

7

Bibliografia

1. XIRADAKIS, N.; LI, Y. G. Gas Turbine and Sensor Fault Diagnosis with Nested Artificial Neural Networks. **ASME Turbo Expo**, Vienna, Austria, 14-17 June 2004. 351-359.
2. DIAKUNCHAK, I. S. Performance Deterioration in Industrial Gas Turbines. **ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v. 114, n. 2, p. 161-168, Abril 1992.
3. OGAJI, S. O. T.; SINGH, R. Advanced Engine Diagnostics using Artificial Neural Networks. **Applied Soft Computing**, v. 3, n. 3, p. 259-271, November 2003.
4. GHOREYSHI, M. . P. P. . R. K. W. Diagnostics of a Small Jet Engine – Neural Networks Approach (GT2005-68511). **ASME TURBOEXPO**, Reno, Nevada, USA, 6-9 June 2005. 629-637.
5. LI, Y. G. Performance Analysis Based Gas Turbine Diagnostics: A Review. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy**, 216, 2005. 363-377.
6. OGAJI, S. O. T. et al. Parameter Selection for Diagnosing a Gas-Turbine's Performance-Deterioration. **Applied Energy**, Setembro 2002. 25-46.
7. BOYCE, M. P. **Gas Turbine Engineering Handbook**. 2nd Edition. ed. Houston: Gulf Professional Publishing, 2002. 709 p.
8. RESEARCH AND TECHNOLOGY ORGANISATION. **Performance Prediction and Simulation of Gas Turbine Engine Operation for Aircraft, Marine, Vehicular and Power Generation, RTO-TRAVT-036**. NATO. [S.l.], p. 652. 2007. (ISBN 978-92-837-0061-6).
9. HOU, F. **Development of a Neural Network Fault Diagnostic System for Gas Turbine Engine - MSc Thesis**. Cranfield University.

- [S.I.], p. 138. 2007.
10. ROBERTS, N. H. . H. D. F. . G. F. F. . V. W. E. **Fault Tree Handbook**. [S.I.]: [s.n.], 1981.
 11. GEYMAYR, J. A. B. . E. N. F. F. Fault-Tree Analysis: A Knowledge-Engineering Approach. **IEEE Transactions on Reliability**, v. 44, n. 1, p. 37-45, March 1995. ISSN ISSN: 0018-9529.
 12. DE LIMA, F. J. . G. C. Uma Proposta de Arquitetura de Sistema de Proteção de Planta Nuclear do Tipo PWR. **IEEE Latin America Transactions**, v. 4, n. 6, p. 399-402, Dezembro 2006.
 13. MARINAI, L.; PROBERT, D.; SINGH, R. Prospects for Aero Gas Turbine Diagnostics: A Review. **Applied Energy**, Setembro 2004. 109-126.
 14. ZEDDA, M.; SINGH, R. Fault Diagnosis of a Turbofan Engine Using Neural Networks: A Quantitative Approach. **34th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit**, Cleveland, OH, 13-15 July 1998.
 15. DAMBROSIO, L. et al. Feed Foward Neural Network-Based Diagnostic Tool for Gas Turbine Power Plant GT2002-30019. **ASME TURBOEXPO**, Amsterdam, The Netherlands, 3-6 June 2002. 1-7.
 16. SAMPATH, S.; SINGH, R. An Integrated Fault Diagnostics Model Using Genetic Algorithm and Neural Network. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, Janeiro 2006. 49-56.
 17. MATUCK, G. R. et al. Gas Turbine Fault Detection and Isolation Using MPL Artificial Neural Network (GT2007-27987). **ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea, and Air**, Montreal, Canadá, 14–17 May 2007. 803-811.
 18. HAYKIN, S. S. **Neural networks: a comprehensive foundation**. 2nd Edition. ed. New York: Prentice Hall, 1998.
 19. BUENO, E. I. **Utilização de Redes Neurais Artificiais na Monitoração e Detecção de Falhas em Sensores do Reator IEA-R1, IPEM - Dissertação de Mestrado**. Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares (IPEN). São Paulo, p. 111. 2006.

20. HORNIK, K.; STINCHCOMBE, M.; WHITE, H. Multilayer Feedforward Networks are Universal Approximators. **Neural Networks**, v. 2, n. 5, p. 359-366, 1989. ISSN:0893-6080.
21. HORNIK, K. Approximation Capabilities of Multilayer Feedforward Networks. **Neural Networks**, v. 4, n. 2, p. 251-257, 1991.
22. HECHTNIELSEN, R. Kolmogorov's Mapping Neural Network Existence Theorem. **Proceedings of the IEEE International Conference on Neural Networks**, v. 3, p. 11-14, 1987.
23. CASTRO, J. L.; MANTAS, C. J.; BENITEZ, J. M. Neural networks with a continuous squashing function in the output are universal approximators. **Neural Networks**, v. 13, n. 6, p. 561-563, 1987.
24. BRAGA, A. P.; LUDERMIR, T. B.; CARVALHO, A. **Redes Neurais Artificiais - Teoria e Aplicações**. São Paulo: LCT, 2000.
25. SIEMENS WESTINGHOUSE. Net Reference Performance for W501F Econopac.
26. ALVES, M. A. C. **Transitório Não-Adiabático de Turbinas a Gás - Tese de Doutorado**. Instituto Tecnológico da Aeronáutica. Divisão de Engenharia Mecânica-Aeronáutica - ITA/IEM. São José dos Campos, SP, p. 201. 2003.
27. ALVES, M. A. C. **DESTUR (DESEmpenho de TURbinas) - Manual do Programa**. São José dos Campos - SP, p. 23. 2003.
28. DEMUTH, H.; BEALE, M.; HAGAN, M. **Matlab Neural Network Toolbox 6 - User's Guide**. The MathWorks. [S.l.], p. 901. 2009.
29. COHEN, H.; ROGERS, G. F. C.; SARAVANAMUTTOO, H. I. H.. **Gas Turbine Theory**. 4ª Edição. ed. Harlow: Prentice Hall, 2009.
30. LORA, E. E. S.; NASCIMENTO, M. A. R. **Geração Termelétrica: Planejamento, Projetos e Operação**. [S.l.]: Interciência, 2004.
31. FERREIRA, S. B. **Análise das Condições de Operação de Turbinas a Gás Industriais utilizando Biomassa Gaseificada - Dissertação de Mestrado**. Universidade Federal de Itajubá - UNIFEI. Itajubá, MG. 1998.

32. MCBRIDE, B. J.; GORDON, S.; RENO, M. A. **Coefficients for Calculating Thermodynamic and Transport Properties of Individual Species - NASA Report TM-4513**. [S.l.], p. 14. 1993.
33. FIELDING, D.; TOPPS, J. E. C. **Thermodynamic Data for the Calculation of Gas Turbine Performance**. Ministry of Supply - Aeronautical Research Council Reports and Memoranda. United Kingdom, p. 120. 1954.
34. CHASE, M. W. JANAF Thermochemical Tables. **Journal of Physical and Chemical Reference Data**, 1998.
35. LEFEBVRE, A. H. **Gas Turbine Combustion**. 2nd Edition. ed. Ann Arbor, MI: Taylor & Francis, 1998.
36. WALSH, P. .; FLETCHER, P. **Gas Turbine Performance**. 1ª Edição. ed. Berlim: WileyBlackwell, 1998.

Apêndice A

DESTUR (Desempenho de Turbinas)

O DESTUR é um programa computacional desenvolvido para o cálculo do desempenho de turbinas a gás no ponto de projeto, fora do ponto de projeto e em regime transitório desenvolvido por [26].

A seguir será apresentado como o modelo termodinâmico da turbina a gás escolhida para este trabalho foi montado e calibrado.

O Modelo Termodinâmico no DESTUR:

O primeiro passo para simular uma turbina a gás no DESTUR é estruturar a mesma em blocos. Estes blocos são rotinas para simular a ação dos diferentes componentes da máquina, separadamente, resultando como saída informações como potência útil, consumo específico de combustível, detalhes do desempenho individual de cada componente, além das propriedades do gás em diversas estações dentro da turbina.

A Figura 17 ilustra a configuração adotada neste trabalho. Este procedimento facilita a configuração e a inserção dos parâmetros do motor. Os principais componentes modelados são:

- (i) compressor;
- (ii) câmara de combustão e;
- (iii) (iii) turbina.

O primeiro bloco, ENTR, representa as condições ambientais de operação do motor. Os parâmetros como, temperatura e pressão ambiente, além das perdas de pressão causadas pelo filtro de admissão e a vazão mássica de ar.

O segundo bloco, COMP, representa o compressor da turbina a gás.

De maneira análoga ao bloco ENTR, pode-se configurar os parâmetros de operação deste equipamento como, por exemplo, a razão de compressão, a eficiência, a rotação, entre outros.

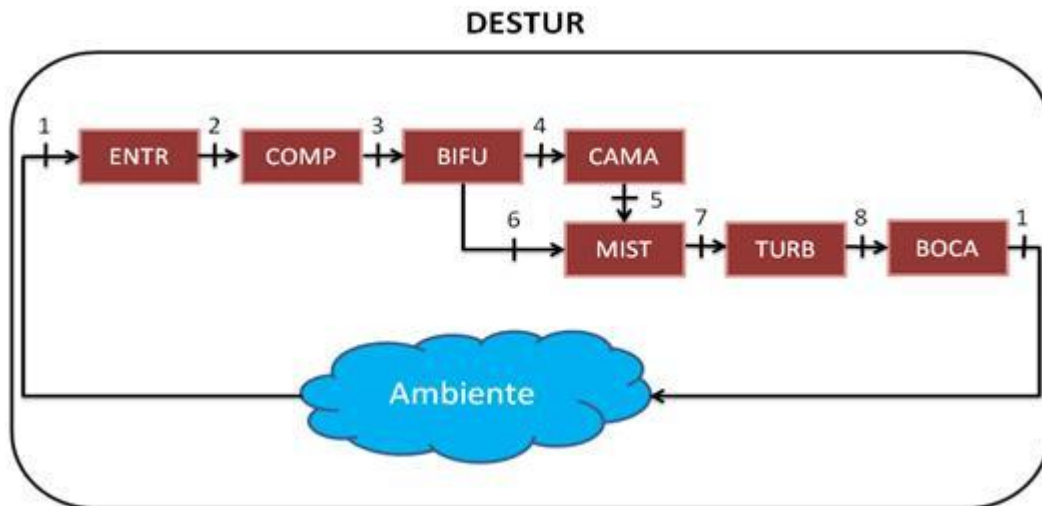


Figura 17 – Ilustração da configuração adotada para simular a turbina a gás industrial.

