

MODELAGEM TERMODINÂMICA DE UMA MICROTURBINA A GÁS

Giuliano Gardolinski Venson

Universidade Federal de Minas Gerais. Depto. de Eng. Mecânica. Avenida Antônio Carlos 6627, Campus Universitário
Belo Horizonte, Minas Gerais, Brasil. CEP 31270-901
venson@ufmg.br

José Eduardo Mautone Barros

Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais. Depto. de Ensino Superior. Avenida Amazonas 7675, Nova Gameleira
Belo Horizonte, Minas Gerais, Brasil. CEP 30510-000
mautone@des.cefetmg.br

Josemar Figueiredo Pereira

Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais. Depto. de Eng. Elétrica. Avenida Amazonas 7675, Nova Gameleira
Belo Horizonte, Minas Gerais, Brasil. CEP 30510-000
josemar_cefet@yahoo.com.br

Resumo. Neste trabalho é apresentada a modelagem de sistema de geração de energia do tipo microturbina a gás. Uma microturbina consiste de uma pequena central termoelétrica, empregada para geração combinada de eletricidade e calor. A unidade é composta de um gerador elétrico ligado coaxialmente a um turbocompressor, o qual é acionado por um queimador de combustível. O sistema incorpora ainda um regenerador de ar, usado para pré-aquecer o ar de combustão, e um trocador de calor, para aquecimento de água. O objetivo da modelagem é a obtenção da curva de desempenho elétrico e dos limites operacionais da microturbina em função das condições de operação dos seus subsistemas. A modelagem é baseada na primeira lei da termodinâmica, com modelos específicos para cada componente. Na câmara de combustão é empregado um modelo que leva em consideração as propriedades de injeção do combustível, como pressão e temperatura. No turbocompressor utiliza-se um modelo semi-empírico baseado na equação de Euler modificada. No regenerador de ar e no trocador de calor são utilizados os métodos da diferença de temperatura média logarítmica. Para alguns componentes foram utilizados valores de referência obtidos através da modelagem do desempenho de uma microturbina comercial. Os resultados para uma nova microturbina em desenvolvimento, baseada em turbocompressores automotivos, indicam uma potência elétrica nominal de 38 kW, com eficiência elétrica de 33% e eficiência global de 73%.

Palavras chave: microturbina a gás, modelagem termodinâmica, mapas de desempenho, turbocompressores.

1. INTRODUÇÃO

Os principais sistemas geradores de energia elétrica empregados atualmente no Brasil são motores de combustão interna do tipo Diesel. Estes sistemas geralmente são empregados somente em casos de falta de energia da rede, atuando como um sistema “no-break”, visto que o custo de operação destes é muito elevado.

Novas tecnologias vêm sendo apresentadas no mercado, como por exemplo, as microturbinas a gás. As microturbinas possuem a vantagem de operarem com uma grande variedade de combustíveis gasosos, entre eles o gás liquefeito de petróleo, o gás natural e o biogás, e com pequenas modificações, operarem com combustíveis líquidos, como a gasolina, o álcool e o próprio óleo diesel. A grande vantagem das microturbinas a gás, quando comparadas a outros tipos de geradores de mesma potência, é que estas apresentam custo de operação inferior, podendo chegar a metade do preço.

Neste contexto, surgiu a idéia de se desenvolver uma microturbina com tecnologia nacional, baseada em turbocompressores automotivos, tendo como finalidade a redução do custo de comercialização, tornando este equipamento competitivo com os outros tipos de geradores.

Uma microturbina consiste de uma pequena central termelétrica, destinada à produção de eletricidade e calor. O sistema é composto de um gerador elétrico ligado coaxialmente a um conjunto turbocompressor, o qual é acionado por queimador de combustível. A energia química proveniente do combustível é transformada em energia térmica no queimador, ou câmara de combustão. Uma parcela da energia térmica é transformada em energia mecânica no turbocompressor. O gerador elétrico acoplado ao turbocompressor transforma a energia mecânica em energia elétrica.

A energia térmica remanescente é aproveitada na forma de calor, para pré-aquecimento do ar de combustão através de um regenerador de ar, e para aquecimento de água em um trocador de calor. A presença do trocador de calor é necessária afim de que a microturbina atenda a critérios de eficiência energética estabelecidos pela Agência Nacional de Energia Elétrica, ANEEL, através da Resolução 21, de 21 de janeiro de 2000. Deste modo, uma microturbina a gás é considerada um equipamento de cogeração de energia.

Com a modelagem termodinâmica de um sistema baseado em turbinas a gás automotivas será possível obter a curva de desempenho elétrico e os limites operacionais da microturbina, em função das condições de operação dos seus subsistemas.

A Figura 1 apresenta as principais partes constituintes do sistema e o esquema de funcionamento. A Figura 2 apresenta os principais modelos comerciais de microturbinas, as quais utilizam o gás natural como combustível, com suas principais características operacionais.

