

## INVESTIGAÇÃO COMPUTACIONAL DO APROVEITAMENTO DO POTENCIAL ENERGÉTICO SOLO-AIR PARA OPERAR UM CICLO DE RANKINE PARA CONVERSÃO DE POTÊNCIA

Ivoni Carlos Acunha Junior (Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Rio Grande do Sul - IFRS, Câmpus Rio Grande, Divisão de Refrigeração e Climatização)

E-mail: ivoni.acunha@riogrande.ifrs.edu.br

Marcos Müller Rebelato (Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Rio Grande do Sul - IFRS, Câmpus Rio Grande, Divisão de Refrigeração e Climatização)

E-mail:marcosrebelato55@hotmail.com

Michel Kepes Rodrigues (Universidade Federal do Rio Grande - FURG, Câmpus Carreiros, Programa de Pós-Graduação em Modelagem Computacional - PPGMC)

E-mail: michel.professor@yahoo.com.br

Marco Aurélio dos Santos Rahn (Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Rio Grande do Sul - IFRS, Câmpus Rio Grande, Divisão de Refrigeração e Climatização)

E-mail: marco.rahn@riogrande.ifrs.edu.br

Anderson Favero Porte (Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Rio Grande do Sul - IFRS, Câmpus Rio Grande, Divisão de Refrigeração e Climatização)

E-mail:anderson.porte@riogrande.ifrs.edu.br

Elizaldo Domingues dos Santos (Universidade Federal do Rio Grande - FURG, Câmpus Carreiros, Programa de Pós-Graduação em Modelagem Computacional - PPGMC)

E-mail: elizaldosantos@furg.br

Liércio André Isoldi (Universidade Federal do Rio Grande - FURG, Câmpus Carreiros, Programa de Pós-Graduação em Modelagem Computacional - PPGMC)

E-mail: liercioisoldi@furg.br

Paulo Smith Schneider (Universidade Federal do Rio Grande do Sul - UFRGS, Departamento de Engenharia Mecânica - DEMEC)

E-mail: pss@mecanica.ufrgs.br

**Resumo:** O presente trabalho trata do estudo da conversão de energia térmica em energia elétrica e é fundamentado pelo ciclo OTEC aliado ao ciclo ORC, implementado através da simulação computacional. O sistema de aproveitamento da diferença de temperatura entre o solo e o ar, utiliza amônia como fluido de trabalho e água como fluido secundário para realizar a troca de calor. As simulações foram realizadas variando diversos parâmetros, como as vazões mássicas dos fluidos, eficiência dos trocadores de calor e a diferença de temperaturas entre a fonte quente e a fonte fria. Para a resolução das equações de termodinâmica e transferência de calor foi utilizado o software EES. Os resultados obtidos mostraram que, dentre outras coisas, com a temperatura de fonte quente de 28,33 °C e a temperatura de fonte fria de 18,7 °C foi possível a obtenção de valores de potência de 0,07156 kW. Para vazões de 10 kg/s de água no condensador foi obtido potência de 2,3 kW. Também foi notado que para a diferença de temperatura, entre a fonte fria e fonte quente, de 18,7 °C e 70 °C, respectivamente, foi obtida a potência de 2,7 kW.

**Palavras-chave:** Potência, ciclo de Rankine, conversão de energia, simulação computacional.

## COMPUTATIONAL INVESTIGATION OF ENERGETIC POTENTIAL EARTH-AIR TO OPERATE A RANKINE CYCLE POWER CONVERSION

**Abstract:** This work aims a computational investigation of thermal energy conversion to electricity and is based at OTEC cycle coupled with the ORC cycle, implemented through computational simulation. The recovery system of the temperature difference between the earth-air, uses ammonia as working fluid and water as the secondary fluid to perform heat transfer rates. The simulations were performed varying several parameters, such as mass flow rates of fluids, heat exchangers efficiency and the temperature difference between hot and cold sources. For the resolution of thermodynamics and heat transfer equations is used the ESS software. The results showed that, among other things, that when the hot source temperature is 28.33 °C and the cold source temperature is 18.7 °C was possible to obtain a net power values of 0.07156 kW. For water flow rates of 10 kg/s in the condenser was obtained a net power of 2.3 kW. It was also noted that for the temperature difference

between the hot source and cold source, of 18.7 °C and 70 °C, respectively, was obtained a conversion of net power of 2.7 kW.

**Keywords:** Power, Rankine cycle, energy conversion, computational simulation.

## 1. INTRODUÇÃO

As crescentes preocupações em relação ao derramamento de petróleo, poluição do ar e alterações climáticas, associadas à utilização de combustíveis fósseis, tem motivado a busca por fontes de energia limpa e renovável.

