

PROJETO BÁSICO DE UMA MICROTURBINA À GÁS DE 5kW COM REGENERADOR

Marcelo Yutaka Nagayama

marceloyn@gmail.com

Resumo. O trabalho em questão é sobre o projeto básico da turbina de uma microturbina a gás com regenerador de 5kW. Essa potência é suficiente para uma residência comum, dada a possibilidade do uso dos gases exaustos com cogeração.

Atualmente há uma necessidade cada vez maior de geradores de energia que tornem a rede de distribuição de energia mais confiável. A crise energética de 2001 e suas conseqüências tornaram sua necessidade mais evidente. Deseja-se, com esse trabalho, realizar o dimensionamento da turbina de uma turbina a gás para satisfazer a necessidade de residência comuns.

Palavras chave: microturbina, geração distribuída, turbina a gás

1. Introdução

Este trabalho consiste de um projeto básico da turbina de uma microturbina a gás de 5kW com regenerador, de modo a satisfazer as necessidades de uma residência comum, dada a possibilidade de utilização de cogeração com os gases de combustão.

Nesse trabalho foi estudada duas configurações: uma de apenas um estágio, e outra com dois estágios desacoplados. A segunda opção, apesar de ter dois estágios, tem a vantagem de transmitir mais facilmente energia para o gerador, devido à sua menor rotação.

2. Funcionamento básico de uma microturbina a gás

As turbinas a gás são compostas basicamente de um compressor, uma câmara de combustão e uma turbina. Podem ainda fazer parte do equipamento um regenerador, outras turbinas, entre outras variações.

Para que ocorra a geração de trabalho é realizada a expansão dos gases de combustão na turbina. Um compressor é utilizado para succionar o ar para a microturbina e permitir que a expansão dos gases de combustão ocorra.

Após passar pelo compressor o ar passa pela câmara de combustão, onde ocorre o processo de combustão.

Os gases de combustão seguem então para os bocais da turbina, onde são expandidos, aumentando sua velocidade, e são direcionados para as palhetas. A passagem dos gases então movimentam a pá, de modo a fornecer um movimento de rotação na turbina. O trabalho gerado por tal rotação é então utilizado pelo compressor e para a geração de energia elétrica.

Para um maior rendimento é utilizado um regenerador. Os gases de combustão provenientes da turbina passam por um trocador de calor – o regenerador – onde ocorre transferência de calor para o ar antes da combustão. Isso faz com que menos combustível deva ser utilizado para que os gases de combustão atinjam determinada temperatura.

A figura (1) ilustra uma microturbina a gás:

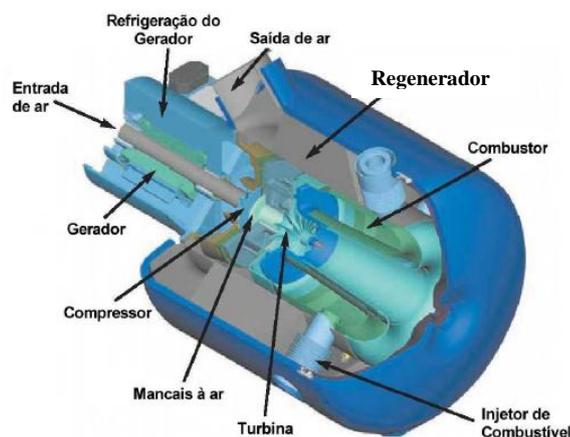


Figura 1 – Microturbina a gás Capstone Turbine Corporation 30kW

3. Ciclos termodinâmicos

As turbinas a gás funcionam segundo o ciclo Brayton. Para uma melhor compreensão das turbinas a gás serão estudados então: o ciclo Brayton ideal sem regeneração, o ciclo Brayton real sem regeneração, o ciclo Brayton ideal com regeneração e o ciclo Brayton real com regeneração. Foi estudado ainda o ciclo termodinâmico Brayton real com regeneração, com consideração dos gases de combustão.

3.1. Ciclo Brayton real com consideração dos gases de combustão

Foram considerados os gases de combustão, com efeitos da variação dos calores específicos com a temperatura. Um gráfico típico foi construído a partir do modelo utilizado.

