



Modelagem preliminar de turbina radial com entrada radial com o método da linha média

Pedro Mantegazza

*Universidade de São Paulo; Escola de Engenharia de São Carlos
pedro.mantegazza@usp.br*

Luben Cabezas-Gómez

*Universidade de São Paulo; Escola de Engenharia de São Carlos
lubencg@sc.usp.br*

Felipe Costa Magazoni

*Universidade de São Paulo; Escola de Engenharia de São Carlos
magazoni@sc.usp.br*

Resumo: A procura pelo uso de fontes de novas fontes de energia útil tem suscitado o uso de fontes de energia residual de baixo potencial térmico. Essas fontes incluem energia solar, geotérmica, e térmica residual obtida em várias aplicações e processos industriais. Nesse contexto, o uso de sistemas de geração de energia elétrica operando segundo o ciclo Rankine orgânico é bastante recomendado atualmente. Os fluidos orgânicos se caracterizam por baixo ponto de ebulição a altas pressões, baixo volume específico e a possibilidade do uso de sistemas compactos. Entretanto, o uso de fontes de baixo potencial térmico resulta em uma eficiência energética baixa, sendo o estudo do dispositivo de expansão de bastante importância. O expansor escolhido para o ciclo compreende uma turbina radial com entrada radial. No artigo se utiliza o método da linha média para realizar o projeto preliminar do dispositivo, levando em consideração vários modelos de perdas desenvolvidos na literatura. O objetivo do trabalho é realizar o projeto preliminar de uma turbina radial de entrada radial de baixa potência para sistemas térmicos operando segundo um ciclo Rankine orgânico através de modelagem matemática e computacional. Os resultados obtidos são comparados com resultados apresentados na literatura, apresentando erros pequenos.

Palavras-chave: Métodos Numéricos e Aplicações. Ciclo Rankine orgânico. Turbina radial. Método da linha média.

Introdução

A geração de energia elétrica a partir de fontes energéticas residuais e/ou renováveis, com sistemas térmicos operando segundo o ciclo Rankine orgânico (CRO) tem aumentado recentemente. O CRO emprega fluidos orgânicos, tais como hidrocarbonetos ou refrigerantes e opera a menores temperaturas e pressões. Com isso os riscos ligados à segurança e complexidade do sistema são reduzidos. Trabalhar com esses fluidos possibilita também seu uso com fontes de calor de baixo potencial energético, visto que eles possuem baixo ponto de ebulição, o que é bastante desejável no uso de energias renováveis e/ou residuais.

Algumas das características desejáveis para os fluidos CRO envolvem os seguintes fatores: inclinação positiva da curva de saturação do vapor (fluido seco), que permite a expansão do vapor sem que haja mudança de fase; baixo volume específico, o que diminui as dimensões do sistema; baixa viscosidade, para minimização das perdas por atrito; alta condutividade térmica, o que possibilita a obtenção de trocadores de calor menores; baixa reatividade com o ozônio (ODP – Ozone Depleting potential) e baixo potencial estufa (PALTRINIERI, 2014).

No presente trabalho se estuda uma turbina radial a ser operada em baixa potência. Segundo Dixon e Hall (2010), esse modelo de turbina proporciona uma eficiência tão boa quanto das turbinas

axiais, porém realizando um trabalho por estágio de expansão maior, além da facilidade de manufatura e robustez. Todavia, Whitfield e Baines (1991) afirmam que para menores potências uma turbina axial necessitaria de muitas pás de tamanho reduzido, aumentando a área em contato com o fluido de trabalho e consequentemente, as perdas por atrito e o fator de bloqueio causado pela camada limite. A folga entre as extremidades das pás e o envoltório da turbina provoca perdas por vazamento, que são bastante significativas em componentes axiais de dimensões reduzidas.

O objetivo deste artigo é apresentar um modelo para projeto preliminar de turbinas radiais com entrada radial empregando um procedimento similar ao apresentado em Rahbar et al. (2015) e uma metodologia de otimização de eficiência baseada nas variáveis de entrada do projeto de turbinas radiais. Esses autores apresentam uma metodologia de projeto de uma turbina radial baseado no método da linha média (MLM) e na otimização de parâmetros de entrada da turbina para operar num ciclo de Rankine orgânico. Esses autores consideraram vários modelos de perdas da literatura relativos aos componentes da turbina estudada. No presente trabalho se consideram alguns modelos de perdas diferentes.