A tecnologia de Conversão de Energia Térmica do Oceano (OTEC - *ocean thermal energy conversion*) utiliza a diferença de temperatura entre a água quente da superfície e a água fria das profundezas do oceano para operar uma turbina com a finalidade de produzir eletricidade (FAIZAL e AHMED, 2013).

As potencialidades da utilização do OTEC para produzir não apenas energia limpa, mas também para produzir água potável, refrigeração e favorecer a aquicultura têm sido amplamente estudados (FUJITA et al., 2012). A implementação bem sucedida do ciclo OTEC exige a aplicação de conhecimentos e métodos analíticos de economia, tecnologia, engenharia de materiais, ecologia marinha, dentre outras áreas do conhecimento.

O desempenho de outras variações do sistema OTEC utilizando a energia térmica não só do mar, mas também energias da radiação térmica solar como fonte de calor têm sido investigadas com resultados favoráveis à implementação e também promissores (YAMADA et al., 2009). Esse sistema de conversão de energia é denominado (SOTEC - *solar-boosted ocean thermal energy conversion*). No SOTEC, a temperatura da água quente do mar é amplificada pelo uso de um coletor de baixo custo de energia térmica solar. Os resultados mostram que o sistema SOTEC proposto pode, potencialmente, aumentar a eficiência térmica média anual em cerca de 1,5 vezes maior do que a um sistema OTEC convencional.

YUAN et al. (2013) utilizaram NH<sub>3</sub> (amônia) e a H<sub>2</sub>O (água) como fluidos para realizar a investigação experimental em um sistema de OTEC. Uma bancada de ensaio foi construída para estudar o desempenho do sistema OTEC em laboratório sob diferentes condições de operação. Os resultados mostram que a temperatura da fonte de calor tem efeitos mais significativos na eficiência térmica, seguido da temperatura da fonte de resfriamento. Além disso, as temperaturas da fonte de aquecimento ficaram entre 30 °C e 40 °C e de resfriamento da fonte entre 5 °C e 15 °C.

De acordo com ÇENGEL e BOLES (2005), o ciclo de Rankine é o ciclo ideal das usinas de potência a vapor. Dessa forma, o ciclo de Rankine não envolve nenhuma irreversibilidade interna e consiste em quatro processos distintos: compressão isoentrópica, fornecimento de calor a pressão constante, expansão isoentrópica e rejeição de calor a pressão constante.

BAMGBOPA e UZGOREN (2013) desenvolveram, através de uma análise numérica, uma estratégia para manter a operação estável de um ciclo orgânico de Rankine (ORC - *Organic Rankine Cycle*). O fluido de trabalho utilizado foi o R-245. Modelos estáveis e transientes para componentes do sistema (bomba, evaporador, condensador, dispositivo de expansão) foram desenvolvidos. A vazão de R-245 variou entre 0,5 kg/s e 1,5 kg/s. Devido a possíveis mudanças na energia térmica disponível, a unidade evaporadora foi identificada como a componente crítica do ORC. A análise mostra que o sistema ORC selecionado é capaz de produzir 13-39 kW para as entradas de calor variando entre 125 kW e 367 kW. Dentre outras coisas, destaca-se que o ajuste da vazão não só melhora a eficiência térmica, como também ajuda a manter o funcionamento em estado regular.

MARION et al. (2012) realizaram estudos teóricos e experimentais mostrando o potencial de produzir energia mecânica por meio de um sistema que combina um coletor de energia térmica solar com um ciclo Rankine orgânico (ORC). O ciclo Rankine foi simulado para fluidos R-134a e R-227. Os resultados mostram que a potência mecânica líquida esperada depende fortemente da vazão do fluido e a vazão ótima é uma função linear da radiação solar. Reduzir as perdas de calor no coletor aparece como a solução mais relevante antes da escolha do fluido de trabalho para melhorar o desempenho global da instalação.

A análise experimental do efeito da variação da vazão do fluido de trabalho de sistema ORC operando em R-123 feita por LI et al. (2013) mostrando que a potência de saída foi de 6 kW, sendo mais elevada do que o ORC básico.

SÁNCHEZ et al. (2011) e SHOENMAKER et al. (2011) apresentaram estudos analisando as características e potencialidades de aplicações utilizando o ciclo de Rankine. De uma forma geral, são exploradas aplicações diversificadas de sistemas que operam no ORC.

Portanto, este trabalho tem como objetivo investigar, através da simulação computacional, o aproveitamento da diferença de temperatura entre o solo e o ar para operar um sistema de conversão de potência para o ORC, utilizando o  $\text{NH}_3$  como fluido de trabalho, baseado no OTEC.

Dessa forma, a principal contribuição deste trabalho está associada à prova de conceito de um sistema idealizado que serve de referência inicial para continuidade deste trabalho e para novos estudos de viabilidade de aproveitamento da diferença de temperatura entre o solo e o ar para geração de potência.