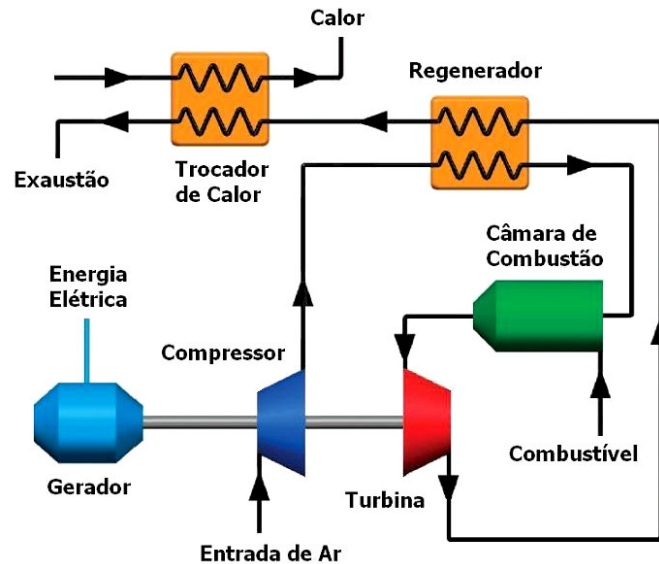


Figura 1. Esquema de Funcionamento de uma Microturbina a Gás

Tabela 1. Microturbinas Comerciais

| marca e modelo | potência elétrica (kW) | capacidade térmica líquida (kW) | consumo de combustível (m ³ /h) |
|--------------------|------------------------|---------------------------------|--|
| Capstone C330 | 30 | N/D | 10,72 |
| Capstone C65 | 65 | 112 | 22,63 |
| Turbec T100 | 100 | 167 | 35,49 |
| Elliott TA-100 | 100 | 172 | 36,54 |
| Cummins GTAB-60 | 60 | N/D | 24,08 |
| Bowman TG80RC-G | 80 | 136 | 31,80 |
| Ingersoll Rand 70L | 70 | N/D | N/D |
| UTC Power 60M | 60 | 110 | 23,92 |

2. MODELAGEM TERMODINÂMICA DA MICROTURBINA

A modelagem termodinâmica da microturbina é baseada na primeira lei da termodinâmica, com modelos específicos para cada componente. A equação da primeira lei para um volume de controle é obtida de Wark (1999):

$$\dot{Q} = \sum \dot{m}_s \cdot \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + g \cdot z_s \right) - \sum \dot{m}_e \cdot \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + g \cdot z_e \right) + \dot{W} \quad (1)$$

Desprezando as parcelas de energia cinética e energia potencial, a Eq. (1) reescreve-se na seguinte forma:

$$\dot{Q} = \dot{m}_s \cdot h_s - \dot{m}_e \cdot h_e + \dot{W} \quad (2)$$

Onde \dot{Q} é a quantidade de energia transferida para o fluido de trabalho em kW, \dot{m} é a vazão mássica em kg/s, h é a entalpia do fluido em kJ/kg e \dot{W} é o trabalho produzido pelo fluido de trabalho em kW. Os índices “E” e “S” referem-se respectivamente as propriedades na entrada e saída do volume de controle.

2.1. Câmara de Combustão

A câmara de combustão consiste de um equipamento térmico no qual a mistura ar-combustível é queimada. A energia química proveniente do combustível é transformada em energia térmica no escoamento de ar através do processo de combustão.

Na modelagem da câmara de combustão foi considerada a condição de queima estequiométrica do combustível na zona primária do queimador. A quantidade de ar, e conseqüentemente de combustível, que participam da reação de combustão são definidas através da razão de “by-pass” do queimador. Esta razão corresponde à parcela de ar que é desviada da sua zona primária em relação à não desviada.

Consideram-se ainda as propriedades de injeção de combustível, como pressão e temperatura, para definir o poder calorífico inferior do combustível na base mássica, calculando assim a energia gerada pela combustão. O combustível utilizado na modelagem é o gás natural, com poder calorífico inferior de 61.200 kJ/kg.

A equação resultante para o modelo da câmara de combustão é a seguinte:

$$\frac{\dot{m}_{AR} \cdot B \cdot PCI}{RAC} = \dot{m}_{AR} \cdot (h_{AR,S} - h_{AR,E}) \quad (3)$$

Onde \dot{m}_{AR} é a vazão mássica de ar em kg/s, B é a razão de by-pass da câmara, PCI é o poder calorífico inferior do combustível em kJ/kg, RAC é a razão ar-combustível estequiométrica de combustão do combustível e $h_{AR,S}$ e $h_{AR,E}$ são respectivamente as entalpias do ar em kJ/kg na saída e entrada da câmara.

O consumo de combustível é geralmente expresso em Nm³/h. Este valor pode ser calculado através da razão entre a vazão mássica de gás em kg/s e a densidade normal do combustível em kg/Nm³, calculada nas condições ISA de pressão e temperatura.

2.2. Turbocompressor

Para a modelagem do conjunto turbocompressor utiliza-se um modelo semi-empírico baseado na equação de Euler modificada, apresentada por Wardil (2004). Este modelo gera as curvas características de operação do compressor e da turbina, também chamadas mapas de desempenho, a partir de suas características geométricas.