Metodologia

A modelagem da turbina radial com entrada radial é realizada pelo método da linha média. Esse método consiste no uso de um modelo unidimensional que é uma aproximação do escoamento na turbina baseada nas dimensões médias do estágio em consideração. A partir desse modelo se obtém dados preliminares da geometria dos componentes (WEI, 2014). Os cálculos dos estados termodinâmicos e das variáveis do fluido são realizados em seções chave ao longo da linha média considerada, como as fronteiras entre os componentes. Com esses cálculos, é possível estimar o desempenho da turbina com razoável precisão, baseando-se em modelos das perdas hidrodinâmicas e termodinâmicas, desenvolvidos na literatura. Nesse caso, porém, não se considera a geometria 3D das pás. Análises 3D mais detalhadas são realizadas com o auxílio de ferramentas computacionais, como o desenho em CAD e a dinâmica dos fluidos computacional (DFC). As mesmas permitem um projeto mais refinado e a otimização dos componentes para que efeitos de perdas sejam minimizados, por exemplo.

O MLM se baseia na aplicação das equações de conservação: primeira e segunda leis da termodinâmica, a equação da continuidade, conservação da quantidade de movimento linear e angular. Um esquema geométrico da turbina é apresentado na Figura 1. A turbina é composta por uma voluta (ponto 1) representando a entrada do expansor, cuja geometria descreve uma espiral, para que o escoamento, que é linear na tubulação de entrada, ganhe uma componente radial, além de uma redução de área ao longo do caminho, causando aceleração do fluido; um estator (entrada: ponto 2; saída: ponto 3), cuja redução da área de passagem provoca aumento da componente meridional da velocidade, e a redução do raio provoca aceleração da velocidade tangencial com pás direcionadoras sem curvatura (e portanto, o ângulo da resultante da velocidade em relação à direção radial na entrada é igual ao da saída) em seu interior, para que o padrão escoamento seja homogeneizado na direção desejada na saída do estator; um rotor (entrada: ponto 4; saída: ponto 5), componente responsável pela conversão da energia cinética do fluido que realiza trabalho no eixo do gerador, além de provocar a mudança da direção do escoamento da direção radial para a axial. As dimensões da turbina estão apresentadas na Figura 1, as dimensões b_2 e b_3 são consideradas iguais a b_4 .

A velocidade do escoamento no interior da turbina pode ser decomposta em três componentes: radial, axial e tangencial. Uma simplificação nesse sistema de coordenadas permite considerar que a resultante das componentes radial e axial, denominada meridional, acompanhe a curvatura da linha de corrente do escoamento, permitindo uma análise bidimensional das componentes de velocidade atuantes no sistema. A presença de um componente rotativo leva à necessidade do uso de componentes

relativas da velocidade, considerando-se o referencial do rotor. A Figura 2 apresenta a convenção utilizada para a análise dos triângulos de velocidade. As direções indicadas na figura são os sentidos convencionados como positivo nesse trabalho.

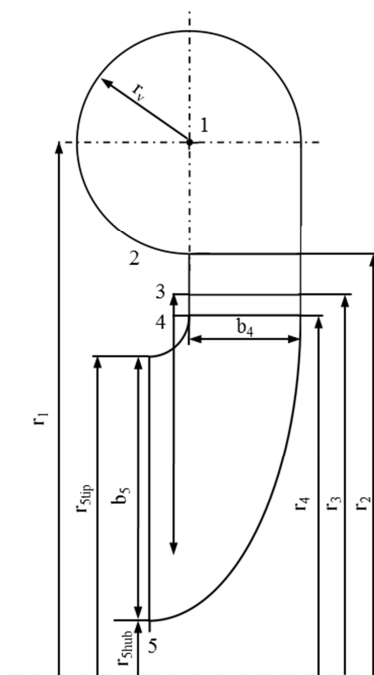


Figura 1: Esquema dos componentes da turbina e a numeração dos estados (RAHBAR et al., 2015).