## 2. METODOLOGIA

O presente trabalho trata do aproveitamento da diferença de potencial térmico solo-ar para propiciar a conversão de potência em um ciclo de Rankine operando com  $\text{NH}_3$  como fluido de trabalho. A fonte quente e a fonte fria utilizadas para vaporizar e condensar a amônia são idealizadas a partir das condições térmicas do ar ambiente e do subsolo.

Assim sendo, considerou-se dois trocadores de calor, um evaporador operando com a fonte de calor à temperatura ambiente e um condensador com o agente de condensação com a temperatura média no subsolo.

Fundamentalmente, o ciclo de Rankine ideal é composto por quatro processos distintos. Na Figura 1 (a), do ponto (1) ao ponto (2), se tem o bombeamento isoentrópico do  $\text{NH}_3$  na bomba (B1); do ponto (2) ao ponto (3) se tem o fornecimento de calor à pressão constante no evaporador (E); do ponto 3 ao ponto 4 se tem a expansão isoentrópica na turbina (Tb) e do ponto (4) ao ponto (1) existe a rejeição do calor no condensador (C).

Também foram adicionados dois sistemas auxiliares ao sistema principal a fim de promover a troca de energia térmica nos trocadores de calor (C) e (E). As bombas (B2) e (B3), respectivamente, são responsáveis pelo bombeamento da água no (E) e (C).

Na Figura 1 (b) é possível verificar o diagrama  $T \times s$  (temperatura  $\times$  entropia) para o ciclo de Rankine (vide Figura 1 (a)).

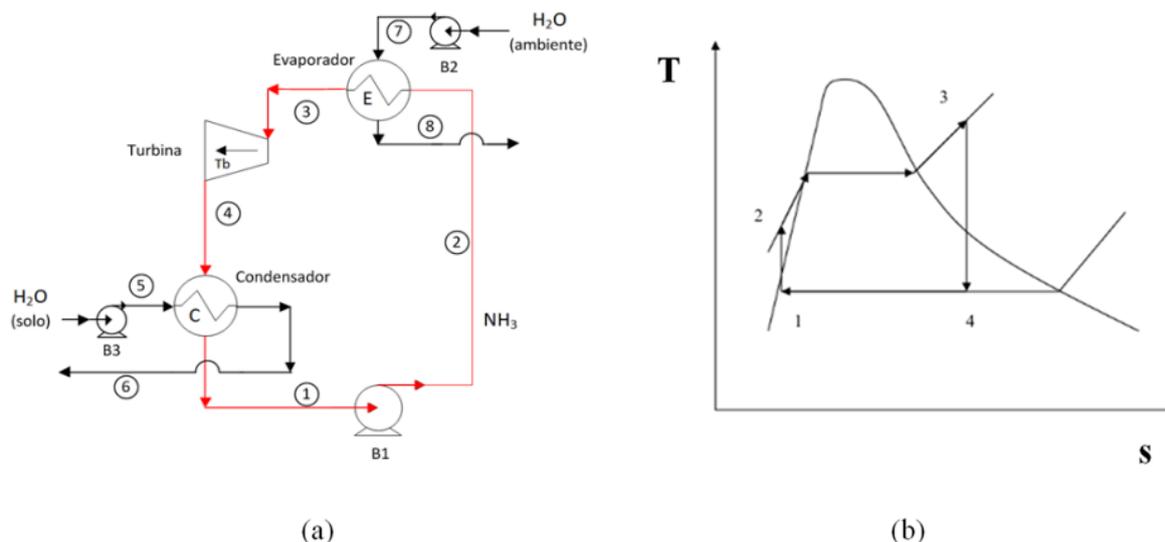


Figura 1 - Ciclo de Rankine utilizando NH<sub>3</sub> como fluido de trabalho e H<sub>2</sub>O com fluido secundário para troca de calor (a) e diagrama T (temperatura) × s (entropia) para o ciclo de Rankine (b).

A modelagem matemática permitiu a aplicação da simulação computacional onde foram variados os parâmetros operacionais do sistema, bem como, as características de desempenho dos componentes, tais como: eficiência isoentrópica da turbina, eficiência das bombas (tanto de fluido de trabalho quanto do fluido secundário) eficiência térmica e perda de carga dos trocadores de calor. Entretanto, foram estudados apenas casos considerando a turbina e as bombas como sendo ideais (eficiências iguais a 1,0). Também foram consideradas unitárias as perdas de carga nos trocadores de calor.