O bloco BIFU modela a corrente de ar que é extraída no compressor para fins de resfriamento das palhetas da turbina. Uma estimativa correta da corrente de ar extraída do compressor é fundamental para os resultados do modelo de simulação.

O bloco CAMA simula a câmara de combustão, e os principais parâmetros configuráveis são a perda de pressão, a injeção de combustível, a temperatura de saída da câmara e a eficiência da combustão.

O bloco MIST faz o cálculo termodinâmico da mistura entre a corrente de ar extraída do compressor e do gás proveniente da câmara de combustão.

O sexto bloco, TURB, representa a turbina ou expensor do motor. Os parâmetros de entrada são a eficiência, perdas mecânicas, que

ocorrem no mancal, contra pressão na exaustão, rotação e momento de inércia do rotor.

Finalmente, o bloco BOCA calcula as condições de funcionamento de um bocal, levando-se em consideração o seu tipo, convergente ou divergente.

Após a montagem da estrutura da turbina a gás, é necessário configurar os parâmetros de cada equipamento. Esta etapa é a mais importante, e deve ser conduzida de maneira prudente, pois os parâmetros como, por exemplo, as eficiências, possuem grande influência no desempenho da turbina a gás.

Alguns valores são obtidos a partir dos dados fornecidos pelos fabricantes ou dados de catálogos disponíveis na literatura corrente, são eles:

- (i) Vazão mássica de exaustão;
- (ii) Perdas de pressão na entrada;
- (iii) Contra pressão na exaustão;
- (iv) Injeção de combustível;
- (v) Temperatura de exaustão e;
- (vi) Potência gerada.

Onde todos os parâmetros são referentes à condição de projeto da máquina, ou seja, a condição ISO. Os demais parâmetros são, inicialmente, estimados.

Com todos os parâmetros definidos, o modelo pode ser simulado. Procura-se, nesta etapa, atingir o valor de potência fornecido pelo fabricante (referência), ajustando, ou calibrando, alguns dos parâmetros.

Todos os parâmetros entrada são inseridos e modificados no programa através de um arquivo de entrada, como mostra o exemplo a seguir.

Exemplo de arquivo de entrada do programa DESTUR:

ENTR 1 Modelo de Turbina a Gás Industrial

1 2 0. 0. 0. 0.99 447.512 -1.

COMP 2

2 3 16.1 0.88 0.85 1. 3. -1. 1. 3600. -1. -1.

BIFU 3

3 4 9 0.8 0. 1. 0. -1.

OPER 26

1

3. 0. -1.

2. 4. 2.

2. 4. 2.

CAMA 4

4 5 0.06 0.98 1597.47 -1. -1. 1. -1. -1. -1.

MIST 5

9 6 5 -1. -1.

TURB 6

6 7 0.91 0.98 0. 2. 1. 1.0125 0.8 0.6 -1. 1. 10. 3600. -1

BOCA 7

7 1 -1. 0.

TABE 8

8

2 3 3 Pressão de saída do compressor

2 3 4 Temperatura de saída do compressor

1 4 3 Temperatura de saída da câmara de combustão

1 4 4 Vazão de combustível

1 6 7 Potencia útil da turbina

2 7 3 Pressão na exaustão

2 7 4 Temperatura total de saída da turbina

FIM# 35

1 -1

-1 -1

É neste arquivo de entrada (.dat) que onde a turbina a gás é modelada. Este recebe o nome de um bloco, que descreve um dos módulos, físicos ou lógicos, presentes na turbina, seguido do número correspondente da sua estação. Na linha abaixo, são inseridos dados

associados a esse elemento, além de informações sobre o sentido do fluxo de gás.

Para exemplificar, segue o exemplo do primeiro bloco do arquivo de entrada dado como exemplo:

```
ENTR 1      Modelo de Turbina a Gás Industrial  
1 2 0. 0. 0. 0.99 447.512 -1.
```

ENTR 1 representa o módulo ENTRADA correspondendo estação 1 (vide Figura 17). Na linha abaixo, os dois primeiros dados (1 2) indicam que o sentido do fluxo de gás, do bloco de entrada ENTR 1 para o bloco do compressor COMP 2; os demais são dados associados ao bloco, neste caso: altitude; desvio de temperatura estática (usando a Atmosfera Padrão Internacional, ISA); número de MACH de vôo; fator de recuperação de pressão; vazão mássica do ar; indicador do fluido de trabalho.

O programa de simulação gera vários resultados de saídas. Dentre estes, alguns dos mais importantes à análise do desempenho da turbina a gás são:

- (i) Pressão e temperatura na saída do compressor;
- (ii) Consumo de combustível;
- (iii) Potência gerada e;
- (iv) Pressão e temperatura de exaustão.

Com esses valores é possível calcular outros parâmetros de desempenho da turbina a gás como, por exemplo, a eficiência térmica e o *heat rate* do motor.

Os resultados da simulação podem ser obtidos a partir de um arquivo de saída também em .dat, como mostra o exemplo a seguir.

Exemplo de arquivo de saída do programa DESTUR:

CONDICOES NA ENTRADA 1

ALTITUDE	DESV.ISA	MACH	RPRES	ARRASTO	PATM	TATM	VELOC.
0.0	0.000	0.00	0.9915	0.00	1.00000	288.150	0.000

CONDICOES NO COMPRESSOR 2

RPRES	REND.POL/ISE	POTENCIA	BETA	RPM%	MAPA
16.1000	0.9189/0.8842	176758064.	.85000	1.0000	3.

FATRP	FATETA	FATMAS	FATTEMP	ROTACAO
2.066625	1.053422	4.437907	1.000000	3600.

CONDICOES NA BIFURCACAO 3

FR.DE MASSA DESVIADA	MASSA SANGRADA	FR.DE DELTAP	DELTAP NO DESVIO
0.82500	0.00000	1.00000	0.00000

CONDICOES NA CAMARA DE COMBUSTAO 4

PERDA A FRIO	RENDIMENTO	TEMP.SAIDA	FLUXO COMB.	FATOR ESCALA
0.9578	0.9800	1676.580	9.65597	1.000342

CONDICOES NO MISTURADOR 5

OBS: VEJA AS PROPRIEDADES ESTATICAS NAS ESTACOES 9, 6 E 5 A SEGUIR

CONDICOES NA TURBINA 6

REND.IS/POL	REND.MEC.	POT.AUXILIAR	COMP.ACIONADO	POT.DISPONIVEL
0.910/0.878	0.9900	0.00	2.	183754320.00

MCORR.	NCORR.	RPM%	MAPA	FATN	FATMAS	FATETA	FATDH
401.6400	2.8190	1.00	1.	109.877	0.338	1.056	12643.939

INERCIA	ROTACAO
10.0000	3600.

CONDICOES NA SAIDA DO BOCAL CONVERGENTE 7

AREA	VELOCIDADE	MACH	COEF.VELOC.	EMPUXO BRUTO	PRES.ESTATICA
14.24822	78.465	0.1365	0.97122	34839.41	1.00000

VETORES PRINCIPAIS DE ESTACAO

EST.NO	F/A	M.GAS	P TOT	T TOT
1	0.00000	447.51199	1.00000	288.150
2	0.00000	447.51199	0.99153	288.150
3	0.00000	447.51199	15.96362	672.303
4	0.00000	369.19739	15.96362	672.303
5	0.02615	378.85336	15.00580	1676.580
6	0.02158	457.16797	15.00580	1519.227
7	0.02158	457.16797	1.01250	866.044
8	*****	*****	*****	*****
9	0.00000	78.31461	15.96362	672.303

```
*****
ERROB(      1) = -3.3047576E-02
ERROB(      2) = -5.6784283E-03
ERROB(      3) = -3.8477171E-02
CICLO      1
ERROB(      1) = 3.2210362E-05
ERROB(      2) = -9.8656164E-05
ERROB(      3) = 6.8858225E-04
CICLO      2
*****
```

No Apêndice C são apresentadas as equações da modelagem matemática para o cálculo do comportamento e do desempenho térmico de projeto para uma turbina a gás, utilizadas pelo modelo termodinâmico apresentado.

Apêndice B

Modelagem Termodinâmica do Desempenho de Turbinas a Gás

Modelagem Termodinâmica do Ponto de Projeto:

A modelagem matemática para o cálculo do comportamento e do desempenho térmico de projeto da turbina a gás utilizada neste estudo foi baseada no método apresentado por [29] citado em [30] e [3].

Esta modelagem foi aplicada considerando o regime permanente para as turbinas a gás de ciclo simples de um eixo (compressor, câmara de combustão e turbina), conforme mostra o esquema da Figura 18, sendo esta a configuração de turbina a gás utilizada neste trabalho.

Ressalta-se ainda que a nomenclatura usada na modelagem refere-se ao desenho da Figura 18 e as temperaturas, assim como as pressões, são as de estagnação, atribuindo-se a estas o índice zero.