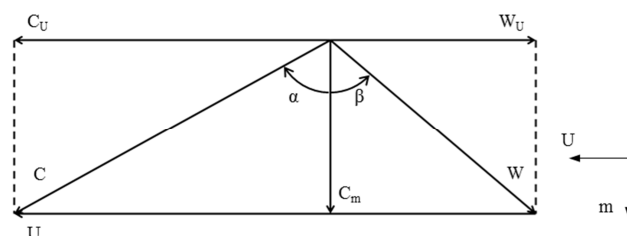


Figura 2: Triângulo de velocidades.

A análise termodinâmica da turbina é realizada em conjunto com a análise de velocidades, dado que a entalpia de estagnação e a entalpia estática se relacionam diretamente com a componente resultante da velocidade absoluta. A partir de dados iniciais considerados realiza-se um projeto preliminar do rotor, cujos dados de saída são as dimensões principais do rotor.

A análise termodinâmica é realizada com base no diagrama h-s descrito na Figura 3. Os pontos relativos aos estados respeitam a Figura 2. Observa-se que a entalpia de estagnação é mantida até o estado 4, pois, além de não haver geração de trabalho até esse ponto, admite-se que os processos ocorridos são adiabáticos, enquanto que entre os estados 4 e 5 há geração de trabalho, e com isso, a entalpia de estagnação se altera. Uma expansão isentrópica representaria a condição de maior geração de trabalho no estágio da turbina e é representada pela diferença de entalpia entre os estados t1 e 5s. Essa é uma condição impossível de se obter considerando-se que o fluido deve sair da turbina com velocidade para que ele continue seu processo ao longo de todo o ciclo. Dada essa condição, que nunca será atingida, a entalpia de estagnação na saída será sempre maior do que a entalpia estática,

nunca igual e, portanto, a diferença real de entalpia na entrada e na saída da turbina será igual à diferença de entalpia relativa aos estados t_1 e t_5 . O produto entre essa diferença de entalpia e a vazão mássica é igual ao trabalho líquido entregue pela turbina. A eficiência térmica da turbina é o resultado da divisão entre a diferença de entalpia real e a entalpia do processo isentrópico.

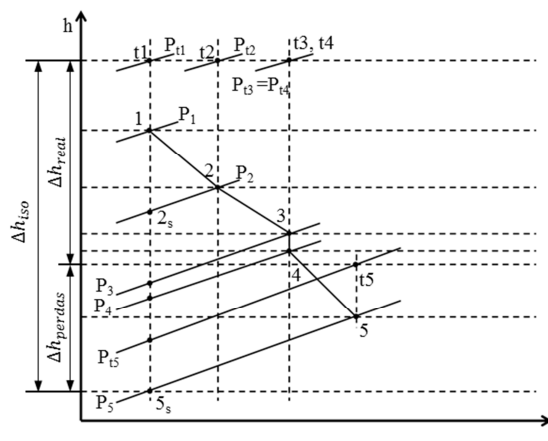


Figura 3: Diagrama termodinâmico da turbina segundo Rahbar *et al.* (2015).

Inicialmente em um projeto é necessário usar a similaridade para que uma máquina já existente seja transformada em parâmetros adimensionais com o intuito de utilizá-los em novas aplicações (MOUSTAPHA *et al.*, 2003). Além disso, a análise dimensional proporciona uma poderosa ferramenta no projeto de máquinas, que é a possibilidade de criação de modelos em escala a partir da obtenção de parâmetros adimensionais geométricos e cinemáticos (ÇENGEL e CIMBALA, 2015). Por exemplo, em vários casos de projetos de aplicações de turbinas radiais utiliza-se como fluido de trabalho hidrocarbonetos e gases provenientes de combustão. Para que haja uma primeira validação de um modelo em escala, sem que um protótipo trabalhe com esses gases, utiliza-se ar atmosférico como fluido de trabalho segundo Moustapha *et al.* (2003). Expandindo essa ideia para o ciclo de Rankine orgânico, tais parâmetros são: coeficiente de escoamento, coeficiente de carga das pás, coeficiente de potência, número de Reynolds, entre outros (MOUSTAPHA *et al.*, 2003).