Na abordagem computacional foi utilizada a temperatura da água (agente de condensação) em equilíbrio térmico com a temperatura média do solo em profundidade igual ou superior a 15 m. Essa idealização permite utilizar as referências de VAZ (2011) e RODRIGUES (2014), a partir das quais é possível utilizar a temperatura do solo como sendo constante em aproximadamente 18,7 °C para tais profundidades. Além disso, foi também utilizado, para representar a temperatura do ar externo, aplicado neste trabalho de forma idealizada, o modelo matemático representado por:

$$T_e(t) = 23,18 + 6,92 \cdot \text{sen}[(1,72 \cdot 10^{-2} \cdot t) - 26,42] \tag{1}$$

onde:  $T_e(t)$  é a temperatura (°C) do ar externo e  $t$  é o tempo (dias) para o ciclo anual. A Equação (1) é ajustada estatisticamente aos dados experimentais de VAZ (2011).

A investigação da potência líquida disponibilizada pelo sistema de conversão foi dada por:

$$\dot{W}_{liq.} = \dot{W}_{Tb} - \dot{W}_{B1} - \dot{W}_{B2} - \dot{W}_{B3} \tag{2}$$

onde:  $\dot{W}_{Tb}$  é a potência da turbina (kW),  $\dot{W}_{B1}$  é a potência na bomba B1 (kW),  $\dot{W}_{B2}$  é a potência na bomba B2 (kW) e  $\dot{W}_{B3}$  é a potência na bomba B3 (kW).

A potência total convertida pela turbina é definida como:

$$\dot{W}_{Tb} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_4) \quad (3)$$

onde:  $\dot{W}_{Tb}$  é a potência da turbina (kW),  $\dot{m}$  é a vazão mássica da amônia (kg/s),  $h_3$  é a entalpia do fluido na entrada da turbina (kJ/kg) e  $h_4$  é a entalpia do fluido na saída da turbina (kJ/kg).

A potência de bombeamento, tanto nas bombas de água dos trocadores, quanto na bomba de amônia no ciclo foi dada por:

$$\dot{W}_B = \frac{(p_s - p_e) \cdot 101,325 \cdot v_B}{\eta_B} \cdot \dot{m} \quad (4)$$

onde:  $\dot{W}_B$  é a potência da bomba (kW),  $p_s$  é a pressão do fluido na saída da bomba (bar),  $p_e$  é a pressão do fluido na entrada da bomba (bar),  $\dot{m}$  é a vazão mássica de fluido (kg/s),  $v_B$  é o volume específico do fluido (m<sup>3</sup>/kg) e  $\eta_B$  é a eficiência da bomba analisada.

A seguir são estabelecidos os parâmetros os quais foram estudados neste trabalho. Os procedimentos foram investigados em diversos casos os quais permitiram a análise e a discussão dos resultados.

Um ciclo foi adotado como padrão, sendo utilizado como caso base para os estudos realizados. A partir desse caso, foram realizadas uma série de simulações computacionais a fim de avaliar o comportamento do sistema submetido a distintas condições de operação. Os parâmetros adotados para tal ciclo foram:

- Parâmetro (1): O fluido de trabalho utilizado foi a amônia e o fluido secundário para fazer a troca de calor nos trocadores (condensador e evaporador) foi a água, sendo aplicados para todos os casos simulados;
- Parâmetro (2): A eficiência isoentrópica da turbina e das bombas foi idealizada igual a 1,0, essa condição foi utilizada para todos os casos simulados;
- Parâmetro (3): A temperatura da água utilizada para a condensação do fluido de trabalho, que neste trabalho foi equivalente à temperatura do subsolo correspondente a 18,7°C, para profundidade maiores ou iguais a 15 m (VAZ, 2011 e RODRIGUES, 2014). Essas informações se referem ao solo do município de Viamão, Estado do Rio Grande do Sul, Brasil e as propriedades termofísicas do solo (argiloso) que foram consideradas neste trabalho para a massa específica, condutividade térmica e calor específico a pressão constante, respectivamente, 1.800 kg/m<sup>3</sup>, 2,1 W/(m·K) e 1.780 J/(kg·K);
- Parâmetro (4): A temperatura da água utilizada para vaporização do fluido de trabalho foi equivalente à temperatura ambiente de 30 °C;
- Parâmetro (5): A eficiência de troca térmica evaporador igual a 1,0;
- Parâmetro (6): A eficiência de troca térmica condensador igual a 1,0;
- Parâmetro (7): A vazão mássica de água no condensador igual a 1,0 kg/s;
- Parâmetro (8): A vazão mássica de água no evaporador igual a 1,0 kg/s.

A resolução do sistema de equações resultante foi efetuada utilizando-se o software de solução de equações de engenharia (EES - *Engineering Equation Solver*). A utilização desse software é apropriada para soluções de problemas de termodinâmica e transferência de calor

em engenharia. Esse software possui um solver robusto capaz de atender de forma rápida e segura as simulações computacionais implementadas (KLEIN e ALVARADO, 1995).