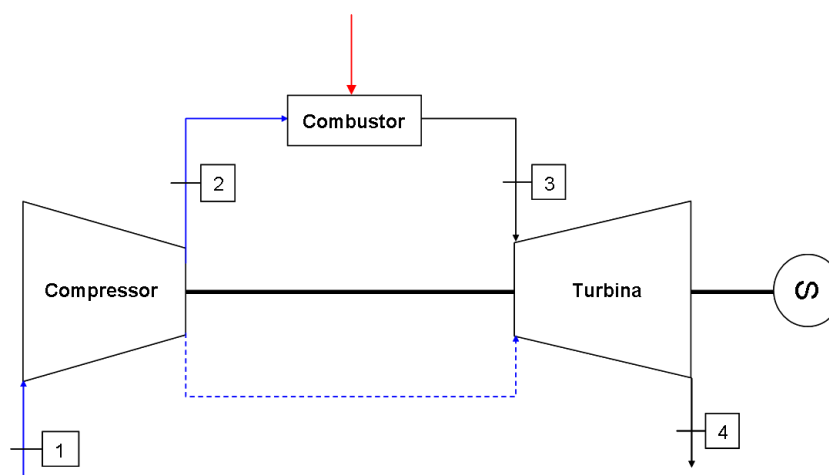


Figura 18 – Ciclo simples de turbina a gás – configuração padrão.

Propriedades de Estagnação:

As propriedades de estagnação serão utilizadas durante este texto para descrever a modelagem matemática da turbina a gás operando no ponto de projeto. Sendo assim, é prudente apresentar uma pequena introdução sobre estas propriedades.

Entalpia de Estagnação ou Total:

Fisicamente, a entalpia de estagnação h_0 é a entalpia na qual a corrente de gás de entalpia h e velocidade C teria se sua velocidade fosse reduzida adiabaticamente até zero e sem transferência de energia. Aplicando a Primeira Lei da Termodinâmica para escoamento permanente unidimensional, tem-se que:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m} \left[h_2 - h_1 + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \right] \quad (10)$$

Onde \dot{Q} e \dot{W} são o calor e o trabalho, h é entalpia, C é a velocidade do fluido, g é a aceleração da gravidade e z é altura em relação ao solo. O compressor da Figura 18 mostra um volume de controle onde a equação (10) pode ser aplicada. Fazendo $h_2 = h_0$, $h_1 = h$, $C_2 = 0$, $C_1 = C$ e $z_2 = z_1$, a equação (10) se reduz para:

$$h_0 = h + \frac{C^2}{2} \quad (11)$$

Pressão e Temperatura de Estagnação ou Total:

Para um gás perfeito é válida a relação $h = C_p T$ e substituindo em na equação (11), tem-se:

$$T_0 = T + \frac{C^2}{2C_p} \quad (12)$$

Onde T_0 é a temperatura de estagnação, T é a temperatura estática absoluta, M é o número de Mach e $C^2/2$ é chamada de temperatura

dinâmica. A pressão de estagnação é definida de uma maneira semelhante à temperatura, mas com uma restrição adicional de que o gás é parado não só adiabaticamente, mas isentropicamente. Com isso:

$$\frac{P_0}{P} = \left(\frac{T_0}{T}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (13)$$

Cálculo das Propriedades Termodinâmicas e de Transporte dos Fluidos:

As propriedades termodinâmicas e de transporte dos fluidos que participam do processo ao longo da turbina a gás são calculados com os polinômios apresentados por [32]. Neste trabalho, o ar seco e os produtos da combustão são por hipótese gases semi-perfeitos [33], de modo que as funções do calor específico são dependentes somente da temperatura. O ar seco tem a seguinte composição volumétrica aproximada: 79% de N₂ e 21% de O₂.

O calor específico à pressão constante, nas condições de referência, na temperatura T [K] é dado por:

$$\frac{C_p^0(T)}{R} = a_1 + a_2 T + a_3 T^2 + a_4 T^3 + a_5 T^4 \quad (14)$$

A razão entre o calor específico sob pressão constante pelo calor específico a volume constante é dada por:

$$\gamma = \frac{C_p^0}{C_v^0} = \frac{C_p^0}{C_p^0 - R} \quad (15)$$

Onde R = 8,3145 [J/(mol-K)] é a constante universal dos gases.

A entalpia e a entropia para o estado de referência, em função da temperatura T[K] podem ser escritos como:

$$\frac{H^0(T)}{RT} = a_1 + a_2 \frac{T}{2} + a_3 \frac{T^2}{3} + a_4 \frac{T^3}{4} + a_5 \frac{T^4}{5} + \frac{b_1}{T} \quad (16)$$

$$\frac{S^0(T)}{R} = a_1 \ln T + a_2 T + a_3 \frac{T^2}{2} + a_4 \frac{T^3}{3} + a_5 \frac{T^4}{4} + b_1 \quad (17)$$

As propriedades de transporte do calor e viscosidade são calculadas para o estado de referência, em função da temperatura $T[K]$, respectivamente por:

$$\ln \lambda = A \ln T + \frac{B}{T} + \frac{C}{T^2} + D \quad \left[\frac{\mu W}{(cm - K)} \right] \quad (18)$$

$$\ln \nu = A \ln T + \frac{B}{T} + \frac{C}{T^2} + D \quad [\mu P] \quad (19)$$

Os valores dos coeficientes empíricos dos polinômios apresentados, no Sistema Internacional (SI), para mais de 1500 espécies podem ser encontrados nas tabelas JANAF [34]. A condição de referência citada é de 298,15 K de temperatura e 1 bar (105Pa) de pressão.

O calor específico à pressão constante e a entalpia específica dos produtos da combustão na temperatura $T(K)$ são considerados da mesma maneira que o ar. Os produtos da combustão são para um combustível padrão (C_8H_{18}) de 86,08% de carbono e 13,92% de hidrogênio por massa, o qual resulta uma massa molar dos produtos da combustão idêntico àquela do ar seco. Isso significa que a constante do gás $R_G = R_A$.

O calor específico à pressão constante, em $[kJ/(kg \cdot K)]$, e a entalpia específica do produto da combustão, em $[kJ/kg]$, em função da razão combustível-ar, na forma polinomial são:

$$C_{p,g,T} = C_{p,ar,T} + \frac{f}{1+f} \theta_{Cp,T} \quad (20)$$

$$h_{g,T} = h_{ar,T} + \frac{f}{1+f} \theta_{h,T} \quad (21)$$

Onde:

$$\theta_{Cp,T} = C_{p0} + C_{p1}T + C_{p2}T^2 + C_{p3}T^3 + \dots \quad (22)$$

$$\theta_{h,T} = H_0 + H_1T + H_2T^2 + H_3T^3 + \dots \quad (23)$$

$$f = \frac{\dot{m}_{Combustível}}{\dot{m}_{Ar}} \quad (24)$$

Para cálculo preliminar e comparativo é suficientemente preciso assumir os seguintes valores médios para \bar{C}_p e γ para o ar e os produtos da combustão, respectivamente.

$$\bar{C}_{p,AR} = 1,005 \left[\frac{kJ}{(kg - K)} \right], \gamma_{AR} = 1.4 \text{ ou } \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1} \right)_{AR} = 3.5 \quad (25)$$

$$\bar{C}_{p,G} = 1,148 \left[\frac{kJ}{(kg - K)} \right], \gamma_G = 1.333 \text{ ou } \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1} \right)_G = 4 \quad (26)$$

Cálculo do Trabalho Específico de Compressão:

O cálculo do trabalho específico do compressor (w_c) é baseado na eficiência isentrópica de compressão e na equação da energia para volume de controle em regime permanente como segue:

$$w_c = h_{02} - h_{01} \quad (27)$$

Onde a eficiência isentrópica de compressão (η_c) é dada por:

$$\eta_c = \frac{h_{02'} - h_{01}}{h_{02} - h_{01}} \quad (28)$$

Substituindo a equação (28) em (27), tem-se:

$$w_c = \frac{1}{\eta_c} (h_{02'} - h_{01}) \quad (29)$$

Como a entalpia específica de estagnação para o ar é dada por $h_0 = C_{P,AR} \cdot T_0$, a equação (29) torna-se:

$$w_c = \frac{C_{P,AR}}{\eta_c} (T_{02} - T_{01}) \quad (30)$$

Ou:

$$w_c = \frac{C_{P,AR} T_{01}}{\eta_c} \left[\left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right)_{AR}} - 1 \right] \quad (31)$$

Onde $\frac{p_{02}}{p_{01}}$ é a razão de compressão do compressor e C_P é o calor específico médio a pressão constante.

A modelagem do compressor no sistema prático é ajustada aos estágios de compressão antes de cada "sangria de resfriamento", ou seja, avalia-se o compressor em grupos de estágios de compressão e este resultado é comparado ao da modelagem do compressor completo com uma sangria de resfriamento no final da compressão.

Cálculo da Eficiência de Combustão:

Toda a conversão da energia química do combustível em energia térmica para o sistema ocorre na câmara de combustão da turbina a gás. Para um bom desempenho, a câmara de combustão deve preencher os seguintes requisitos, segundo [35] e [29]:

- Alta eficiência de combustão: O combustível deve ser completamente queimado no interior da câmara de combustão;
- As perdas de carga na câmara de combustão devem ser baixas;
- Boa estabilidade de Combustão: A geometria da câmara de combustão deve dar estabilidade à queima em um amplo intervalo de relação ar-combustível;
- A ignição deve ser confiável e simples para várias condições climáticas;

- Boa qualidade de temperatura transversal. O fluxo dos gases quentes que entram na turbina deve ser uniforme na temperatura em qualquer ponto no plano de saída da câmara. Evitam-se desta forma danos às pás das turbinas;
- Não criar depósitos de carbono sob nenhuma condição de trabalho planejada;
- Gases de exaustão limpos: Os gases de exaustão devem ser livres de fumaça, combustível não queimado, monóxido de carbono, e óxidos nítricos.