Os mapas de desempenho delimitam a região de operação estável destes sistemas, relacionando a razão de compressão e razão de expansão, respectivamente, com a vazão mássica, rotação e eficiência politrópica. A região de operação do compressor é limitada à esquerda pela linha de purga, que corresponde ao limite de fluxo reverso, e a direita pela linha de entupimento, que ocorre devido à formação de escoamento sônico no rotor. Para a turbina não existe a linha de purga, existindo somente o limite de entupimento do rotor.

Os valores de vazão mássica e rotação apresentados nos mapas de desempenho são corrigidos em função das pressões e temperaturas reais de entrada e das condições ISA através das respectivas equações:

$$\dot{m}_{CORR} = \dot{m}_{REAL} \cdot \sqrt{\frac{T_{REAL}/T_{ISA}}{P_{REAL}/P_{ISA}}} \quad (4)$$

$$N_{CORR} = N_{REAL} \cdot \sqrt{\frac{T_{ISA}}{T_{REAL}}} \quad (5)$$

Onde \dot{m}_{REAL} é a vazão mássica real em kg/s, N_{REAL} é a rotação real do turbocompressor em rpm, T_R e T_{ISA} são respectivamente a temperatura real de entrada e a temperatura ISA em K e P_{REAL} e P_{ISA} são respectivamente a pressão absoluta real de entrada e a pressão ISA em kPa.

Para relacionar a razão de temperatura com a razão de pressão e eficiência politrópica do compressor e turbina, são utilizados respectivamente as seguintes equações:

$$\tau_C = \pi_C^{\frac{\gamma-1}{\gamma \eta_c}} \quad (6)$$

$$\frac{1}{\tau_T} = \frac{1}{\pi_T} \eta_T^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (7)$$

Onde τ é a razão de temperatura (definida pela divisão da temperatura de saída pela de entrada), π é a razão de compressão ou expansão (definida pela divisão da pressão absoluta de saída pela de entrada), γ é razão entre os calores específicos do ar e η é a eficiência politrópica. Os índices C e T referem-se às condições no compressor e a na turbina respectivamente.

2.3. Regenerador de Ar e Trocador de Calor

Na modelagem do regenerador de ar e do trocador de calor ar-água é utilizada a primeira lei, considerando que os sistemas operam de forma adiabática. A quantidade de energia retirada do fluido quente, em ambos os casos o gás de exaustão, é transferida para o fluido frio, que no caso do regenerador de ar é o ar de combustão e no trocador de calor é a água. As equações que descrevem o regenerador de ar e o trocador de calor são respectivamente:

$$\dot{m}_{RF} \cdot (h_{RF,E} - h_{RF,S}) = \dot{m}_{RQ} \cdot (h_{RQ,E} - h_{RQ,S}) \quad (8)$$

$$\dot{m}_{TF} \cdot c_p \cdot (T_{TF,S} - T_{TF,E}) = \dot{m}_{TQ} \cdot (h_{TQ,E} - h_{TQ,S}) \quad (9)$$

Onde c_p é o calor específico da água em J/kg.K Os índices RF , RQ , TF e TQ referem-se respectivamente as condições na parte fria do regenerador, na parte quente do regenerador, na parte fria do trocador e na parte quente do trocador. O subíndices “E” e “S” referem-se respectivamente as condições de entrada e saída nos subsistemas.

A quantidade de energia transferida de um fluido para outro pode ser calculada também em função da área de troca de calor e de um coeficiente global de transferência de calor:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot LMTD \quad (10)$$

Onde U é o coeficiente global de transferência de calor entre os fluidos em $W/m^2.K$, A é área total de troca de calor e $LMTD$ é a diferença logarítmica média de temperatura em K, calculada através da Eq. (11):

$$LMTD = \frac{T_{RQ,S} - T_{RQ,E} + T_{RF,S} - T_{RF,E}}{\ln \left(\frac{T_{RQ,S} - T_{RF,E}}{T_{RQ,E} - T_{RF,S}} \right)} \quad (11)$$

O valor do coeficiente U para cada caso não é exato, sendo alterado em função do grau de incrustação e sujeira nas paredes dos trocadores de calor. Utiliza-se como referência para o coeficiente global ar-ar o valor de $150 W/m^2.K$. Para o coeficiente ar-água utiliza-se o valor de $350 W/m^2.K$.

2.4. Eficiências da Microturbina

A eficiência térmica do ciclo termodinâmico aplicado a turbinas a gás com sistema regenerativo de ar de combustão, no caso o ciclo Brayton regenerativo, pode ser calculado através da Eq. (12), de Wark (1999). Essa eficiência também é definida também como sendo a eficiência elétrica da microturbina.

$$\eta_{TÉR,CICLO} = \frac{\dot{Q}_T - \dot{Q}_C}{\dot{Q}_{CC}} \quad (12)$$

Onde \dot{Q}_T é a potência gerada na turbina em kW, \dot{Q}_C é a potência de acionamento do compressor em kW e \dot{Q}_{CC} é a potência gerada na combustão em kW.