### 3. RESULTADOS E DICUSSÃO

#### 3.1 Caso 1

As Figuras 2 (a) e 2 (b) mostram o comportamento da potência líquida disponibilizada pelo sistema e a vazão de amônia, considerando os Parâmetros (1), (2), (3), (4), (6) e (7), variando a eficiência térmica do evaporador de 0,1 a 1,0.

Nessa situação, a vazão de água resultante no evaporador não apresentou variação significativa, mostrando-se em uma faixa de 1,002 kg/s à 1,021 kg/s. Para valores de eficiência acima de 0,46, a potência líquida começa a assumir um valor positivo, alcançando um valor máximo de 0,23 kW, quando a eficiência do evaporador é igual a 1,0 (vide Figura 2 (a)). A vazão de amônia no sistema apresentou uma variação de 0,01795 kg/s a 0,01817 kg/s, sendo apresentada na Figura 2 (b).

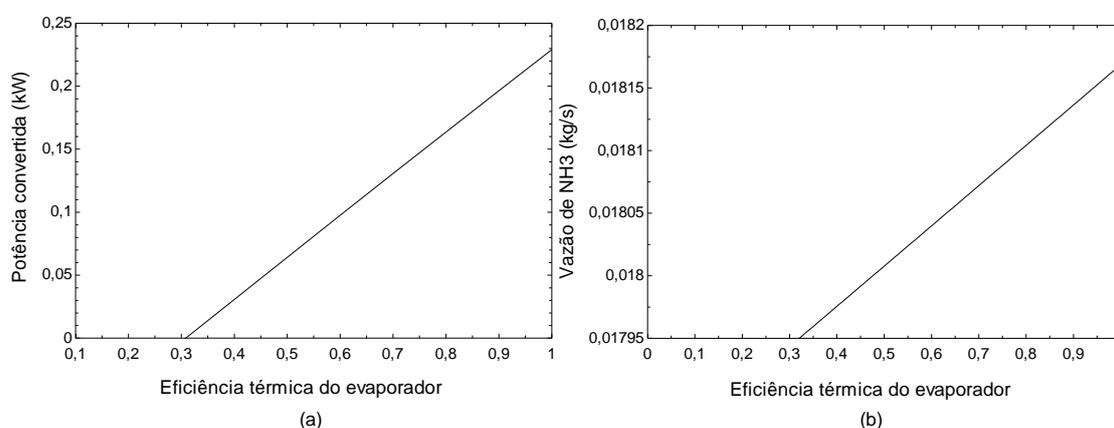


Figura 2 - Variação da potência em função da eficiência do evaporador (a) e variação da vazão de amônia em função da eficiência térmica do evaporador (b).

#### 3.2 Caso 2

No Caso 2, foram considerados os Parâmetros (1), (2), (3), (4) e (5), variando a eficiência térmica do condensador de 0,1 a 1,0.

Para valores de eficiência do trocador acima de 0,66, a potência líquida começa a assumir um valor positivo, alcançando um valor máximo de 0,23 quando a eficiência do trocador assume um valor igual a 1,0 (vide Figura 3 (a)).

Também foi observado que a vazão de amônia (linha azul lida na ordenada do lado direito do gráfico) variou de 0,0121 kg/s a 0,01817 kg/s, enquanto as vazões de água no evaporador se mantiveram entre 0,67 kg/s e 1,021 kg/s.

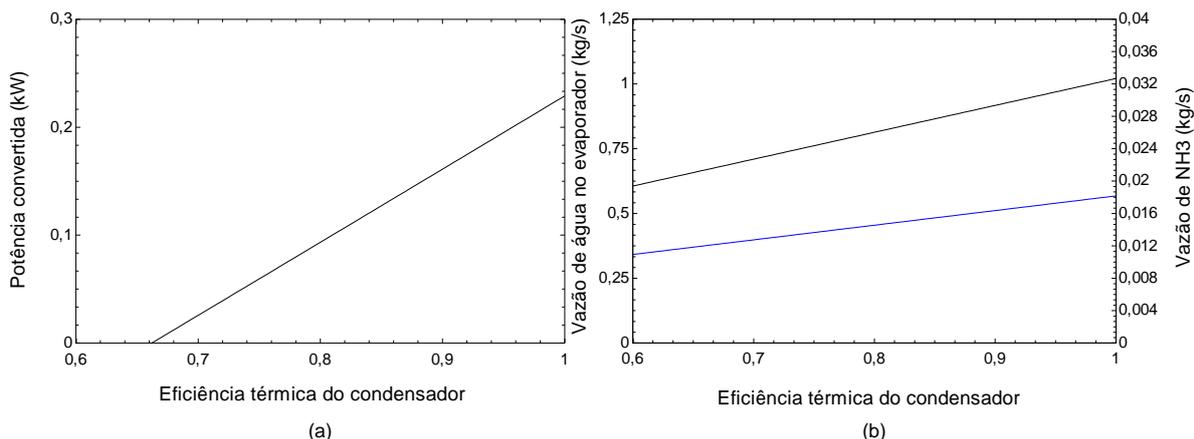


Figura 3 - Variação da potência conforme a eficiência térmica do condensador (a) e variação da vazão de água no evaporador e vazão de amônia conforme a eficiência térmica do condensador (b).