Segundo [29], a geometria da câmara de combustão com os dispositivos de injeção de ar e combustível devem providenciar a ocorrência dos seguintes processos em ordem cronológica:

- Formação da mistura reativa;
- Ignição da mistura;
- Propagação da frente de chama;

Mistura dos produtos quentes com o excesso de ar para uniformização da temperatura dos gases que serão direcionados para a turbina.

É difícil determinar a eficiência da combustão a partir da análise química dos gases que deixam o combustor devido à diluição dos gases, que faz com que as proporções dos constituintes em toda a amostra sejam pequenas. De um modo prático, a eficiência da combustão pode ser dada por:

$$\eta_b = \frac{f_{teórico}}{f_{real}} \quad (32)$$

Onde f é a razão de combustível/ar. Na prática, a eficiência da combustão está entre 98% a 99%, o que é difícil de medir com precisão.

Para um processo iniciado com ar seco a temperatura T_2 (K), e alcançando uma temperatura T_3 (K), depois da combustão, o balanço de energia resulta em:

$$\dot{m}_{AR}(h_{AR,T_3} - h_{AR,T_2}) + \dot{m}_f(h_{f,T} - h_{f,288K}) = \dot{m}_f h_{RP,T_3} \quad (33)$$

Onde \dot{m}_{AR} e \dot{m}_f são as vazões mássicas de ar e de combustível, respectivamente, h_{ar,T_2} e h_{ar,T_3} são as entalpias nos pontos do ciclo que são entrada e saída do ar do combustor (vide Figura 18), $h_{f,T}$ é a entalpia do combustível na temperatura de entrada na câmara de combustão e h_{RP,T_3} é a entalpia da combustão a pressão constante em temperatura T_3 . Reescrevendo a equação (33), temos:

$$f_{teórico} = \frac{\dot{m}_{combustível}}{\dot{m}_{ar}} = \frac{h_{ar,T_2} - h_{ar,T_1}}{h_{RP,T_2} + (\text{calor sensível do combustível injetado})} \quad (34)$$

O calor sensível do combustível, na maioria dos casos, é pequeno e negligenciado. A entalpia de combustão do combustível, para um processo de combustão simples, pode ser obtida pela seguinte expressão [33]:

$$h_{RP,T_2} = h_{RP}^0 - (h_{ar,T} - h_{ar,288K}) - (\theta_{h,T} - \theta_{h,288K}) \quad (35)$$

Valores de eficiência menores que 98% no ponto de projeto são considerados insatisfatórios [29].

Para se conhecer a razão combustível/ar é necessário conhecer a temperatura de entrada e de saída na câmara de combustão. A temperatura de entrada é calculada pela razão de compressão, e a temperatura de saída, na maioria das vezes, é especificada. Para simplificar o processo, o uso de tabelas é suficientemente preciso para o cálculo da razão combustível/ar. A Figura 19 mostra a razão combustível/ar (f) teórica em função das temperaturas de saída e entrada da câmara de combustão [30]. As curvas são para qualquer n-octano, (C_8H_{18}), completamente queimado em ar seco, sem perda de calor da câmara de combustão, e poder calorífico inferior de 43124 kJ/kg, representando assim uma razão combustível/ar teórica. Estas curvas são adequadas para qualquer querosene queimado em ar seco.

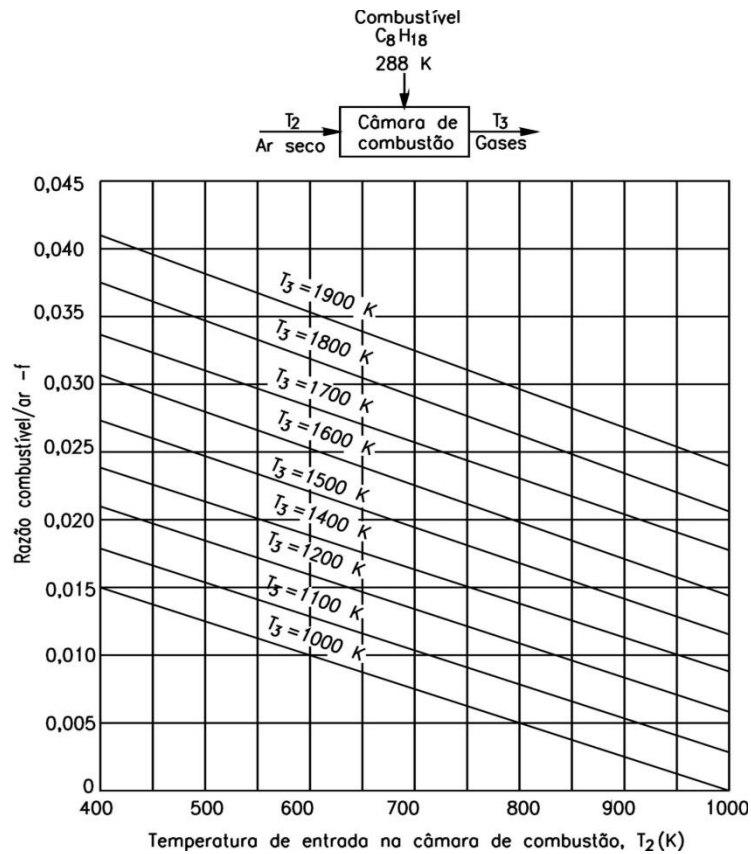


Figura 19 – Razão combustível/ar teórica em função da temperatura de entrada e saída da câmara de combustão para combustível C_8H_{18} , considerando combustão completa sem perda de calor da câmara de combustão [30].

Os gráficos e as equações acima apresentadas não levam em conta a dissociação molecular.

Trabalho Específico de Expansão:

Da mesma forma que no compressor, o trabalho específico de expansão da turbina é calculado pela equação da energia para volume de controle em regime permanente, e a definição de expansão isentrópica segue como:

$$w_t = (h_{03} - h_{04}) \quad (36)$$

Onde a eficiência isentrópica da expansão da turbina é:

$$\eta_t = \frac{h_{03} - h_{04}}{h_{03} - h_{04s}} \quad (37)$$

Substituindo a equação (36) em (37), tem-se:

$$w_t = \eta_t \cdot (h_{03} - h_{04'}) \quad (38)$$

Como a entalpia específica de estagnação para os gases produtos da combustão é $h_0 = C_{P,G}T_0$, a equação (38) torna-se:

$$w_t = \eta_t \cdot C_{P,G} \cdot (T_{03} - T_{04'}) \quad (39)$$

Ou:

$$w_t = \eta_t \cdot C_{P,G} \cdot T_{04} \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{p_{04}}{p_{05}} \right)^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right)_G}} \right] \quad (40)$$

Onde $\frac{p_{04}}{p_{05}}$ é a razão de expansão da turbina livre ou de potência.

Perda de Carga no Ciclo:

Durante todo o caminho do gás, da tomada de ar da turbina a gás até a exaustão no meio ou em um trocador de calor (HRSG), perdas de carga ou de pressão são verificadas no sistema real. As principais perdas de pressão no ciclo ocorrem em:

- No filtro de entrada (Δp_{Filtro});
- Na câmara de combustão ($\Delta p_{Combustor}$);
- No sistema de exaustão ($\Delta p_{Exaustão}$).

O ciclo da turbina a gás é muito sensível às irreversibilidades, e as perdas de pressão têm grande efeito no desempenho do ciclo. Com base na nomenclatura da Figura 18, em um ciclo de turbina a gás com perdas de carga no filtro, na câmara de combustão e no sistema de exaustão, as pressões p_{01} , p_{03} e p_{04} podem ser determinadas como segue:

$$p_{01} = p_{Amb} - \Delta p_{Filtro} \quad (41)$$

$$p_{03} = p_{02} \left(1 - \frac{\Delta p_{Combustor}}{p_{02}} \right) \quad (42)$$

$$p_{04} = p_{amb} + \Delta p_{Exaustão} \quad (43)$$

Onde Δp_{Filtro} , $\Delta p_{Combustor}$ e $\Delta p_{Exaustão}$ são as perdas de carga no filtro de ar na entrada do compressor, na câmara de combustão e no sistema de exaustão, respectivamente.

Perdas Mecânicas:

Em uma turbina a gás operando sincronizada com o gerador em um mesmo eixo, as irreversibilidades devido ao trabalho dos mancais, podem representar até 1% da potência gerada pela turbina, assim o rendimento mecânico pode ser escrito como:

$$\eta_m = \frac{w_{eixo}}{w_T} \quad (44)$$

Onde w_{eixo} é o trabalho específico no eixo da turbina, e w_T é o trabalho específico entregue pelo fluido de trabalho à turbina.

Sangrias para Resfriamento das Palhetas da Turbina:

A temperatura máxima do ciclo de turbina a gás ocorre no ponto de saída dos gases da câmara de combustão e entrada na turbina. Atingir a maior temperatura possível neste ponto é fundamental à potência gerada. Como limitante deste processo tem-se as características metalúrgicas dos materiais empregados na manufatura das pás dos rotores e estatores da turbina. Assim para contornar esta limitação e atingir temperaturas entre 1200K e 1800K, em turbinas a gás modernas, técnicas de arrefecimento destes sistemas são desenvolvidas. A Figura 20 ilustra a estrutura interna de umas pás da turbina a gás.