O processo de cálculo se inicia com a definição dos parâmetros de entrada. Um programa foi escrito em MATLAB, por se tratar de um procedimento iterativo, e as propriedades termodinâmicas utilizadas foram calculadas com uma extensão do software Refprop para o MATLAB. Os cálculos das perdas encontrados na literatura são realizados normalmente a partir de correlações empíricas e estão expressas em termos de perda de entalpia e de pressão. Em cada componente da turbina ocorrem diferentes formas de perda. São elas: perdas na voluta, perdas no bocal, perdas no rotor pela folga de topo das pás, por escoamentos secundários e atrito e as perdas na saída.

O coeficiente de vórtice é utilizado em componentes que não possuem pás (MOUSTAPHA *et al.*, 2003). Nesse caso é utilizado na voluta: é o único coeficiente de perdas cujo uso se dá a partir da equação da conservação do momento angular e que se relaciona com a perda de velocidade na voluta devido ao atrito com as paredes desse componente (Equação (1)).

$$SC = (C_1 r_1) / (C_{U2} r_2). \quad (1)$$

O cálculo da perda entálpica Δh_{vol} na voluta leva em consideração a perda de pressão na passagem do fluido, segundo Rahbar *et al.* (2015), e depende da velocidade do escoamento na saída da voluta. As perdas no bocal levam em conta os efeitos de atrito entre a superfície desse componente e o

fluido. Segundo Rahbar et al. (2015) essa perda entálpica Δh_{boc} é calculada em função da velocidade média entre os pontos 2 e 3, do diâmetro, comprimento hidráulico do bocal e do fator de atrito (RAHBAR et al., 2015). Este último depende do número de Reynolds no bocal, cujo cálculo é descrito pela seguinte equação.

$$\overline{Re}_{boc} = [(C_2 r_2 \rho_2 / \mu_2) + (C_3 r_3 \rho_3 / \mu_3)] / 2. \quad (2)$$

O cálculo da perda entálpica da folga de topo das pás do rotor $\Delta h_{fol,top}$ apresentada por Rahbar et al. (2015) considera a folga radial e axial como fração da altura da pá na saída do rotor e a causa das perdas é o vazamento de fluido através da folga entre o topo da pá e o envoltório da turbina. O atrito causado pela rugosidade da pá é responsável por parte significativa das perdas no rotor, assim como as perdas causadas por escoamentos secundários. Este segundo mecanismo de perda possui como causa a recirculação do fluido devido a efeitos de turbulência no rotor. Wei (2014) apresenta o cálculo dessas duas perdas entálpicas como perdas na passagem. Nesse cálculo o diâmetro e comprimento hidráulico do rotor utilizados são os mesmos propostos pelos cálculos de Rahbar et al. (2015), e a corda da pá é calculada segundo Ventura et al. (2012). Por fim, o cálculo das perdas na saída é apresentado por Rahbar et al. (2015) como a energia cinética não aproveitada na conversão de energia cinética do fluido em trabalho no eixo do rotor.

A metodologia de cálculo segue a proposta por Rahbar et al. (2015), com poucas modificações. Ela se baseia nos seguintes valores de entrada fixados (e seus intervalos): temperatura ($T_{t1} = 400 - 500$ K) e pressão de estagnação na entrada ($P_{t1} = 200 - 3500$ kPa), razão de pressão de estagnação para estática entre a entrada e saída ($ER_{ts} = 2 - 15$), respectivamente, rotação ($\omega = 20000 - 70000$ rpm), coeficiente de carga ($\Psi = 0,8 - 2,4$), coeficiente de fluxo ($\phi = 0,2 - 0,5$), ângulo do vetor velocidade absoluta em relação à linha meridional na saída ($\alpha_5 = 0^\circ$), razão entre o raio da raiz da pá na saída e o raio da entrada do rotor ($r_{5hub}/r_4 = 0,2$), razão entre os raios de entrada e saída do estator ($r_2/r_3 = 1,2$) e vazão mássica ($\dot{m} = 0,2 - 1,8$ kg/s), além da razão entre os raios da voluta e da entrada do bocal ($r_1/r_2 = 1,2$), descrito por Paltrinieri (2014). A sequência de cálculo é iniciada após uma estimativa inicial para a eficiência total-estática da turbina. Após a realização do procedimento de cálculo, uma nova eficiência é obtida e o processo se repete com essa nova eficiência até que a diferença entre a eficiência estimada e a calculada seja menor do que um valor admissível. Essa estimativa inicial da eficiência do estágio da turbina será de 75%.