### 3.3 Caso 3

Considerando os Parâmetros (1), (2), (3), (4), (5), (6) e (8), foram realizadas simulações variando a vazão de água do condensador de 1,0 a 10,0 kg/s. Foi possível visualizar através da Figura 4 que a potência líquida disponibilizada aumenta de forma praticamente linear com a vazão de água no trocador de calor de 0,23 kW à 2,3 kW.

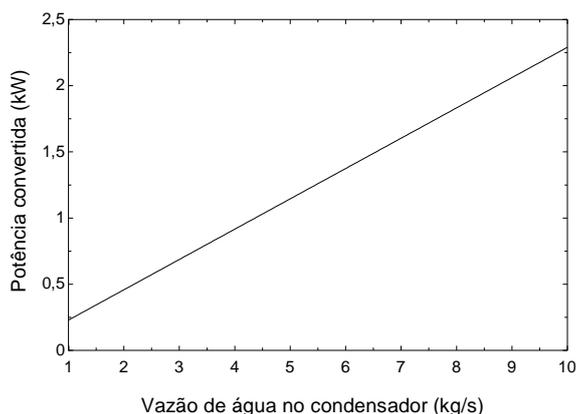


Figura 4 - Variação da potência convertida conforme a vazão de água no condensador.

### 3.4 Caso 4

Nesta análise foi observado que o sistema pode ser estudado de forma mais detalhada, considerando-se outras variações que ainda podem ser exploradas. Uma delas é a alteração das temperaturas, tanto da fonte quente, quanto da fonte fria, tendo em vista que a operação do sistema pode se dar em outras condições não vinculadas ao solo ou ao ambiente.

A Figura 5 apresenta a potência líquida que pode ser obtida no caso da fonte fria poder ser rebaixada, para além da temperatura do solo, até 5 °C, sendo mantidos os seguintes Parâmetros (1), (2), (4), (5), (6) e (7). Neste caso foi possível observar que a potência líquida do sistema variou de 0,23 kW a 1,2 kW na medida em que a temperatura do agente de condensação se reduzia.

Os comportamentos observados nas Figuras (4) e (5), demonstram claramente a forte influência do agente de condensação sobre o sistema.

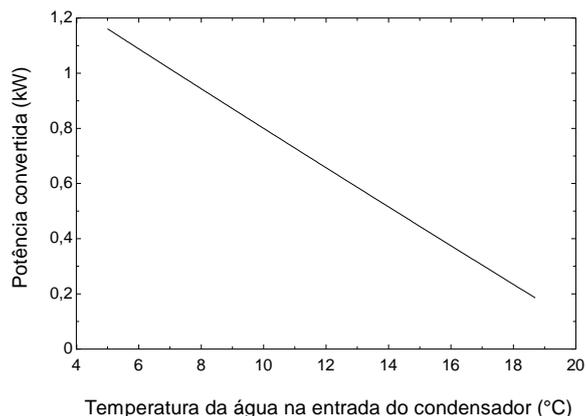


Figura 5 - Variação da potência convertida conforme a temperatura da água no condensador.

### 3.5 Caso 5

Ao analisar a variação da temperatura ambiente ao longo do ano, deve-se avaliar o comportamento do sistema com temperaturas da fonte quente previstas para a região em estudo. A Figura 6 (a) mostra a variação da temperatura com o tempo, a qual comporta-se de forma periódica (senoidal), atingindo os valores mínimo e máximo de 16,2 °C e 30,1°C, respectivamente.

Ao considerar, novamente, os Parâmetros (1), (2), (3), (5), (6), (7) e (8), a potência líquida apresentada pelo sistema terá uma tendência semelhante a da temperatura da água de entrada no evaporador na Figura 6 (b). Para a temperatura ambiente de 30,1°C, a potência que pode ser verificada é de aproximadamente 0,2 kW, enquanto que para a condição de menor temperatura do ano a potência líquida é negativa. Esse fato já era esperado, tendo em vista que a fonte quente do sistema encontra-se com temperatura inferior a temperatura da fonte fria, inviabilizando a operação do sistema.