Introduz-se uma equação adicional para a eficiência térmica do trocador de calor ar-água, com base na energia aproveitada para aquecimento de água e na energia liberada na combustão, definida por:

$$\eta_{TÉR,TROCADOR} = \frac{\dot{Q}_{TC}}{\dot{Q}_{CC}} \quad (13)$$

A eficiência global da microturbina é soma das eficiências térmicas anteriores, calculada por:

$$\eta_{GLOBAL} = \eta_{TÉR,CICLO} + \eta_{TÉR,TROCADOR} \quad (14)$$

2.5. Critérios de Eficiência Energética da ANEEL

Segundo a Resolução 21, de 21 de janeiro de 2000, da Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL), as centrais termelétricas de cogeração devem atender a requisitos de eficiência energética de acordo com as inequações abaixo:

$$E_T \geq 0,15.E_C \quad (15)$$

$$F_C \leq \frac{E_E + \frac{E_T}{X}}{E_C} \quad (16)$$

Onde E_C é a taxa de energia liberada pelo combustível através da combustão em kW, E_T a taxa de energia térmica aproveitada pela central de cogeração (também chamada de capacidade térmica líquida) em kW, E_E é a potência elétrica em kW, F_C o fator de cogeração e X é um fator de ponderação para a energia térmica. Os valores de F_C e X são tabelados em função da potência elétrica instalada e do combustível, conforme Tab 2.

Tabela 2. Critérios de Eficiência Energética da ANEEL

| potência elétrica instalada | derivados de petróleo, gás natural e carvão | | demais fontes | |
|---|---|----------------|---------------|----------------|
| | X | F _C | X | F _C |
| inferior ou igual a 5 MW | 2,00 | 0,47 | 2,50 | 0,32 |
| superior a 5 MW e inferior ou igual a 20 MW | 1,86 | 0,51 | 2,14 | 0,37 |
| superior a 20 MW | 1,74 | 0,54 | 1,88 | 0,42 |

3. MODELAGEM DE UMA MICROTURBINA COMERCIAL

Para a modelagem de uma nova microturbina a gás, baseada em turbocompressores automotivos, utiliza-se dados de desempenho de uma microturbina a gás disponível comercialmente. O modelo escolhido para análise é microturbina da marca Capstone modelo C330, com potência nominal de 30 kW. Os dados de desempenho usados como referências para a modelagem são valores apresentados no catálogo do fabricante, mostrados na Tab. 3, e dados de desempenho obtidos de Mendes Neto (2003), mostrados na Tab. 4.

Tabela 3. Desempenho da Microturbina Capstone C330 obtidos do Catálogo do Fabricante

| parâmetro | valor |
|--|--------|
| potência elétrica líquida (kW) | 30 ± 2 |
| vazão mássica de combustível (m ³ /h) | 10,72 |
| pressão de injeção de combustível (kPa) | 366 |
| rotação do conjunto turbocompressor (rpm) | 96.000 |

Tabela 4. Dados de Desempenho da Microturbina Capstone C330 (Mendes Neto, 2004)

| parâmetro | câmara de combustão | compressor | turbina | regenerador de ar | |
|----------------------------|---------------------|------------|---------|-------------------|--------------|
| | | | | parte fria | parte quente |
| vazão mássica de ar (kg/s) | 0,295 | 0,295 | 0,304 | 0,295 | 0,302 |
| temperatura de entrada (K) | 697 | 288 | 1.014 | 423 | 693 |
| temperatura de saída (K) | 1.014 | 423 | 797 | 797 | 534 |
| pressão de entrada (kPa) | 316,3 | 101,3 | 310,1 | 322,6 | 316,3 |
| pressão de saída (kPa) | 310,1 | 322,6 | 103,4 | 103,4 | 101,3 |

A partir dos valores obtidos nas Tabs. 3 e 4 aplicam-se as Eqs. (3) a (14) para determinação de alguns parâmetros característicos de operação dos subsistemas da microturbina comercial, os quais são mostrados na Tab. 5.

Tabela 5. Dados de Desempenho Obtidos a partir da Modelagem

| parâmetro | valor |
|---|-------|
| razão de by-pass da câmara de combustão | 50% |
| eficiência térmica da câmara de combustão | 97% |
| área do regenerador de ar (m ²) | 5,15 |
| perda de pressão nos subsistemas | 2% |

4. MODELAGEM DE UMA MICROTURBINA BASEADA EM TURBOCOMPRESSORES AUTOMOTIVOS

Para a modelagem de uma nova microturbina baseada em turbocompressores automotivos escolheu-se dois conjuntos comerciais para análise. Como os compressores automotivos são projetados para consumir toda a potência de eixo produzida pela turbina, escolhe-se um compressor com dimensões inferiores às da turbina a fim de possibilitar um aumento da energia disponível no eixo. O conjunto adotado foi o compressor modelo K-24 com a turbina 4LGZ, ambos da marca BorgWarner. Os mapas de desempenho e eficiências do compressor e da turbina, obtidas através de Wardil (2004), são apresentados a seguir.