Os princípios utilizados nessa metodologia obedecem à primeira e segunda leis da termodinâmica, além da equação da continuidade e a conservação do momento angular. Obedecendo a sequência descrita no artigo citado, o processo inicia-se com o cálculo do estado termodinâmico de estagnação no ponto 4, a partir do estado termodinâmico de estagnação do ponto 1 e da hipótese de os processos entre a entrada do sistema até a entrada do rotor serem adiabáticos. Em seguida a sequência de cálculo respeita a seguinte ordem, obedecendo às leis governantes e aos dados de entrada do problema: componentes da velocidade nos pontos 4 e 5, segundo a geometria do triângulo de velocidades; estado termodinâmico estático em 4, e estático e de estagnação em 5; dimensões do rotor; componentes de velocidade na raiz e ponta das pás em 5; e finalmente, as perdas no rotor. É importante observar que a pré-definição dos valores de entrada, como razão definida entre alguns raios é determinante para que os cálculos nessa etapa sejam realizados sem a necessidade de se realizar iterações.

Definidas as dimensões do rotor, calcula-se o raio de saída do bocal, a partir da relação apresentada por Rahbar et al. (2015) e a componente tangencial da velocidade com base na conservação do momento angular. Então, um processo iterativo se faz necessário para o cálculo da componente meridional da velocidade em 3, visto que a entalpia estática depende da velocidade

absoluta, que, por sua vez, depende das componentes tangencial e meridional. Por conta disso, estima-se um valor inicial para a densidade do fluido e o processo de cálculo é repetido até que se atinja a convergência. Consequentemente calcula-se os estados termodinâmicos estático e de estagnação na saída do bocal.

O cálculo do raio na entrada do bocal segue o mesmo procedimento realizado na saída desse componente e as componentes de velocidade são calculadas respeitando-se a conservação do momento angular, equação da continuidade e hipótese de processo adiabático no bocal, além de considerar que os ângulos das resultantes das velocidades em relação às componentes meridionais são iguais na entrada e na saída, para que as pás do bocal não possuam curvatura (PALTRINIERI, 2014). Em seguida calcula-se a perda ocorrida na voluta, cálculo dependente exclusivamente da velocidade na entrada do bocal e necessário para a definição do estado estático real em 2, visto que a partir desse cálculo é possível comparar as perdas ocorridas com o processo isentálpico. Então calcula-se os estados termodinâmicos estático e de estagnação nesse ponto bem como as perdas ocorridas no bocal.

A modelagem da voluta é realizada com o cálculo do raio do ponto 1 a partir da razão definida na entrada do problema e, seguindo a Equação 1, calcula-se a velocidade na entrada desse componente. A partir desses últimos dados obtidos e da geometria apresentada na Figura 1, podem ser calculados o raio da seção transversal da voluta, bem como o estado termodinâmico estático em 1. Finalmente, calcula-se a eficiência corrigida da turbina com base na soma das perdas calculadas na modelagem de cada componente e o procedimento de cálculo é repetido, conforme já foi explicado anteriormente. Na Figura 4 é apresentado o fluxograma resumindo esse procedimento de cálculo.