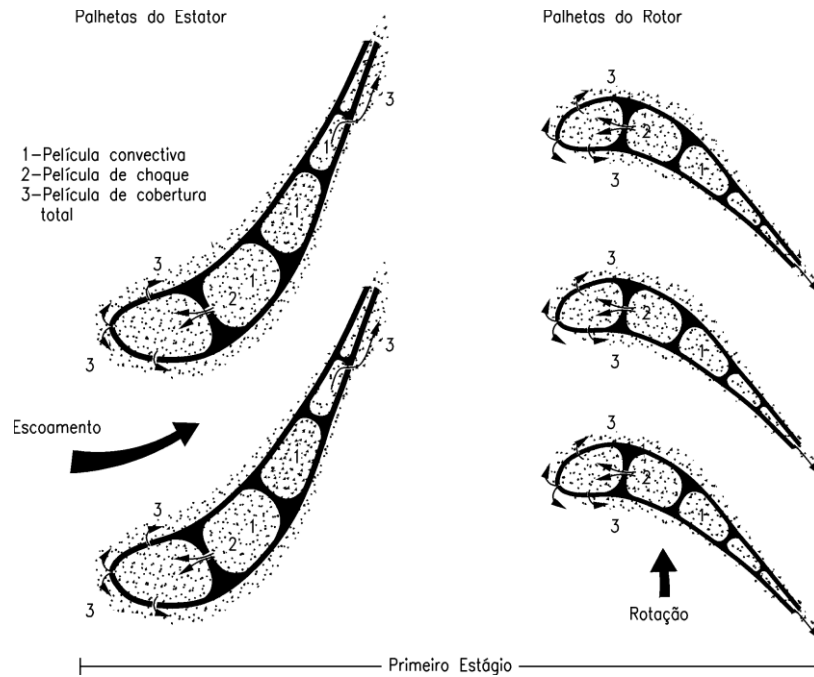


Figura 20 – Pás do estator e do rotor de uma turbina do primeiro estágio em corte ilustrando o sistema de resfriamento [30].

O resfriamento ocorre no primeiro, segundo e terceiro estágio na turbina, na maior parte das máquinas utilizando ar desviado do compressor. A efetividade do processo de resfriamento pode ser observada no gráfico apresentado na Figura 21.

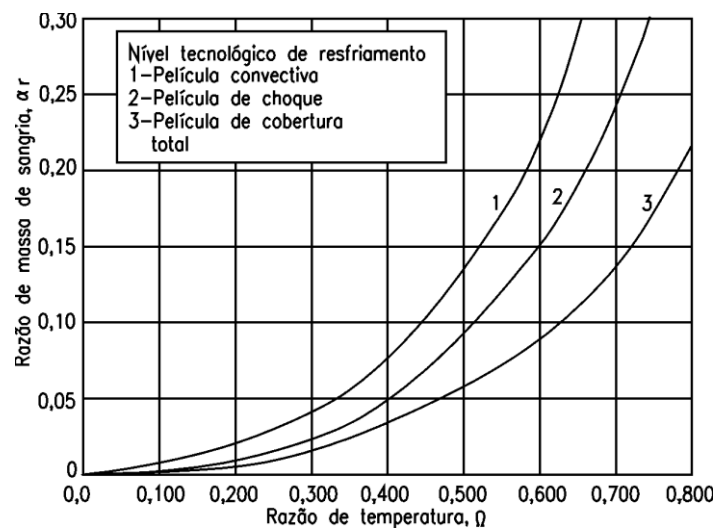


Figura 21 – Massa de ar para resfriamento versus a razão de temperatura [30].

A fração da vazão em massa de ar do compressor que é usada para resfriar os estágios da turbina, α_r , como uma função do nível de tecnologia e o parâmetro adimensional chamado efetividade de

resfriamento, Ω , também chamado de razão de diferença de temperatura, dado por:

$$\Omega = \frac{T_{03} - T_{bm}}{T_{03} - T_{02}} \quad (45)$$

Onde,

T_{03} = temperatura do gás na entrada da turbina;

T_{02} = temperatura do ar sangrado (fluido de arrefecimento);

T_{bm} = temperatura máxima do material da palheta.

Em turbinas a gás industriais o desvio de ar do compressor para o resfriamento pode chegar a 20% da massa de ar admitida pelo mesmo. Ao avaliar a potência da máquina, vê-se que o ar de resfriamento do estágio que atravessa a pá do rotor não produz potência. A Figura 22 ilustra os pontos de resfriamento do estágio da turbina.

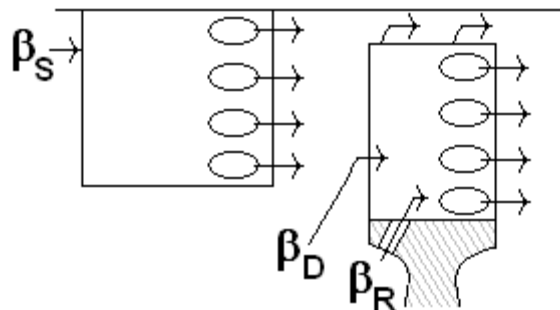


Figura 22 – Esquema das regiões de resfriamento da turbina [30].

Como apresentado na Figura 22, o fluxo mássico desviado do compressor resfria o estator da turbina (β_S), o rotor (β_R) e o disco (β_D). Analisando ainda esta figura, observa-se que a fração (β_R) que sai da pá do rotor não produz trabalho neste, assim, a massa que atravessa o rotor da turbina produzindo trabalho sofre um decréscimo, segundo o balanço:

$$\dot{m}_R = \dot{m}_{AR}(1 - \beta_R) + \dot{m}_f \quad (46)$$

Onde,

\dot{m}_R é a vazão mássica que atravessa o rotor produzindo trabalho;

\dot{m}_{AR} é a vazão mássica admitido no ciclo;

\dot{m}_f é a vazão mássica de combustível injetado nos combustores.

Da mesma forma que se tem alteração na vazão mássica que atravessa as pás da turbina produzindo trabalho, o balanço de ar na razão f combustível / ar é alterado conforme o balanço:

$$f = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{AR}} \rightarrow \dot{m}_f = \dot{m}_{AR} (1 - \beta_R - \beta_D - \beta_S) \cdot f \quad (47)$$

Consumo Específico de Combustível:

O desempenho térmico do ciclo da turbina a gás é dado em relação ao consumo específico de combustível (SFC). O consumo específico de combustível é definido por:

$$SFC = \frac{\dot{m}_C}{\dot{W}_U} = \frac{f_{REAL}}{W_U} \quad (48)$$

Onde W_U é o trabalho específico útil em kW/kg/s ou kJ/kg e f_{real} é a razão combustível/ar real.

O consumo específico de combustível em kg/kWh é dado por:

$$SFC = \frac{3600 \cdot f_{REAL}}{W_U} \left[\frac{kg}{kJ} \right] \quad (49)$$

Eficiência Térmica:

A eficiência térmica do ciclo conforme a Segunda Lei da Termodinâmica para turbinas a gás é:

$$\eta = \frac{W_u}{f_{\text{real}} \cdot \text{PCI}_{T,2}} \quad (50)$$

Onde $\text{PCI}_{T,2}$ é poder calorífico efetivo padrão. Substituindo a equação (49) em (50), tem-se:

$$\eta = \frac{3600}{\text{SFC} \times \text{PCI}_{T,2}} \quad (51)$$

Onde o SFC é dado em kg/kWh e $\text{PCI}_{T,2}$ (Poder Calorífico Inferior do combustível) em kJ/kg. Normalmente o fabricante está interessado no consumo de combustível por (kWh). Neste caso, usa-se o produto SFC x $\text{PCI}_{T,2}$, denominado Heat Rate, dado em (kJ/kWh).

Embora o valor do PCI deva ser dado de acordo com a temperatura da saída da câmara de combustão, é usual o valor referente à temperatura de 288K.

Modelagem da Turbina a Gás Fora do Ponto de Projeto:

A modelagem da operação fora das condições de projeto é baseada (i) nos parâmetros aerodinâmicos adimensionais e semi-adimensionais, (ii) na compatibilidade de rotação, na conservação da massa e na conservação de energia entre os componentes da turbina a gás, e (iii) no uso das características de cada um dos componentes, em particular, do compressor e da turbina.

Como será visto nesta seção, a seleção adequada dos parâmetros adimensionais e semi-adimensionais permite determinar o desempenho da turbina a gás para todos os pontos de operação. Os parâmetros adimensionais para a análise de operação fora das condições de projeto são: a rotação adimensional e vazão mássica adimensional [29,36].

Rotação Adimensional:

A rotação adimensional é definida como, [29,36]:

$$M = \frac{C}{\sqrt{\gamma RT}} = \frac{C}{\sqrt{\gamma RT_0}} \sqrt{\frac{T_0}{T}} = \psi \quad (52)$$

$$C = \frac{2\pi}{60} Nr \quad (53)$$

Onde:

M é o número de Mach;

C é a velocidade linear da palheta na seção do escoamento [m/s];

$\gamma = \frac{C_p}{C_v}$ é a razão entre o calor específico a pressão constante, C_p , e o calor específico a volume constante, C_v ;

$R = 8,3145 \left[\frac{J}{(mol K)} \right]$ é a constante universal dos gases;

T é a temperatura do ar na entrada do compressor [K];

T_0 é a temperatura de estagnação [K];

N é a velocidade rotacional do eixo [rpm] e;

r é o raio médio do rotor, medido a partir da linha média do eixo do rotor até a seção média da palheta [m].

Substituindo a equação (53) na equação (52), tem-se que:

$$M = \frac{\pi r}{30} \frac{N}{\sqrt{T_0}} \sqrt{\frac{T_0}{T}} \frac{1}{\sqrt{\gamma R}} = \psi \quad (54)$$

Reescrevendo a equação (54), tem-se:

$$\frac{N}{\sqrt{T_0}} = \frac{30}{\pi r} \sqrt{\gamma R} \sqrt{\frac{T}{T_0}} \psi = \psi'' \quad (55)$$

Onde ψ'' é um parâmetro chamado de rotação semi-dimensional. A rotação semi-dimensional não é um parâmetro adimensional, entretanto, ele se comporta como tal, uma vez que a geometria da máquina não sofre alterações significativas e o fluido de trabalho é considerado o mesmo durante o período de operação.