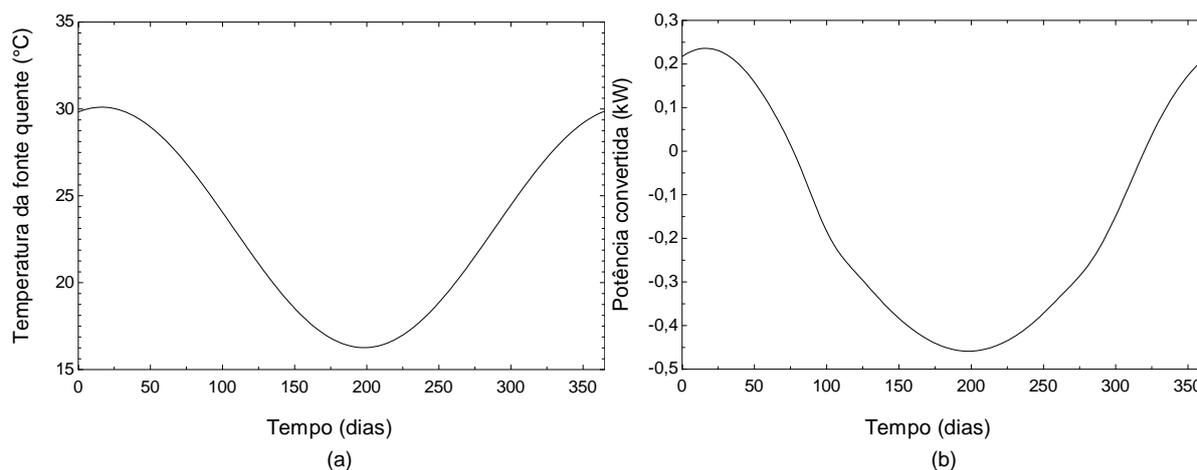


Figura 6 - Variação da temperatura ambiente ao longo do ano (a) variação da potência convertida ao longo do ano (b).

### 3.6 Caso 6

Uma situação a ser considerada é a possibilidade de aproveitamento de energia proveniente de correntes fluidas que não atendem mais aos processos industriais, porém com potencial para aproveitamento para este sistema de conversão de energia. Assim, verificando-se a

possibilidade de utilização de uma fonte quente variando de 20°C a 70°C e utilizando os seguintes Parâmetros (1), (2), (3), (5), (6) e (7), foi representado tal comportamento na Figura 7 (a), cuja potência líquida ofertada pelo sistema chegou a aproximadamente 2,7 kW.

Na Figura 7 (b) é mostrada a variação de vazão de água e amônia conforme a temperatura ambiente e observou-se que com vazões de água e amônia acima de 1,015 kg/s, 0,01808 kg/s, respectivamente, e com uma temperatura ambiente de 28,33°C, a partir dessa temperatura, a potência começa a aumentar positivamente.

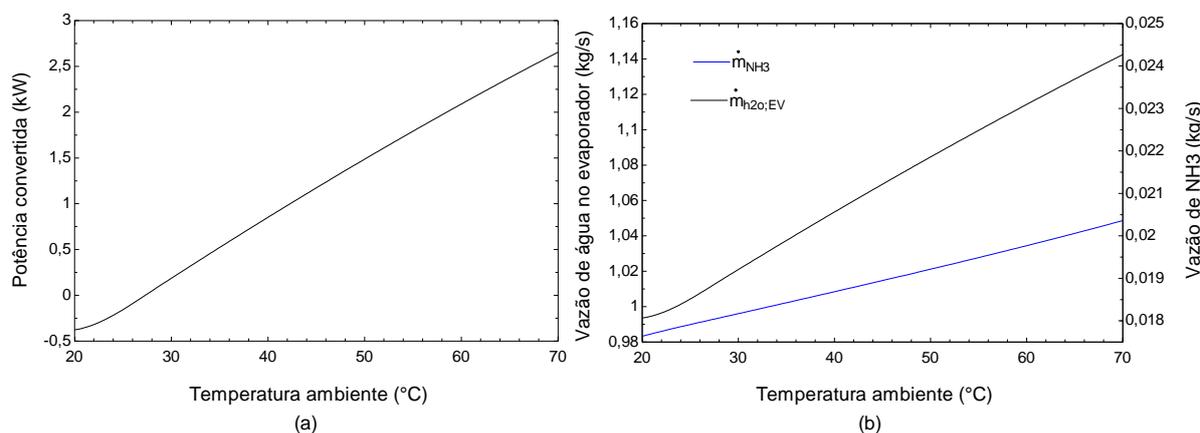


Figura 7 - Variação da potência convertida conforme a variação da temperatura ambiente (a) e variação da vazão de água no evaporador e da vazão de NH<sub>3</sub> conforme a variação da temperatura ambiente (b).

#### 4. CONSIDERAÇÕES FINAIS E PROPOSTA DE CONTINUIDADE

O presente trabalho tratou da investigação computacional sobre a possibilidade de aproveitamento da diferença de temperatura solo-ar com a finalidade de conversão de potência.