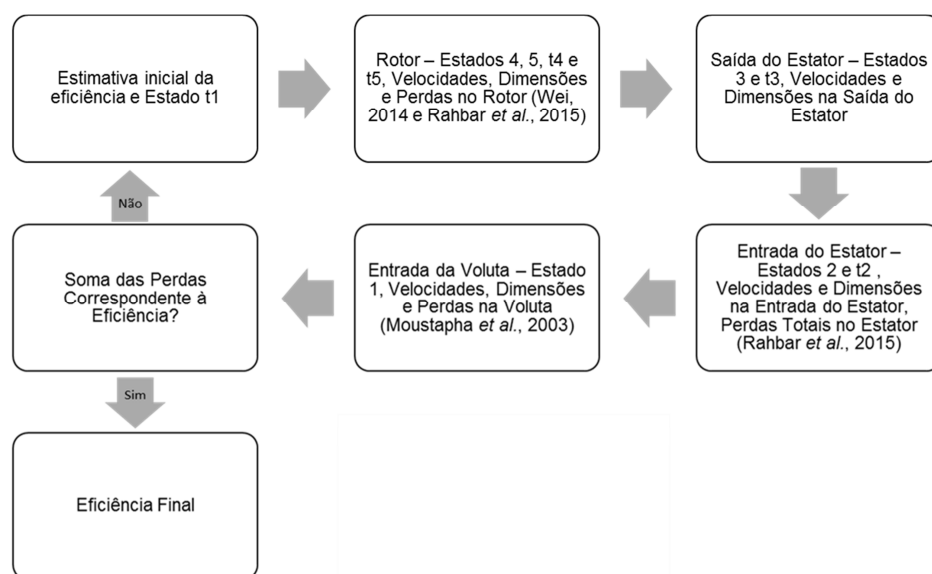


Figura 4: Diagrama termodinâmico da turbina segundo Rahbar *et al.* (2015).

Também se realiza a otimização da turbina em relação à eficiência do sistema utilizando-se a metodologia do enxame de partículas. Esse método bioinspirado baseia-se no comportamento de grupos de indivíduos de determinada espécie em busca de alimento, dentro do qual a maioria dos indivíduos segue aquele que conhece o melhor caminho até o alimento (ARORA, 2012). No problema de otimização da turbina, as variáveis de otimização são os valores de entrada da metodologia de cálculo (aquelas que são definidas para um intervalo) e a função objetivo (função a ser otimizada) é o produto entre a eficiência da turbina e a eficiência do ciclo termodinâmico (ambos os valores serão expressos em porcentagem). A aplicação dessa metodologia se dá através da geração aleatória de um primeiro conjunto de soluções do problema. A solução com o maior valor de função objetivo é eleita

como o líder do conjunto e novas gerações de soluções são criadas com base nas anteriores e nos valores dos líderes. Conforme as gerações são criadas, novos líderes com valores melhores que os anteriores podem surgir. O procedimento é realizado até que os valores das gerações subsequentes se aproximem dos valores de seus líderes, obtendo-se assim valores das variáveis de otimização que garantam o maior valor da função objetivo. Seguindo a metodologia descrita na seção anterior, realiza-se um estudo de otimização para o projeto de uma turbina radial de potência de 10 kW, comparando-se os resultados dos quatro fluidos descritos na Tabela 1, e os parâmetros de entrada já otimizados.

Tabela 1. Variáveis de entrada otimizadas utilizando diferentes fluidos para o cálculo da turbina.

Fluido	R227ea	R245fa	R123	R236fa	R236ea
T_{t1} (K)	424,2	409,3	499,7	414,1	430,5
P_{t1} (kPa)	3021,6	1352,1	1742,1	1838,6	1816,1
ER_{ts} (-)	2,896	2,751	3,213	3,217	3,053
Ω (rpm)	78977	72879	79309	62902	77845
ψ (-)	0,800	0,801	0,818	0,816	0,827
φ (-)	0,261	0,337	0,267	0,212	0,254

Resultados

Seguindo o comparativo proposto, os resultados estão apresentados na Tabela 2.