Vazão Mássica Adimensional:

A vazão mássica adimensional é definida como:

$$\phi = \frac{C_a}{U} = \frac{\frac{C_a}{\sqrt{\gamma RT}}}{\frac{U}{\sqrt{\gamma RT}}} = \frac{C_a}{M_U \sqrt{\gamma RT}} \quad (56)$$

$$M_U = \frac{U}{\sqrt{\gamma RT}} \quad (57)$$

Onde C_a é a velocidade do gás na direção axial e U é a velocidade tangencial à palheta do rotor. A vazão mássica é dada por:

$$\dot{m} = \rho C_a A \quad (58)$$

Onde ρ é a densidade do gás e A é a área pela qual o gás está escoando.

A combinação das equações (56) e (58) permite-se escrever:

$$\dot{m} = \rho C_a A \quad (59)$$

Admitindo-se que o fluido de trabalho da turbina a gás, ar, comporta-se como um gás perfeito, tem-se:

$$\rho = \frac{p}{RT} \quad (60)$$

Onde p é a pressão do gás [Pa].

Como consequência, a vazão adimensional pode ser descrita como:

$$\phi = \frac{\dot{m}RT}{pAM_U \sqrt{\gamma RT}} = \frac{\dot{m}\sqrt{T} \sqrt{T} R}{pAM_U \sqrt{\gamma R} \sqrt{T}} \quad (61)$$

$$\phi = \frac{\dot{m}RT}{pAM_U \sqrt{\gamma RT}} = \frac{\dot{m}\sqrt{T} \sqrt{T} R}{pAM_U \sqrt{\gamma R} \sqrt{T}} \quad (62)$$

$$\phi = \frac{\dot{m}\sqrt{T_0}}{pAM_U} \sqrt{\frac{R}{\gamma}} \sqrt{\frac{T}{T_0}} \quad (63)$$

Rearranjando o termo da equação (63), obtém-se:

$$\frac{\dot{m}\sqrt{T_0}}{p} = \phi AM_U \sqrt{\frac{\gamma}{R}} \sqrt{\frac{T_0}{T}} = \phi' \quad (64)$$

Onde ϕ' é um parâmetro conhecido como vazão mássica semi-dimensional ou coeficiente de vazão.

Compatibilidade de Rotação:

A compatibilidade de rotação provém do acoplamento, no mesmo eixo, do compressor e da turbina, de acordo com [29,36]:

$$\frac{N}{\sqrt{T_{03}}} = \frac{N}{\sqrt{T_{01}}} \sqrt{\frac{T_{01}}{T_{03}}} \quad (65)$$

Onde:

$\frac{N}{\sqrt{T_{03}}}$ é a rotação semi-dimensional da turbina;

$\frac{N}{\sqrt{T_{01}}}$ é a rotação semi-dimensional do compressor;

N é a rotação do eixo do compressor/turbina;

T_{01} é a temperatura de estagnação na entrada da turbina a gás e;

T_{03} é a temperatura de estagnação na saída da câmara de combustão.

Compatibilidade de Vazão Mássica:

A compatibilidade de vazão mássica exprime a conservação de massa nos diferentes componentes da turbina a gás. Considerando que não há sangria de ar e que a vazão mássica de combustível é muito menor que a do ar, esta compatibilidade pode ser expressa como, [29,36]:

$$\frac{\dot{m}_3 \sqrt{T_{03}}}{p_{03}} = \frac{\dot{m}_1 \sqrt{T_{01}}}{p_{01}} \frac{p_{01}}{p_{02}} \frac{p_{02}}{p_{03}} \sqrt{\frac{T_{03}}{T_{01}}} \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} \quad (66)$$

Onde,

$$\frac{\dot{m}_3 \sqrt{T_{03}}}{p_{03}} \quad \text{é o coeficiente de vazão da turbina;}$$

$$\frac{\dot{m}_1 \sqrt{T_{01}}}{p_{01}} \quad \text{é o coeficiente de vazão do compressor;}$$

$$\frac{p_{03}}{p_{02}} = 1 - \left(\frac{\Delta p_{cc}}{p_{02}} \right) \quad (67)$$

Onde,

\dot{m}_1 é a vazão mássica que entra no compressor,

\dot{m}_3 é a vazão mássica que entra na turbina,

Δp_{cc} é a perda de pressão na câmara de combustão,

p_{01} é a pressão de estagnação na entrada do compressor,

p_{02} é a pressão de estagnação na saída do compressor,

p_{03} é a pressão de estagnação na saída da câmara de combustão,

$$\frac{p_{02}}{p_{01}}$$

p_{01} é a razão de pressão entre a entrada e a saída do compressor,

$$\frac{p_{03}}{p_{02}}$$

p_{02} é a razão de pressão entre a saída do compressor e a saída da câmara de combustão,

$$\frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} = (1 + f)$$

, onde f é a razão combustível/ar.

Compatibilidade de Trabalho de Eixo:

A compatibilidade de trabalho de eixo exprime o acoplamento entre compressor e turbina, isto é, [29,36]:

$$\eta_m \cdot \dot{w}_t = \dot{w}_c \quad (68)$$

$$\dot{w}_t = (1 + f) C_{pg} \Delta T_{034} \quad (69)$$

$$\dot{w}_c = C_{pa} \Delta T_{012} \quad (70)$$

Onde,

η_m é o rendimento mecânico do conjunto compressor/turbina,

\dot{w}_c é o trabalho específico do compressor,

\dot{w}_t é o trabalho específico da turbina,

C_{pa} é o calor específico médio a pressão constante do ar,

C_{pg} é o calor específico médio a pressão constante dos gases de combustão,

ΔT_{012} é o aumento de temperatura de estagnação no compressor,

ΔT_{034} é a queda de temperatura de estagnação na turbina,

f é a razão mássica de combustível/ar.

Substituindo as equações (69) e (70) na equação (68) tem-se que:

$$\dot{w}_c = C_{pa} \Delta T_{012} \quad (71)$$

Reescrevendo a equação (71) em termos adimensionais, tem-se:

$$\frac{\Delta T_{034}}{T_{03}} = \frac{\Delta T_{012}}{T_{01}} \frac{T_{01}}{T_{03}} \frac{C_{pa}}{C_{pg}} \frac{1}{\eta_m (1+f)} \quad (72)$$

Onde,

T_{01} é a temperatura de estagnação na entrada da turbina a gás,

T_{03} é a temperatura de estagnação na saída da câmara de combustão.

A potência líquida da turbina a gás é dada pela equação:

$$\dot{w}_t - \dot{w}_c = (1+f) C_{pg} \Delta T_{034} - \frac{1}{\eta_m} C_{pa} \Delta T_{012} \quad (73)$$

Outros Parâmetros Adimensionais:

É necessário conhecer, para o cálculo da operação fora das condições de projeto, os seguintes parâmetros adimensionais, [29,36]:

- Eficiência isentrópica de compressão (η_c) e expansão (η_t);
- Razões de compressão (P_{02}/P_{01}) e expansão (P_{03}/P_{04}), e as seguintes expressões a elas relacionadas:

$$\Delta T_{012} = \frac{T_{01}}{\eta_c} \left[\left(\frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right)_{ar}} - 1 \right] \quad (74)$$

$$\Delta T_{034} = \eta_t T_{03} \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_{03}}{P_{04}} \right)^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right)}} \right] \quad (75)$$

Onde,

ΔT_{012} é o aumento de temperatura no compressor,

ΔT_{034} é a queda de temperatura na turbina.

Curvas de Características:

Além das equações detalhadas nas seções anteriores, serão utilizadas, para o cálculo das condições de operação fora de projeto, as curvas características do compressor e da turbina.

Estas curvas se exprimem como função do coeficiente de vazão ($\dot{m}_1 \sqrt{T_{01}} / P_{01}$), e da rotação semi-dimensional ($N / \sqrt{T_{01}}$) a razão de pressão (P_{02} / P_{01}) e a eficiência (η_c). Exemplos destas características do compressor são apresentadas na Figura 23 e na Figura 24. Como pode ser observado, existe uma curva para cada valor da velocidade de rotação da máquina.

No caso de turbinas a gás industriais de um eixo, operando em regime permanente e destinadas à geração de energia elétrica, o funcionamento do compressor é restrito a uma das curvas de rotação constante.

Outra característica, que é mostrada na Figura 23, é a linha de bombeamento (surge), a qual limita o funcionamento estável do compressor.

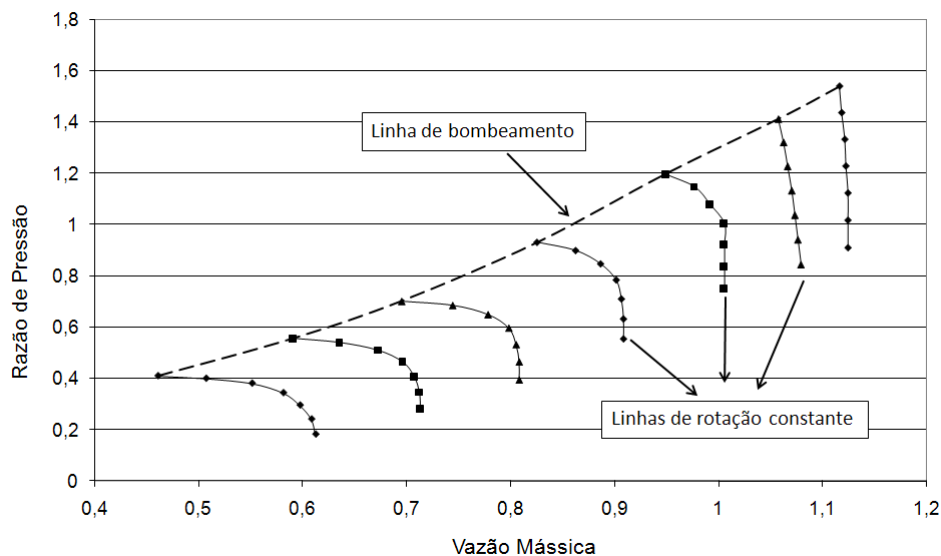


Figura 23 - Mapa de operação do compressor de uma turbina a gás – Razão de pressão como função da velocidade de rotação e da vazão mássica na entrada do compressor.