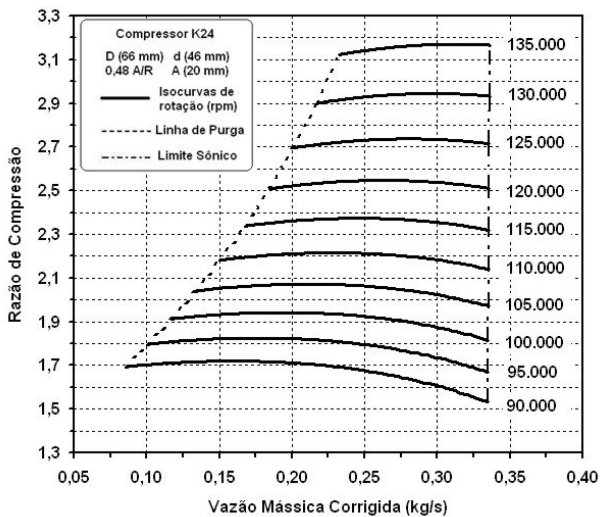


Figura 2. Mapa de Desempenho do Compressor

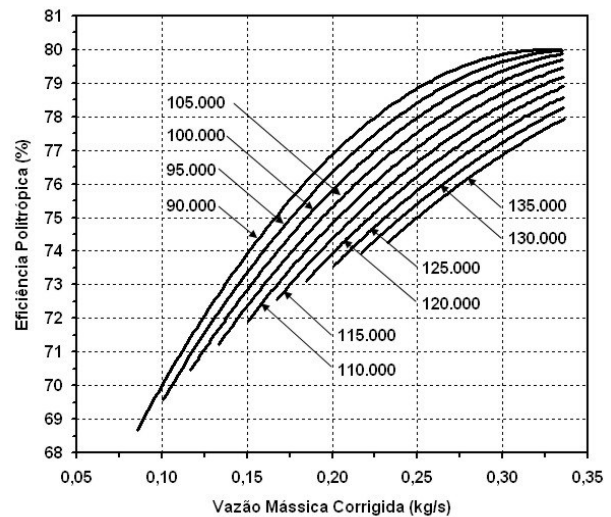


Figura 3. Mapa de Eficiências do Compressor

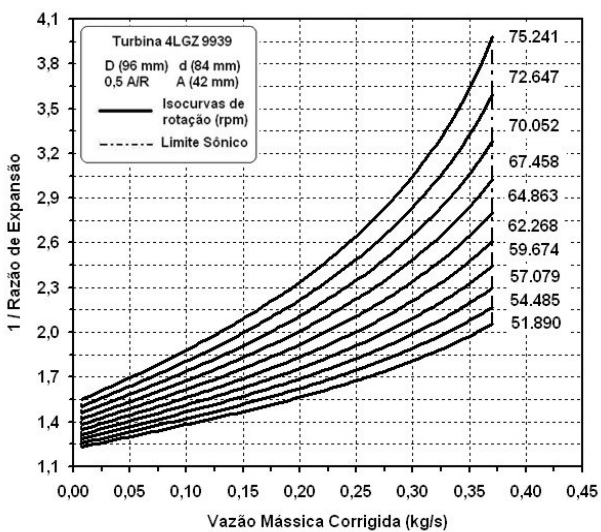


Figura 4. Mapa de Desempenho da Turbina

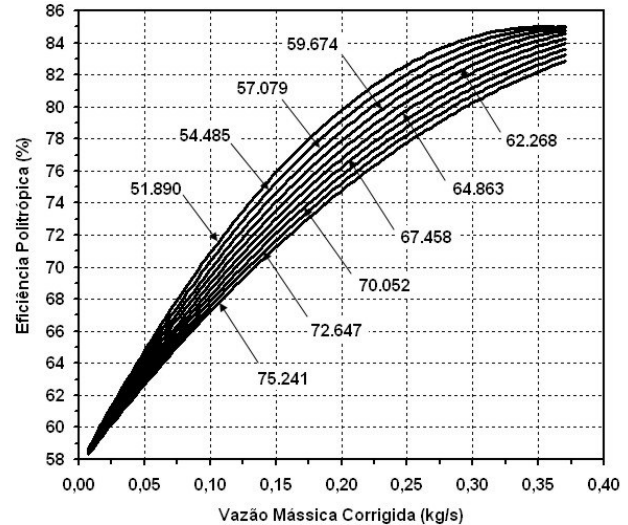


Figura 5. Mapa de Eficiências da Turbina

4.1. Desempenho Nominal da Microturbina

Utilizando como referência os valores de desempenho da microturbina Capstone C330, obtidos na Tab. 4, e os mapas de desempenho e eficiências do compressor e da turbina, realizam-se modelagens na câmara de combustão, no turbocompressor e no regenerador de ar para uma nova microturbina. Considera-se que o valor de potência elétrica da microturbina equivale ao valor de potência disponível no eixo do turbocompressor, ou seja, a potência gerada pela turbina subtraída da potência de acionamento do compressor. No caso do trocador de calor, como não foi disponibilizada nenhuma informação a respeito do comportamento deste na versão comercial, a modelagem foi realizada de forma iterativa até que a nova microturbina atendessem aos critérios de eficiência energética da ANEEL. Os resultados nominais de desempenho, obtidos a partir das modelagens termodinâmicas, são mostrados nas Tabs. 6 a 8. As eficiências da microturbina são mostradas na Tab. 9 e a verificação dos critérios de eficiência energética na Tab. 10.