Tabela 2. Resultados do processo de otimização

Fluido	R227ea	R245fa	R123	R236fa
η_{ts} (%)	77,36	78,16	76,29	74,53
$\eta_{t,ciclo}$ (%)	7,22	7,12	8,17	7,58
$\dot{m}$ (kg/s)	0,806	0,636	0,513	0,664
α_4 (°)	71,92	67,19	71,92	75,44
U_4 (m/s)	129,7	145,9	160,7	141,5
C_4 (m/s)	109,2	126,8	138,4	119,2
C_5 (m/s)	33,9	49,2	43,0	30,0
W_4 (m/s)	42,6	57,1	51,9	39,7
W_{stip} (m/s)	106,4	123,3	125,5	115,3
d_{max} (mm)	58,35	75,05	70,56	77,06
d_1 (mm)	49,19	61,65	60,04	66,17
d_4 (mm)	31,36	38,23	38,71	42,96
d_{stip} (mm)	24,39	29,63	28,40	33,80
b_4 (mm)	2,25	2,96	2,41	2,97
Z_{rotor} (-)	12	11	12	14

O fluido R245fa apresentou o melhor desempenho de turbina, seguido pelo R227ea. Porém, esses dois fluidos apresentaram um desempenho de ciclo muito abaixo (1%) daquele com o melhor desempenho, o R123, que por sua vez, apresenta uma eficiência de turbina pouco menos de 2% menor do que o R245fa. Em termos de ordem de grandeza da eficiência de turbina (da ordem de 80%), 2% a menos de eficiência, porém com 1% de ganho na eficiência de ciclo (grandeza na ordem de 8%) representa um maior benefício para o R123, que além de tudo, apresenta uma vazão mássica menor, demandando dessa forma, uma menor quantidade de fluido para sua operação. As dimensões da turbina respeitam dimensões de ordem de grandeza maiores do que 1 mm, possibilitando sua manufaturabilidade. O fluido R123 é o que apresenta o segundo sistema mais compacto, representando uma melhor relação custo-benefício (quantidade de material na fabricação da turbina-eficiência).

Conclusões

A metodologia adotada apresenta resultados de eficiência de turbina bastante satisfatórios, com valores acima dos 70% de eficiência com um bom balanço entre eficiência de turbina e eficiência de ciclo, dentro das limitações impostas dentro do uso de fontes de energia de baixas temperaturas. O fluido R123 foi o que apresentou melhor desempenho no balanço entre eficiência de ciclo e eficiência de turbina, bem como uma relação custo-benefício considerando as dimensões da turbina e a quantidade de fluido atuando no sistema.

Referências

- ARORA J. S. **Introduction to Optimum Design**. 3rd ed. Waltham: Elsevier, 2012.
- ÇENGEL, Y.A.; CIMBALA, J.M. **Mecânica dos Fluidos: Fundamentos e Aplicações**. 3ª ed. Porto Alegre: AMGH Editora Ltda., 2015.
- DIXON, S.L.; HALL, C.A. 2010, **Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery**. 6th ed., Burlington: Butterworth Heinemann, 2010.
- MOUSTAPHA, H. et al. **Axial and radial turbines**. 1st ed. White River Junction: Concepts NREC, 2003.
- PALTRINIERI, A. **A Mean-Line Model to Predict the Design Performance of Radial Inflow Turbines in Organic Rankine Cycles**. 2014. 145 f. (Master Thesis) - Dipartimento di Ingegneria Industriale, Università Degli Studi di Padova/Institut für Energietechnik, Technische Universität Berlin, Padova/Berlin, 2014.
- RAHBAR, K. et al. Modelling and optimization of organic Rankine cycle based on a small-scale radial inflow turbine. **Energy Conversion and Management**, v. 91, p. 186-198, dez. 2014.
- VENTURA, C. A. M. et al. Preliminary Design and Performance Estimation of Radial Inflow Turbines: An Automated Approach. **Journal of Fluids Engineering**, v. 134, p. 1-13, mar. 2012.
- WEI, Z. **Meanline Analysis of Radial Inflow Turbines at Design and Off-Design Conditions**. 2014. 157 f. (Master in aerospace engineering) - Department of Mechanical & Aerospace Engineering, University of Carleton, Ottawa, 2014.
- WHITFIELD, A.; BAINES, N.C. **Design of Radial Turbomachines**. London: Longman Scientific & Technical, 1991.