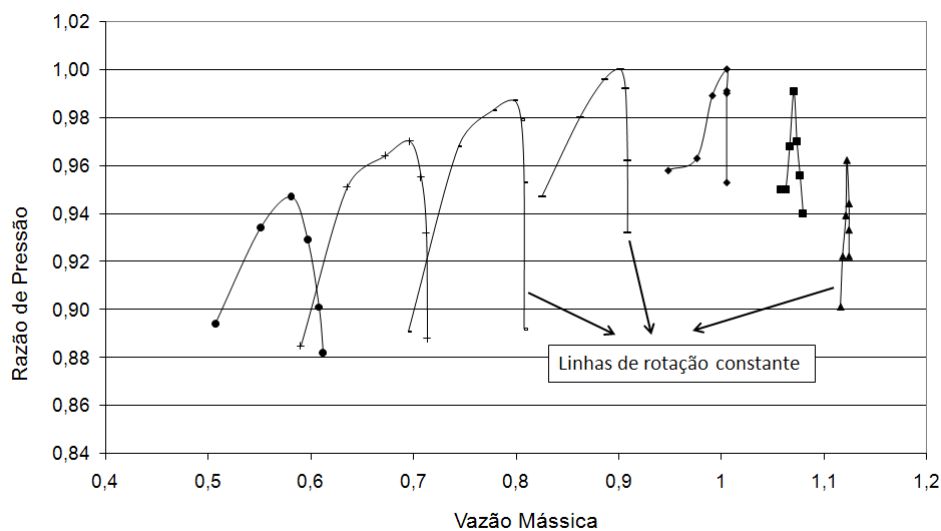


Figura 24 - Mapa de operação do compressor de uma turbina a gás – Eficiência como função da vazão mássica e da velocidade de rotação.

A curva característica da turbina normalmente não apresenta variação significativa no coeficiente de vazão com a rotação semi-dimensional na faixa de operação da turbina a gás. Na maioria dos casos a região de operação da turbina é controlada pelo componente situado a montante dela, ou seja, o compressor.

Procedimento de Cálculo do Desempenho da Turbina a Gás Operando Fora do Ponto de Projeto – Base Load:

Para se determinar o ponto de operação da turbina a gás operando fora do ponto de projeto é necessário conhecer o de carregamento em termos de potência requerida. Uma vez conhecido este carregamento, o próximo passo é achar um único ponto de operação em uma determinada curva de rotação constante da característica do compressor, Figura 23, a qual determinará a potência requerida pelo sistema. Isto pode ser feito através de um processo iterativo de resolução numérica das equações que regem o comportamento dos componentes da turbinas a gás, selecionando-se pontos no mapa do compressor e estabelecendo-se a potência requerida correspondente. Se o valor da potência calculada para qualquer ponto no mapa do compressor não é igual àquela requerida pelo sistema na rotação selecionada, a turbina a gás não se encontra em equilíbrio e, portanto, poderá acelerar ou desacelerar, [29,36].

A partir das equações descritas nas seções anteriores, o procedimento para se obter um ponto de operação fora do ponto de projeto é dado da seguinte maneira:

1. Escolher uma curva de velocidade semi-dimensional

$\left(\frac{N}{\sqrt{T_{01}}} \right)$ no mapa do compressor, Figura 23, e selecionar um ponto nessa curva; os valores do coeficiente de vazão

$\left(\frac{\dot{m}_1 \sqrt{T_{01}}}{p_{01}} \right)$, razão de pressão $\left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)$ e a eficiência do compressor (η_c) são determinados;

2. O ponto de funcionamento correspondente da turbina é obtido através da compatibilidade, equações (65), (66) e (68).
3. Igualando-se o ponto de operação do compressor com o da turbina, verifica-se a compatibilidade entre o trabalho (potência) fornecida e o requerido.

A Figura 25 mostra o fluxograma para realização do cálculo da turbina a gás operando fora do ponto de projeto.

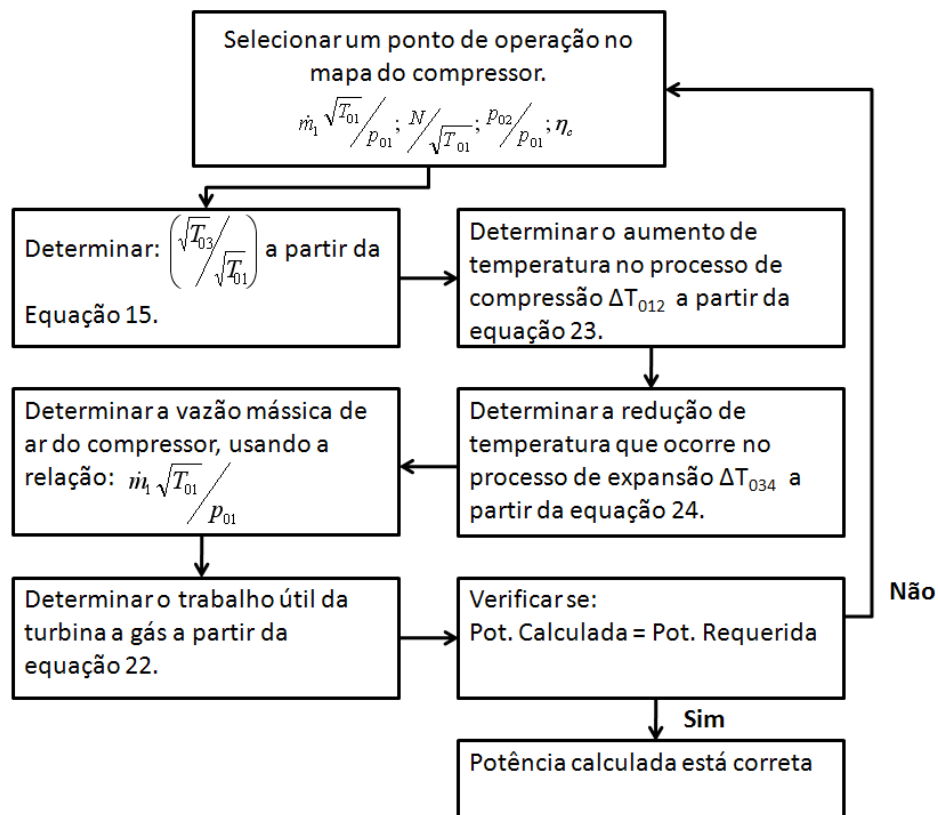


Figura 25 - Procedimento de cálculo para turbinas a gás operando fora do ponto de projeto.

Apêndice C

Resultado do Treinamento e Validação

Redes de Classificação:

As tabelas a seguir apresentam o desempenho de todas as arquiteturas testadas para as três redes neurais de classificação de falha avaliadas, são elas: a rede de detecção de falhas (RDF), a rede de isolamento de falhas (RIF) e a rede de classificação de falhas simples (RC_FS).

Tabela 11 – Resultado do treinamento e da validação da RDF.

Rede de Detecção de Falhas - RDF					
# de Neurônios na Camada Escondida	Treinamento		Validação		Épocas
	MSE	Taxa de Acerto (%)	MSE	Taxa de Acerto (%)	
6 - 8 - 1	0,00032	99,42	0,00022	100,00	4893
6 - 10 - 1	0,00051	98,57	0,00010	100,00	1960
6 - 12 - 1	0,00075	99,97	0,00016	100,00	3169
6 - 14 - 1	0,00019	99,83	0,00003	100,00	2329
6 - 16 - 1	0,00053	99,76	0,00008	100,00	1982
6 - 20 - 1	0,00086	99,56	0,00025	100,00	517
6 - 12 - 12 - 1	0,00060	99,92	0,00005	99,89	987
6 - 12 - 16 - 1	0,00031	99,65	0,00013	100,00	2045
6 - 12 - 18 - 1	0,00074	99,98	0,00009	99,70	5837
6 - 12 - 20 - 1	0,00045	99,56	0,00018	100,00	1184
6 - 16 - 12 - 1	0,00089	99,88	0,00032	100,00	3832
6 - 16 - 16 - 1	0,00046	99,93	0,00011	100,00	2903
6 - 16 - 18 - 1	0,00069	99,96	0,00007	100,00	4932
6 - 16 - 20 - 1	0,00078	99,95	0,00016	99,83	3255
6 - 18 - 12 - 1	0,00075	99,86	0,00020	100,00	3981
6 - 18 - 16 - 1	0,00098	99,91	0,00012	99,85	1926
6 - 18 - 18 - 1	0,00061	99,87	0,00013	100,00	1095
6 - 18 - 20 - 1	0,00014	99,95	0,00021	99,73	4523
6 - 20 - 12 - 1	0,00035	99,79	0,00017	100,00	731
6 - 20 - 16 - 1	0,00058	99,92	0,00022	100,00	1752
6 - 20 - 18 - 1	0,00043	99,93	0,00013	99,86	4064
6 - 20 - 20 - 1	0,00049	99,85	0,00016	100,00	2983

Tabela 12 – Resultado do treinamento e da validação da RIF.

