$

$$\eta = 0,641 \text{ ou } 64,1\%$$

3.2. Análise gráfica comparativa

A constante k (C_p/C_v) mostrada na figura 7 influencia diretamente no rendimento do ciclo, pois quanto maior é o k (C_p/C_v) do ciclo, maior é o rendimento do motor ciclo Stirling.

Figura 7. Relação entre as constantes k (C_p/C_v).



Fonte: O autor (2015).

Os seguintes valores apresentados na tabela 4 seguem o mesmo estilo de equacionamento desenvolvido acima. Entretanto, os valores para massa específica (ρ), constante do gás (R), calor específico a volume constante (C_v), calor específico a pressão constante (C_p) e massa (m) mudam conforme a substância (gás), assim possibilitando diversos comparativos. Estes valores estão contidos na tabela 3 visto anteriormente.

Tabela 4. Resultados das equações para o Ar, Hélio e Hidrogênio.

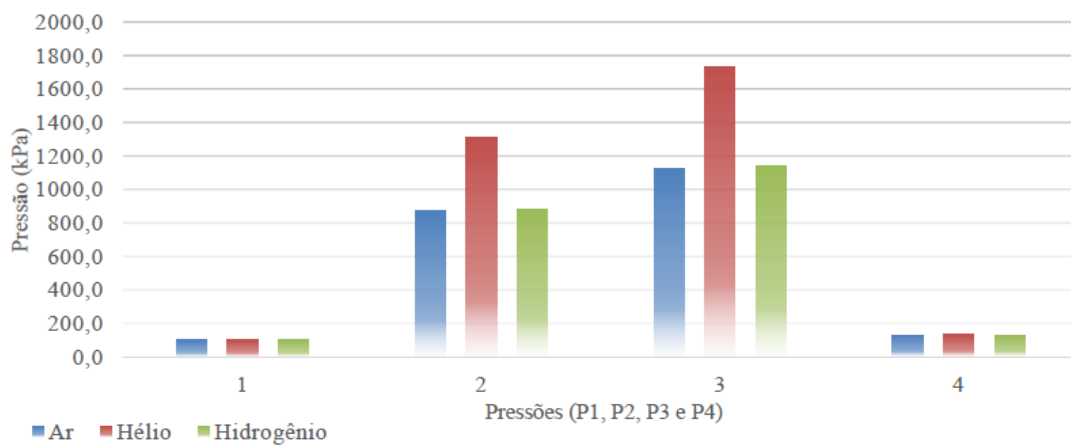
Propriedade	Ar	Hélio	Hidrogênio
T2 (K)	560,3	844,6	568,1
P2 (kPa)	871,1	1313	883,2

W_{1-2} (J)	-140,6	-177,4	-141,6
T3 (K)	720,3	1111,1	731,7
P3 (kPa)	1119,8	1727,3	1137,5
T4 (K)	389,5	398,6	390,3
P4 (kPa)	130,2	133,3	130,5
W_{3-4} (J)	180,7	233,4	182,3
Q_{4-1} (J)	47,2	31,3	46,6
$W_{\text{cicl}} (J)$	40,1	56	40,8
N_c (W)	167,3	233,3	169,8
η (%)	45,9	64,1	46,7

Fonte: O autor (2015).