Tabela 6. Desempenho da Câmara de Combustão

| parâmetro | valor |
|-----------------------------|--------|
| vazão de ar (kg/s) | 0,28 |
| razão de diluição | 52% |
| vazão de combustível (kg/s) | 0,0081 |
| pressão de injeção (kPa) | 334 |
| temperatura de entrada (K) | 801 |
| temperatura de saída (K) | 1.172 |
| pressão de entrada (kPa) | 292,1 |
| pressão de saída (kPa) | 286,3 |
| eficiência do queimador | 97% |
| potência líquida (kW) | 116,4 |

Tabela 7. Desempenho do Turbocompressor

| parâmetro | compressor | turbina |
|------------------------------|------------|---------|
| vazão de ar (kg/s) | 0,28 | 0,2881 |
| vazão de ar corrigida (kg/s) | | 0,3457 |
| temperatura de entrada (K) | 288 | 1.172 |
| temperatura de saída (K) | 431 | 932 |
| pressão de entrada (kPa) | 101,3 | 286,3 |
| pressão de saída (kPa) | 298,1 | 109,7 |
| rotação (rpm) | 130.000 | 130.000 |
| rotação corrigida (rpm) | | 64.443 |
| eficiência politrópica | 76% | 83% |
| potência líquida (kW) | 40,1 | 78,2 |

Tabela 8. Desempenho dos Trocadores de Calor

| parâmetro | regenerador de ar | | trocador de calor | |
|----------------------------|-------------------|------------|-------------------|--------------|
| | parte fria | parte fria | parte fria | parte quente |
| vazão de ar/água (kg/s) | 0,28 | 0,28 | 0,28 | 0,2881 |
| temperatura de entrada (K) | 431 | 288 | 288 | 568 |
| temperatura de saída (K) | 801 | 323 | 323 | 410 |
| pressão de entrada (kPa) | 298,1 | - | - | 107,5 |
| pressão de saída (kPa) | 292,1 | - | - | 105,4 |
| potência líquida (kW) | N/A | | 46,8 | |

Tabela 9. Eficiências da Microturbina

| parâmetro | valor |
|--|-------------|
| potência da turbina (kW) | 78,2 |
| potência do compressor (kW) | 40,1 |
| potência da microturbina (kW) | 38,1 |
| potência da câmara de combustão (kW) | 116,4 |
| capacidade térmica líquida (kW) | 46,8 |
| eficiência elétrica (eficiência térmica do ciclo) | 33% |
| eficiência térmica do trocador de calor | 40% |
| eficiência global da microturbina | 73% |

Tabela 10. Verificação dos Critérios de Eficiência Energética

| parâmetro | valor |
|---------------------------------------|------------------|
| tipo de combustível | gás natural |
| fator de ponderação (X) | 2,00 |
| critério de eficiência térmica | > 0,15 |
| obtido para a microturbina | 0,30 |
| critério geral de cogeração | > 0,47 |
| obtido para a microturbina | 0,53 |

4.2. Desempenho Estático da Microturbina na Rotação Nominal

A potência elétrica da microturbina esta diretamente relacionada com a carga elétrica que lhe é solicitada pelos equipamentos externos ligados a ela. Considerando que esta carga elétrica varia no tempo, é necessário conhecer o intervalo de pontos de operação possíveis para a microturbina, quando esta operando em potências parciais. Para esta análise adota-se a condição de operação sempre na mesma rotação da potência elétrica nominal, 130.000 rpm.

A estratégia de controle adotada é a variação da vazão mássica de ar (e conseqüentemente a vazão mássica de combustível) visto que todos os outros parâmetros estão atrelados a esta. As restrições físicas para a modelagem são a pressão e temperatura de exaustão (que necessariamente devem ser maiores que os valores na entrada do compressor) bem como os pontos de operação do compressor e da turbina, os quais devem estar dentro da região de operação estável, mostrados nos respectivos mapas de desempenho.

O comportamento da potência elétrica da microturbina em função da vazão mássica de ar é mostrado na Fig. 6. Nas Figuras 7 e 8 são mostrados os pontos de operação do compressor e da turbina para as diferentes condições de operação da microturbina.