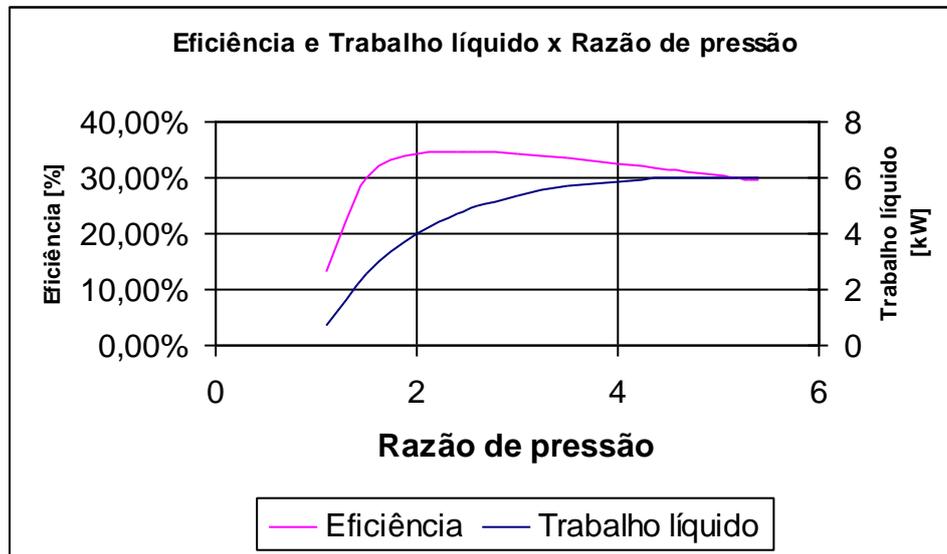


Figura 1 – Eficiência e trabalho líquido em função da razão de pressão considerando gases de combustão

Foi utilizada a composição do gás natural para a construção do gráfico.

4. Parâmetros do ciclo Brayton real com regeneração

Eficiências isentrópicas foram estimadas aplicando-se o modelo anterior com dados de microturbinas reais, como a Capstone C-30 e a Elliot TA100. Foram utilizados os seguintes dados:

Os dados utilizados da Capstone foram:

- Temperatura de saída de 275o C.
- Combustível utilizado é gás natural a 415 MJ/h.
- “Heat Rate” igual a 12,9 MJ/kWh.
- Temperatura de entrada de 15o C.
- Pressão de entrada de 14,696 psia.
- Fluxo de gases na saída de 0,31 kg/s.

Os dados da microturbina da Elliot foram:

- Temperatura dos gases de saída de 293o C.
- Combustível utilizado é gás natural a 1.180.000 Btu/h.
- “Heat Rate” a 11.800 Btu/kWh.
- Temperatura de entrada de 15o C.
- Pressão de entrada de 14,696 psia.
- Fluxo de gases na saída de 0,71 Nm³/s.
- Razão de pressão 4.

Obteve-se o seguinte resultado da análise:

Para a turbina Capstone foram obtidos:

- Razão de pressão 5.
- Eficiência dos componentes 0,8.
- Temperatura de saída do compressor 222° C.
- Temperatura de saída do ar pelo regenerador 421° C.
- Temperatura de saída da turbina 470° C.
- Temperatura dos gases exaustos 277° C (0,8% de diferença com o fornecido).

- Fluxo de ar 1.108 kg/h (Valor obtido diretamente dos valores fornecidos).
- Fluxo de combustível 8,16 kg/h (1,1% de diferença com o fornecido).
- Temperatura máxima do ciclo de 743 ° C.

Para a turbina da Elliot foi obtido:

- Razão de pressão de 4.
- Eficiência dos componentes de 0,779
- Temperatura de saída do compressor de 192 ° C.
- Temperatura de saída do ar pelo regenerador de 485 ° C.
- Temperatura de saída da turbina 565 ° C.
- Temperatura dos gases exaustos 284 ° C (3,0 % de diferença com o fornecido).
- Fluxo de ar 3.247 kg/h.
- Fluxo de combustível 24,8 kg/h (2,5% de diferença com valor obtido pelos valores fornecidos e densidade 1,28 kg/m³, obtida da composição dos gases nas condições normais de temperatura e pressão).
- Temperatura máxima do ciclo 813 ° C.