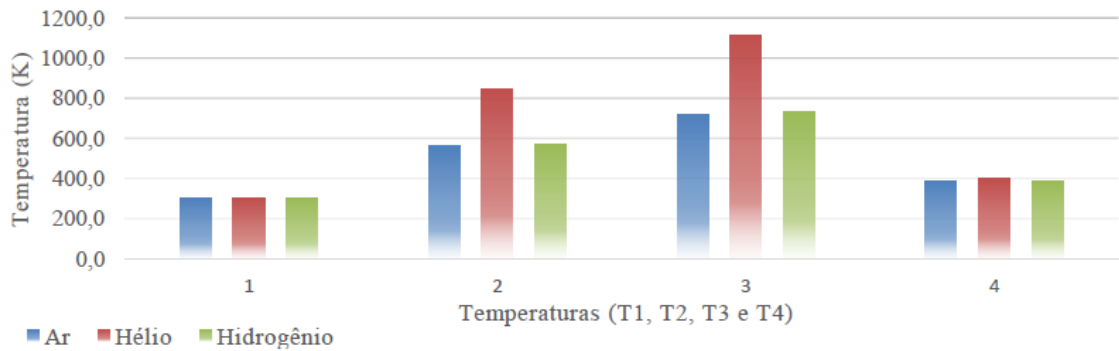
O fluido de trabalho hélio apresentou o maior rendimento, 64,1%, seguido pelo hidrogênio (46,7%) e ar (45,9%). As figuras 8 e 9 mostram as relações entre as pressões e temperaturas para os quatro processos do ciclo Stirling.

Figura 8. Relação entre as pressões durante o ciclo.



Fonte: O autor (2015).

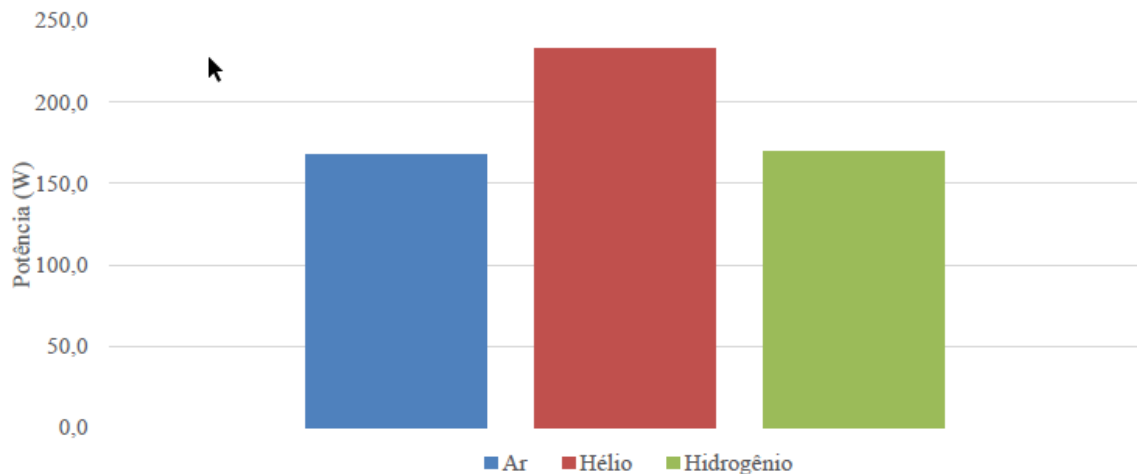
Figura 9. Relação entre as temperaturas durante o ciclo. Fonte: O autor (2015).



Fonte: O autor (2015).

Mesmo o hélio apresentando o maior rendimento, as pressões 2 (P2) e 3 (P3) foram significativamente superiores comparados com o ar e hidrogênio. A mesma análise é para as temperaturas 2 (T2) e 3 (T3). A pressão 3 (P3) é a pressão máxima, assim como a temperatura 3 (T3) é a temperatura máxima do sistema. De certo modo, para valores de T3 e P3 altos, é necessário que o equipamento possua componentes mais robustos, além de exigir materiais e vedações especiais. A figura 10 ilustra a potência do ciclo.

Figura 10. Relação entre as temperaturas durante o ciclo.



Fonte: O autor (2015).

A partir a figura Novamente o hélio apresentou a maior potência do ciclo.

4. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Desta forma, os objetivos deste trabalho foram alcançados com sucesso, sendo que este possibilitou conhecer e entender o ciclo termodinâmico envolvido em um motor de combustão externa, neste caso, o ciclo Stirling. Entretanto, o ciclo Stirling utiliza os mesmos diagramas (P-v e T-s) do ciclo Otto, assim obtendo as seguintes etapas: Processo de compressão isotérmica 1-2, Processo a volume constante ou isocórico de entrada de calor 2-3, Processo de expansão isotérmica 3-4, Processo a volume constante ou isocórico de saída de calor 4-1.