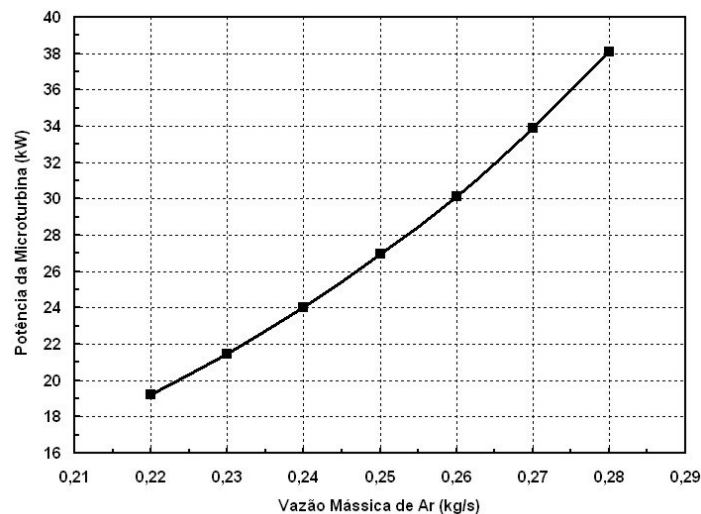


Figura 6. Potência Elétrica em Função da Vazão Mássica de Ar

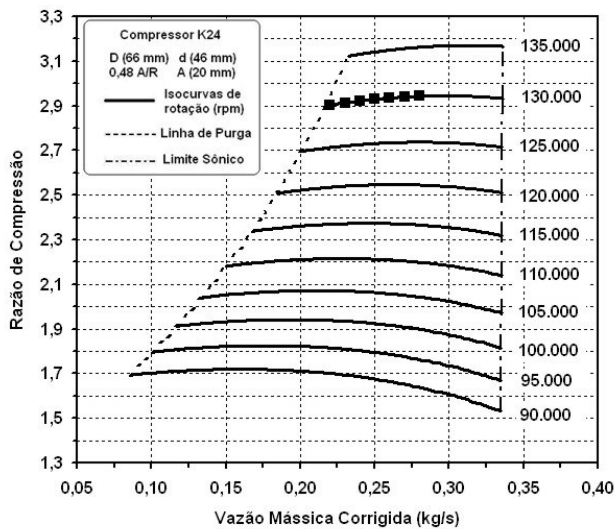


Figura 7. Pontos de Operação do Compressor

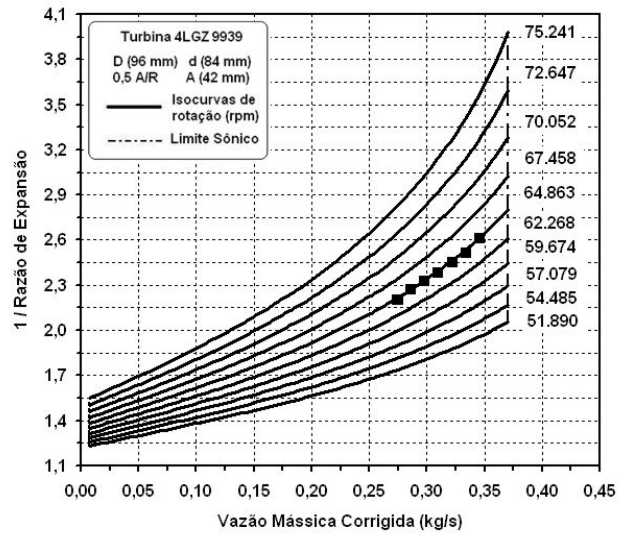


Figura 8. Pontos de Operação da Turbina

5. COMPARAÇÃO DE DESEMPENHO ENTRE AS MICROTURBINAS

Na Tabela 11 é apresentada uma comparação de desempenho entre a microturbina baseada em turbocompressores automotivos e a microturbina comercial Capstone C330. Os custos específicos de operação dos sistemas são calculados em função do preço do combustível gás natural, considerado em 0,85 R\$/m³ conforme tarifa da GASMIG, com referência ao mês de dezembro de 2005.

Tabela 11. Comparação de Desempenho da Microturbina Comercial e a Microturbina baseada em Turbocompressores Automotivos

| parâmetro | Microturbina Capstone 330 | Microturbina Nova |
|--|---------------------------|-------------------|
| potência elétrica nominal (kW) | 30 | 38,1 |
| potência da câmara de combustão (kW) | 103,5 | 116,4 |
| eficiência elétrica | 28% | 33% |
| vazão de ar (kg/s) | 0,30 | 0,28 |
| rotação do turbocompressor (rpm) | 96.000 | 130.000 |
| pressão de operação do turbocompressor (kPa) | 310,1 | 292,1 |
| temperatura de exaustão, sem o trocador de calor (K) | 534 | 568 |
| temperatura de exaustão, com o trocador de calor (K) | N/D | 410 |
| consumo de combustível (Nm ³ /h) | 10,72 | 12,89 |
| custo de operação (R\$/h) | 9,11 | 10,96 |
| custo específico de operação (R\$/kW.h) | 0,28 | 0,29 |

6. CONCLUSÕES

Os critérios utilizados para modelagem do desempenho termodinâmico de uma nova microturbina, baseada em turbocompressores automotivos, se mostrou eficiente para determinação da potência disponível no eixo do turbocompressor. Por utilizar modelos simplificados para os subsistemas, a modelagem apresenta baixa carga computacional.

Com a modelagem conseguiu-se obter uma microturbina com potência elétrica nominal de 38 kW, com eficiência elétrica de 33%, eficiência térmica do trocador de calor de 40% e eficiência global de 73%. O custo específico de operação para a microturbina é da ordem dos 0,29 R\$/kW.h. A utilização da configuração de turbocompressores automotivos modificados permite a microturbina operar em cargas parciais. O limite inferior para a potência elétrica da microturbina equivale a 52% (cinquenta e dois por cento) do valor nominal.