Foi obtida então uma eficiência dos componentes de 0,8 para microturbina da Capstone e 0,779 para a microturbina da Elliot.

Os dois valores são bastante próximos, sendo então valores coerentes para serem utilizados como estimativa. É importante notar que a microturbina da Elliot tem um dado redundante, e mesmo assim atendeu ao modelo.

4.1. Definição das condições em cada componente

Foi utilizada 700° C como temperatura máxima. Para turbinas sem resfriamento 600o C é um número bastante fácil de ser atingido. Algumas microturbinas podem chegar a 1750° F (954° C). Com a utilização de materiais cerâmicos podem alcançar temperaturas ainda superiores.

A partir da eficiência isentrópica de 0,8 e temperatura máxima de 700 ° C, com um fluxo de ar de 240 kg/h, pode ser obtido o seguinte gráfico do trabalho líquido e da eficiência em função da razão de pressão, considerando-se os gases de combustão:

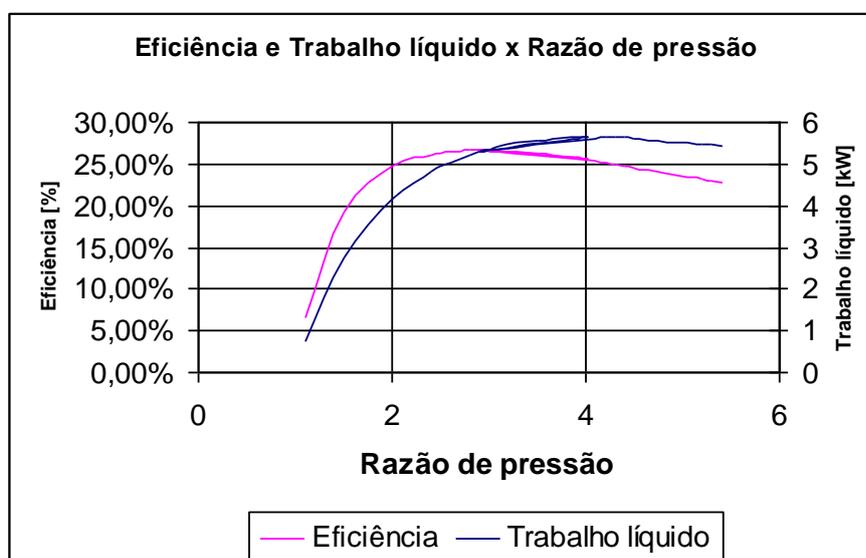


Figura 2 – Gráfico da eficiência e do trabalho líquido em função da razão de pressão para escolha do ponto de operação.

Devido ao fato de ser uma aplicação estacionária optou-se por selecionar o ponto de máximo rendimento. Tal ponto ocorre para razão de pressão 2,9. O trabalho líquido não oferece tanta diferença entre os dois pontos (menos que 0,3 kW), não sendo esperado um custo inicial significativamente maior.

Os parâmetros de operação geraram uma velocidade supersônica no bocal, para apenas um estágio. Isso pode gerar grandes perdas e fazer com que o ponto de operação de projeto não seja atingido. Sendo assim, optou-se pela opção de duas turbinas desacopladas.

4.2. Nova definição dos estados

Para a configuração com dois estágios, obteve-se o seguinte gráfico do trabalho líquido e da eficiência do ciclo em função da razão de pressão:

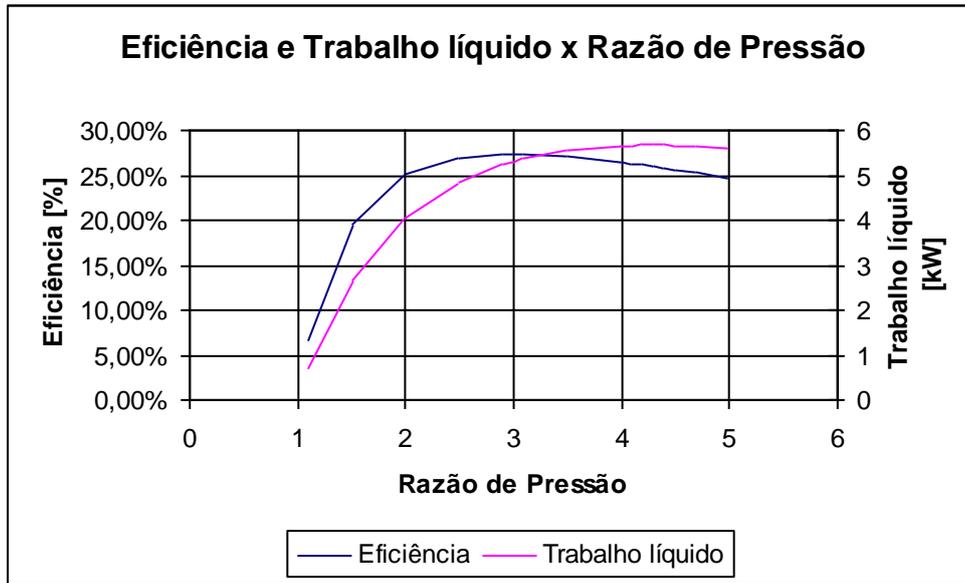


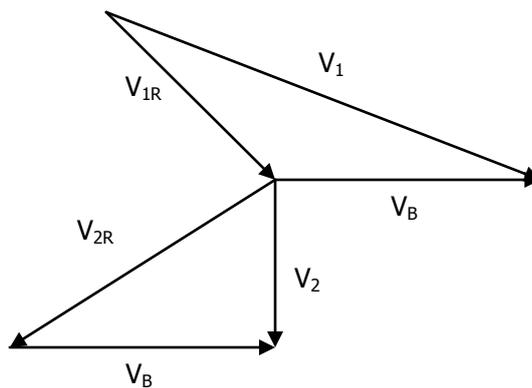
Figura 3 – Gráfico da eficiência e do trabalho líquido em função da razão de pressão para escolha do ponto de operação.

Para o ponto de máxima eficiência, obteve-se os seguintes pontos de operação:

- Temperatura de entrada na turbina 25° C
- Temperatura de saída do compressor 160,6° C
- Temperatura de saída do ar no regenerador 440,5° C
- Temperatura máxima do ciclo 700° C
- Temperatura na saída da 1ª turbina 580,8° C
- Temperatura na saída da 2ª turbina 507,8° C
- Eficiência do regenerador, compressor e turbina admitidos 0,8
- Pressão na entrada do compressor 1 atm
- Razão de pressão 3,0

5. Triângulo de velocidades

O triângulo de velocidades relaciona de a velocidade absoluta de entrada na pá da turbina V_1 , uma velocidade da pá de V_B , a velocidade relativa à velocidade da pá na entrada da turbina V_{1R} , a velocidade absoluta na saída na pá V_2 e a velocidade relativa à pá na saída da pá V_{2R} . Um diagrama desse triângulo pode ser verificado na figura a seguir:



A partir do triângulo de velocidades, obtiveram-se as seguintes equações, em função da velocidade da pá V_B e do ângulo de saída do bocal α :

$$V_{1R} = \sqrt{(V_1 \cdot \cos \alpha - V_B)^2 + (V_1 \cdot \sin \alpha)^2}$$

$$\beta = \arctg \left(\frac{V_1 \cdot \sin \alpha}{V_1 \cdot \cos \alpha - V_B} \right)$$

$$V_2 = \sqrt{V_{2R}^2 - V_B^2}$$

$$\gamma = \arctg\left(\frac{V_2}{V_B}\right)$$

Sendo, β o ângulo da velocidade relativa na entrada da pá e γ o ângulo da velocidade relativa na saída da pá. A velocidade absoluta na saída da pá foi mantida em 90° para minimizar as perdas pela energia cinética na saída, para uma dada velocidade de pá.

6. Esforços mecânicos

Verificou-se que os esforços são devido basicamente à alta rotação. Para a pá, obteve-se a seguinte tensão que age no componente:

$$\frac{\sigma}{F.S.} = \frac{\rho \cdot n^2 \cdot A}{\pi}$$

Para o rotor, obteve-se a seguinte equação para a tensão que age no componente:

$$\frac{\sigma}{F.S.} = \frac{V_B^2 \cdot \rho}{3}$$

A tensão é dada por σ , o fator de segurança é dado por F.S., a densidade do material é dada por ρ e a área de passagem do fluido é dada por A.