Os resultados mostraram que no Caso 1 e Caso 2 os valores de potência adquiridos foram iguais a 0,23 kW, em função da variação da eficiência dos trocadores de calor. No Caso 3 foi observado o valor de potência mais elevado, devido ao aumento de vazão de água no condensador de 1,0 kg/s até 10,0 kg/s gerando 2,3 kW de potência. No Caso 4 foi observado um aumento significativo em relação ao Caso 1 e Caso 2, somente diminuindo a temperatura da fonte fria de 18,7 °C até 5,0 °C, obtendo-se uma potência de 1,2 kW. No Caso 5 verificou-se como o comportamento da potência em função da temperatura ambiente, a qual variou ao longo do ano. Foi também observado que nas épocas em que a temperatura foi mais elevada, em média de 30,1°C foi obtida potência positiva. Já nos períodos em que a temperatura ambiente foi menor que 25,56 °C ou que a temperatura ambiente foi menor que a temperatura de fonte fria, foram obtidos valores negativos de potência. No Caso 6 foi identificado que quando a temperatura ambiente não foi capaz de gerar potência positiva, foi preciso utilizar vazões de fluidos que não atendiam mais aos processos industriais. Entretanto, havia potencial para aproveitamento na geração de energia.

Portando, no Caso 6 foi observado a maior potência em relação ao outros casos simulados, verificando 2,7 kW de potência utilizando uma temperatura de 70 °C na fonte quente.

Neste estudo foi evidenciado que quanto maior for a diferença entre a temperatura da fonte fria (evaporador) e a temperatura da fonte quente (condensador), o maior trabalho líquido da turbina será obtido. Além disso, foi constatada a viabilidade de aquisição de potência líquida

positiva utilizando o potencial térmico solo-ar

Finalmente, a proposta de continuidade deste trabalho consiste na iminente necessidade de avaliar a influência isoentrópica da turbina e da bomba em um ciclo de Rankine utilizando o potencial energético solo-ar para conversão de potência.

## REFERÊNCIAS

**BAMGBOPA, M., UZGOREN, E., 2013.** *Numerical analysis of an organic Rankine cycle under steady and variable heat input.* Applied Energy, N°. 107, pp. 219-228.

**ÇENGEL, A., BOLES, A., 2006.** *Termodinâmica.* 5º ed. São Paulo: McGraw-Hill, 740 p.

**FAIZAL, M. e AHMED, R., 2013.** *Experimental studies on a closed cycle demonstration OTEC plant working on small temperature difference.* Renewable Energy, N°. 51, pp. 234-240.

**FUJITA, R. MARKHAM, A., DIAZ, J., GARCIA, J., SCARBOROUGH, C., GREENFIELD, P., BLACK, P., AGUILERA, S., 2012.** *Revisiting ocean thermal energy conversion.* Marine Policy, N°. 10, pp. 463-465.

**KLEIN, A., ALVARADO, L., 1995.** *EES - Engineering Equation Solver; F-Chart Software,* Middleton, WI.

**LI, M., WANG, J., HE, W., GAO, L., WANG, B., MA, S., DAI, Y., 2013.** *Construction and preliminary test of a low-temperature regenerative Organic Rankine Cycle (ORC) using R123.* Renewable Energy, N°. 57, pp. 216-222.

**MARION, M., VOICU, I., TIFFONNET, A., 2012.** *Study and optimization of a solar subcritical organic Rankine cycle.* Renewable Energy, N°. 48, pp. 100-109.

**YAMADA, N., HOSHI, A., IKEGAMI, Y., 2009.** *Performance simulation of solar-boosted ocean thermal energy conversion plant.* Renewable Energy, N°. 34, pp. 1752-1758.

**YUAN, H., MEI, N., HU, S., WANG, L., YANG, S., 2013.** *Experimental investigation on an ammonia-water based ocean thermal energy conversion system.* Applied Thermal Engineering, N°. 61, pp. 327-333.

**RODRIGUES, M., 2014.** *Modelagem Computacional Aplicada à Melhoria do Desempenho Térmico de Trocador de Calor Solo-Ar Através do Método Constructal Design.* Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Rio Grande, Programa de Pós-Graduação em Modelagem Computacional (PPGMC).

**SÁNCHEZ, D., ESCALONA, J. MONJE, B., CHACARTEGUI, R., SÁNCHEZ, T., 2011.** *Preliminary analysis of compound systems based on high temperature fuel cell, gas turbine and Organic Rankine Cycle.* Journal of Power Sources, Nº. 196, pp. 4355-4363.

**SCHOENMAKER, J., Rey. J., PIROTA, K., 2011.** *Buoyancy organic Rankine cycle.* Renewable Energy, Nº. 36, pp. 999-1002.

**VAZ, J., 2011.** *Estudo experimental e numérico sobre o uso do solo como reservatório de energia para o aquecimento e resfriamento de ambientes edificadas.* Tese de Doutorado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil (PPGEC).