Uma das limitações do modelo é que este deve ser realizado ponto-a-ponto. A partir da modelagem consegue-se obter possíveis pontos de operação estáticos para o sistema. Entretanto, não são analisados parâmetros dinâmicos dos sistemas, os quais podem alterar o comportamento operacional da microturbina.

A microturbina atende aos critérios de eficiência energética da ANEEL na sua condição nominal de operação. Um dos parâmetros importantes da análise de desempenho é o custo específico de operação. Em comparação com uma microturbina comercial, a nova microturbina apresenta praticamente o mesmo custo específico de operação, com a vantagem de ter uma potência elétrica instalada 26% (vinte e seis) maior.

7. AGRADECIMENTOS

À Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Minas Gerais, através do apoio financeiro através do projeto FAPEMIG/FINEP EDT 1647/04.

8. REFERÊNCIAS

- BorgWarner Turbo Systems. Disponível em <www.turbodrive.com>. Acesso em: 16 jun. 2006.
- Bowman Power. Disponível em <www.bowmanpower.co.uk >. Acesso em: 16 jun. 2006.
- Capstone Turbine Corporation. Disponível em <www.microturbine.com>. Acesso em: 16 jun. 2006.
- Cummins Power. Disponível em <www.cumminspowergeneration.com>. Acesso em: 16 jun. 2006.
- Elliott Energy Systems. Disponível em <www.elliottmicroturbines.com>. Acessado em maio de 2006
- GASMIG, Companhia de Gás de Minas Gerais. Disponível em <www.gasmig.com.br>. Acesso em: 20 abr. 2006.
- Ingersoll Rand Power Works. Disponível em <www.irenergysystems.com>. Acesso em: 16 jun. 2006.
- Mendes Neto, L. “Projeto Preliminar de uma Câmara de Combustão de Microturbina a Gás Operando com Gás Natural e sua Modificação para Gás de Baixo Poder Calorífico”, 2003. Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, Brasil, 131p. (Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica).
- Turbec. Disponível em < www.turbec.com/products/products.htm >. Acesso em: 16 jun. 2006.
- UTC Power. On-line, disponível em <www.utcpower.com>. Acesso em: 16 jun. 2006.
- Wardil, G. O. “Modelo Semi-Empírico para Obtenção dos Mapas de Fluxo de Turbinas e Compressores Automotivos”, 2004. Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, Brasil, 149p. (Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica).
- Wark, K. Richards D. E. “Thermodynamics”, 1999. 6th ed. New York: McGraw-Hill, 1026p.
- Wardil, G. O. “Modelo Semi-Empírico para Obtenção dos Mapas de Fluxo de Turbinas e Compressores Automotivos”, 2004. Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, Brasil, 149p. (Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica).
- Wark, K. Richards D. E. “Thermodynamics”, 1999. 6th ed. New York: McGraw-Hill, 1026p.

THERMODYNAMIC MODELING OF A GAS MICROTURBINE POWER SYSTEM

Giuliano Gardolinski Venson

Federal University of Minas Gerais. Mechanical Engineering Department. Antônio Carlos Avenue 6627
Belo Horizonte, Minas Gerais, Brasil. Zip-Code: 31270-901
venson@ufmg.br

José Eduardo Mautone Barros

Federal Center of Technological Education of Minas Gerais. Amazonas Avenue 7675, Nova Gameleira
Belo Horizonte, Minas Gerais, Brasil. Zip-Code: 30510-000
mautone@des.cefetmg.br

Josemar Figueiredo Pereira

Federal Center of Technological Education of Minas Gerais. Amazonas Avenue 7675, Nova Gameleira
Belo Horizonte, Minas Gerais, Brasil. Zip-Code: 30510-000
josemar_cefet@yahoo.com.br

Abstract

This work presents the modeling of a gas microturbine power generator. The microturbine consists in a small thermo-electrical power unit, design for combined heat and power generation. The unit has an electric generator, coaxially connected with a turbocharger, which one is driven by a fuel burner. The system also incorporates an air regenerator, used for pre-heat the combustion air, and a heat exchanger, used for water heating. The objective of the modeling is the attainment of the electrical performance and the operational limits for the microturbine in function of the subsystems operational conditions. The modeling is based on the first law of the thermodynamic, using specific models for each component. In the combustion chamber is used a model that takes the fuel injection

properties, as absolute pressure and temperature. A semi-empirical model, based in the modified Euler equation, is used in the turbocharger. In the air regenerator and heat exchanger, the method of mean logarithmic temperature difference is used. Through the modeling of a commercial microturbine, reference values obtained were used in some subsystems of a new microturbine. The results for this new microturbine in development, based in automotive turbochargers, indicate a nominal electrical power of 38 kW with electrical efficiency of 33% and global efficiency of 73%.

Keywords: gas microturbine, thermodynamic modeling, performance maps, turbocharger.