Através dessas equações obtém-se a velocidade da pá, assim como a rotação. O diâmetro é obtido a partir desses dois parâmetros.

6. Parâmetros para perfil da palheta

Para determinar o perfil de palheta foram utilizados os seguintes parâmetros adimensionais:

- "Solicity Ratio", que pode ser aproximadamente obtido por:

$$\frac{c}{s} = 2,5 \cdot \left(\cot \alpha + \cot \alpha_0 \right) \cdot \sin^2 \alpha, \text{ com um valor típico na literatura de } 1,2.$$

- t/c ("thickness ratio"), um valor típico na literatura é 0,1.

- h/c ("Aspect Ratio"), um valor típico é 1,5.

O valor de c é a corda do perfil, o valor de t é a espessura do perfil e o valor de h é a altura do perfil. O valor de h pode ser obtido através dos esforços que agem na palheta. Os outros valores podem ser obtidos em função dos parâmetros adimensionais.

Satisfeitas as equações anteriores, a microturbina resiste aos esforços mecânicos, permite a passagem de escoamento. O perfil da paleta minimiza os efeitos de atrito pela passagem. O triângulo de velocidades aumenta a eficiência da palheta em função do ângulo de saída do bocal. Ângulos muito pequenos exigem grandes palhetas. Para compatibilizar tamanho e eficiência foi utilizado um ângulo de saída do bocal de 15° , baseado em [2].

7. Parâmetros obtidos

Para o 1º estágio foi obtido uma turbina com ângulo de saída do bocal de 15° , um ângulo de entrada da pá de 29° e um ângulo de saída da pá de 20° . O diâmetro da microturbina é de 64 mm (interno), a uma rotação de projeto de 72.700 rpm. O comprimento da pá é de 3,3 mm, com altura 4,9 mm, com espessura 0,7 mm e espaçamento médio entre as palhetas de 2,7 mm. O material selecionado para as palhetas e turbina é o Udimet-500 em função de materiais pesquisados em [1]. A eficiência isentrópica do estágio é de 0,8.

Para o 2º estágio foi obtido uma turbina com ângulo de saída do bocal de 15° , um ângulo de entrada da pá de 30° e um ângulo de saída da pá de 11° . O diâmetro da microturbina é de 120 mm (interno), a uma rotação de projeto de 30.925 rpm. O comprimento da pá é de 6,1 mm, com altura 9,2 mm, com espessura 1,2 mm, espaçamento médio entre as palhetas de 5,1 mm. O material selecionado para esse rotor é aço inoxidável 316L, dado que o rotor necessita de menor resistência para utilização com menores rotações. A eficiência isentrópica é 0,8.

Agradecimentos

Agradeço ao professor Eitaro Yamane que possibilitou a conclusão desse trabalho. Agradeço também a todos os professores da Escola Politécnica que participaram de minha formação. Agradeço à minha família e amigos que me incentivaram durante todo esse tempo.

Referências

- Boyce, M. P., “Gas Turbine Engineering Handbook”, Gulf Professional Publishing, 3rd edition, 2006, pp. 3-109, 336-353.
- Lee, J. F., “Theory and Design of Steam and Gas Turbine”, McGRAW-HILL BOOK COMPANY, INC., Estados Unidos, 1954, pp. 28-46, 89-111, 181-308.
- Saravamuttoo, H. I. H., Rogers, G. F. C., Cohen, H., “Gas Turbine Theory”, Prentice Hall, 5th edition, 2001, pp. 305-373.

Basic Project of a 5kW Gas Microturbine

Marcelo Yutaka Nagayama

marceloyn@gmail.com

Abstract. This dissertation is about a basic project of a turbine of a 5kW gas microturbine with a regenerator. This power is enough to a common residence, because of the possibility of using the exhaust gas in cogeneration.

Currently, there is a crescent necessity of energy generators that makes the energy distribution net more reliable. The 2001's energy crisis and its consequences turned it more evident. This dissertation intent to obtain all dimensions of a turbine of a 5kW gas microturbine, to satisfy the necessity of the most commons residences.

Keywords. *microturbine, distributed generation, gas turbine*