O tipo de motor Stirling estudado foi o beta conduzido por um mecanismo rômico, que possibilita principalmente uma razão de compressão maior. O mecanismo rômico foi utilizado no lugar do eixo virabrequim.

De tal forma, a análise das equações e gráficos permitiu comparar os diferentes fluidos de trabalho, que conforme o tipo de fluido de trabalho, valores para massa específica (ρ), constante do gás (R), calor específico a volume constante (C_v), calor específico a pressão constante (C_p) e massa (m) são diferentes, o que caracteriza comportamentos diferentes entre os quatro processos envolvidos no ciclo Stirling. Variando os fluidos de trabalho, é possível concluir que para obter maior rendimento, as principais variáveis que influenciam diretamente são:

- Constante adimensional k (C_p/C_v).
- Razão de compressão.

O hélio apresentou o maior rendimento e potência do ciclo, seguido pelo hidrogênio e ar.

Por fim, o rendimento do motor Stirling pode vir a diminuir consideravelmente quando aplicado na prática, devido às perdas por atrito entre os componentes, vibrações, volume morto e folgas dos sistemas. De tal maneira, é importante salientar que a escolha do fluido de trabalho interfere também diretamente no dimensionamento dos componentes, devido ao aumento ou diminuição de pressões e temperaturas, fazendo com que o motor venha a ter componentes mais robustos e talvez sofisticados. Desta maneira exigindo também o uso de elementos de vedação do pistão mais complexos para manter o fluido de trabalho confinado dentro das câmaras do motor, evitando a perda de fluido para a atmosfera, resultando aumento significativo no custo de fabricação final. A redução da razão de compressão ao usar o hélio seria uma alternativa para diminuir a pressão 3 (T3) e a temperatura 3 (T3), ou até mesmo a mistura destes fluidos de trabalho em prol de um rendimento e faixas de operações de pressões e temperaturas adequadas.

REFERÊNCIAS

Borgnakke, C.; Sonntag, R.E., 2013, “Fundamentos da Termodinâmica”, 8º ed. Editora Blucher, São Paulo, Brasil. Brunetti, F., 2013, “Motores de Combustão Interna”, Editora Blucher, Vol 1, São Paulo, Brasil, pp. 77-144.

Cruz, V. G., 2014, “Desenvolvimento Experimental de um Motor Stirling Tipo Gama”. Disponível em:

<<http://tede.biblioteca.ufpb.br/bitstream/tede/5341/1/arquivototal.pdf>>. Acesso em: 25 jul 2015.

Jung, C.F., 2004, “Metodologia Para Pesquisa e Desenvolvimento”. Editora Axcel Books do Brasil, Rio de Janeiro. Norton, R. L., 2009, “Cinemática e dinâmica dos mecanismos”. Editora Artmed Editora S.A. 1 ed., pp., 23-50.

Ragga, R. I. N., 2008, “Diseño de Motor Stirling para Generación Eléctrica con Fuentes Geotérmicas”. Disponível em:

<http://repositorio.uchile.cl/tesis/uchile/2008/navarrete_rr/sources/navarrete_rr.pdf>. Acesso em: 25 jul 2015.

Sanchez, V. R., 2011, “Estado Actual de la Tecnología de Motores Stirling”. Disponível em:

<<http://cdigital.uv.mx/bitstream/123456789/33021/1/rodriguezsanchez.pdf>>. Acesso em: 20 jul 2015.

Cacho, G. L.; Zamora, V. A., 2011, “Generación de Energía Eléctrica con un Motor Stirling Empleando un Combustible Gaseoso”. Disponível em: <http://guzlop-editoras.com/web_des/ing01/mecanica/pld0126.pdf>. Acesso em: 25 jul 2015.

RESPONSABILIDADE AUTORAL

“Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho”.