Rede de Isolamento de Falhas - RIF					
# de Neurônios na Camada Escondida	Treinamento		Validação		Épocas
	MSE	Taxa de Acerto (%)	MSE	Taxa de Acerto (%)	
6 - 2 - 2	0,00145	98,26	0,00073	99,18	2833
6 - 4 - 2	0,00093	98,14	0,00066	99,13	892
6 - 8 - 2	0,01670	98,86	0,00012	99,58	1937
6 - 12 - 2	0,00112	97,72	0,00011	99,96	4923
6 - 16 - 2	0,00096	98,66	0,00024	99,79	5929
6 - 20 - 2	0,00161	98,54	0,00058	98,99	2390
6 - 8 - 8 - 2	0,00109	98,73	0,00098	99,74	938
6 - 8 - 12 - 2	0,00121	97,41	0,00093	99,83	1792
6 - 8 - 16 - 2	0,00268	98,02	0,00048	99,86	3874
6 - 8 - 20 - 2	0,00378	98,51	0,00102	99,75	2239
6 - 12 - 8 - 2	0,00104	98,73	0,00080	99,81	2934
6 - 12 - 12 - 2	0,00209	98,87	0,00069	99,76	853
6 - 12 - 16 - 2	0,00116	97,16	0,00032	99,89	3942
6 - 12 - 20 - 2	0,00109	98,56	0,00053	99,72	983
6 - 16 - 8 - 2	0,00293	97,34	0,00084	99,65	5627
6 - 16 - 12 - 2	0,00175	96,80	0,00094	99,64	735
6 - 16 - 16 - 2	0,00397	98,10	0,00086	99,67	2394
6 - 16 - 20 - 2	0,00184	98,97	0,00063	99,91	5239
6 - 20 - 8 - 2	0,00375	98,79	0,00057	99,85	981
6 - 20 - 12 - 2	0,00192	98,38	0,00081	99,79	4189
6 - 20 - 16 - 2	0,00099	97,51	0,00050	99,80	2930
6 - 20 - 20 - 2	0,00178	98,57	0,00071	99,87	1047

Tabela 13 – Resultado do treinamento e da validação da RC_FS.

Rede de Classificação de Falhas Simples - RC_FS					
# de Neurônios na Camada Escondida	Treinamento		Validação		Épocas
	MSE	Taxa de Acerto (%)	MSE	Taxa de Acerto (%)	
6 - 2 - 2	0,0035	99,86	0,00014	100,00	784
6 - 4 - 2	0,0019	99,90	0,00003	100,00	1378
6 - 6 - 2	0,0026	99,93	0,00002	100,00	652
6 - 8 - 2	0,0019	99,48	0,00009	100,00	941
6 - 10 - 2	0,0059	99,94	0,00013	100,00	1890
6 - 4 - 4 - 2	0,0036	99,46	0,00030	100,00	2895
6 - 4 - 8 - 2	0,0023	99,91	0,00035	100,00	2347
6 - 4 - 10 - 2	0,0150	99,87	0,00081	100,00	4820
6 - 8 - 4 - 2	0,0017	99,94	0,00032	100,00	823
6 - 8 - 8 - 2	0,0053	99,69	0,00067	100,00	3309
6 - 8 - 10 - 2	0,0058	99,08	0,00014	100,00	528
6 - 10 - 4 - 2	0,0003	99,76	0,00012	100,00	812
6 - 12 - 8 - 2	0,0008	99,87	0,00077	100,00	1992
6 - 12 - 12 - 2	0,0029	99,98	0,00094	100,00	2794

Redes de Quantificação:

As tabelas a seguir apresentam o desempenho de todas as arquiteturas testadas para as redes neurais de quantificação da degradação de falha estudadas: a rede de degradação do compressor (RDC), a rede de degradação da turbina (RDT) e a rede de degradação conjunta do compressor e da turbina (RD_CT).

Tabela 14 – Resultado do treinamento e da validação da RDC.

Rede de Quantificação da Degradação do Compressor - RDC						
# de Neurônios na Camada Escondida	MSE de Treinamento	MSE de Validação	Desvio Padrão Eficiência	Desvio Padrão Coef. Vazão	Média Eficiência	Média Coef. Vazão
6 - 2 - 2	0,2294	0,2572	0,5595	0,2289	0,2216	0,1299
6 - 4 - 2	0,0033	0,0143	0,3431	0,1183	0,1350	0,0454
6 - 6 - 2	0,0070	0,0365	0,1584	0,1050	0,0605	0,0049
6 - 8 - 2	0,0039	0,0209	0,0815	0,0761	0,1704	0,0471
6 - 10 - 2	0,0037	0,0156	0,3506	0,3542	0,0049	0,1008
6 - 12 - 2	0,0124	0,0248	0,2660	0,2258	0,1151	0,0402
6 - 14 - 2	0,0028	0,0128	0,1043	0,1495	0,1046	0,0366
6 - 16 - 2	0,0203	0,0345	0,2623	0,2475	0,0580	0,0017
6 - 18 - 2	0,0045	0,0142	0,3216	0,1659	0,0647	0,0483
6 - 20 - 2	0,0022	0,0324	0,6534	0,3508	0,0505	0,1740
6 - 8 - 8 - 2	0,0017	0,0058	0,1287	0,0915	0,0938	0,0832
6 - 8 - 12 - 2	0,0032	0,0296	0,2265	0,2005	0,1083	0,0220
6 - 8 - 16 - 2	0,0059	0,0426	0,2151	0,2557	0,1179	0,0746
6 - 8 - 20 - 2	0,0032	0,0147	0,2284	0,0829	0,1383	0,0504
6 - 12 - 8 - 2	0,0085	0,0308	0,2942	0,1684	0,1124	0,0500
6 - 12 - 12 - 2	0,0045	0,0103	0,2946	0,1680	0,0303	0,0534
6 - 12 - 16 - 2	0,0041	0,0398	0,2670	0,2093	0,0709	0,0290
6 - 12 - 20 - 2	0,0038	0,0132	0,3224	0,0759	0,0963	0,0364
6 - 16 - 8 - 2	0,0313	0,0372	0,2461	0,3785	0,2002	0,1361
6 - 16 - 12 - 2	0,0024	0,0269	0,2477	0,2058	0,0622	0,1547
6 - 16 - 16 - 2	0,0043	0,0187	0,2945	0,1295	0,0323	0,0313
6 - 16 - 20 - 2	0,0026	0,0249	0,3817	0,0732	0,0664	0,0245
6 - 20 - 8 - 2	0,0060	0,0201	0,2624	0,1853	0,1173	0,0742
6 - 20 - 12 - 2	0,0037	0,0235	0,3027	0,1798	0,1456	0,0443
6 - 20 - 16 - 2	0,0026	0,0231	0,2890	0,2013	0,1774	0,0546
6 - 20 - 20 - 2	0,0029	0,0288	0,2400	0,2155	0,0077	0,0380

Tabela 15 – Resultado do treinamento e da validação da RDT.

Rede de Quantificação da Degradação da Turbina - RDT						
# de Neurônios na Camada Escondida	MSE de Treinamento	MSE de Validação	Desvio Padrão Eficiência	Desvio Padrão Coef. Vazão	Média Eficiência	Média Coef. Vazão
6 - 2 - 2	0,01230	0,04230	0,1470	0,2948	0,0576	0,2691
6 - 4 - 2	0,00980	0,02530	0,1236	0,1737	0,0007	0,1414
6 - 6 - 2	0,00600	0,03130	0,1401	0,0908	0,0494	0,2024
6 - 8 - 2	0,00650	0,01810	0,3759	0,1267	0,1802	0,2187
6 - 10 - 2	0,00450	0,02290	0,1905	0,1598	0,1381	0,2378
6 - 12 - 2	0,00490	0,03720	0,0808	0,3167	0,0973	0,2272
6 - 14 - 2	0,00250	0,02470	0,1900	0,2518	0,2192	0,4282
6 - 16 - 2	0,00690	0,02120	0,1406	0,1287	0,0881	0,0070
6 - 18 - 2	0,00450	0,01860	0,1116	0,1520	0,0326	0,0129
6 - 20 - 2	0,00380	0,01450	0,0772	0,0840	0,0986	0,0516
6 - 8 - 8 - 2	0,00520	0,02010	0,2100	0,1380	0,0066	0,1065
6 - 8 - 12 - 2	0,00190	0,09380	0,4356	0,2407	0,0342	0,3693
6 - 8 - 16 - 2	0,00370	0,01890	0,1864	0,2939	0,0525	0,0731
6 - 8 - 20 - 2	0,00570	0,05440	0,2360	0,1959	0,1136	0,4515
6 - 12 - 8 - 2	0,00570	0,02460	0,2715	0,2113	0,0017	0,1487
6 - 12 - 12 - 2	0,00320	0,01630	0,1582	0,2107	0,0282	0,0863
6 - 12 - 16 - 2	0,00160	0,02550	0,1319	0,2880	0,1571	0,1414
6 - 12 - 20 - 2	0,00870	0,02540	0,4200	0,2881	0,2301	0,1756
6 - 16 - 8 - 2	0,00340	0,01240	0,0955	0,1846	0,0240	0,0693
6 - 16 - 12 - 2	0,00310	0,02140	0,1467	0,2981	0,1380	0,0110
6 - 16 - 16 - 2	0,00160	0,01140	0,0881	0,1077	0,0876	0,0745
6 - 16 - 20 - 2	0,00110	0,01510	0,2461	0,2319	0,1390	0,1712
6 - 20 - 8 - 2	0,00250	0,01410	0,1773	0,1897	0,0444	0,0131
6 - 20 - 12 - 2	0,0045	0,0241	0,2212	0,1438	0,1060	0,0026
6 - 20 - 16 - 2	0,0048	0,0244	0,2150	0,2681	0,2625	0,1061
6 - 20 - 20 - 2	0,0022	0,0177	0,1543	0,2740	0,0109	0,0922

Tabela 16 – Resultado do treinamento e da validação da RD_CT.

Rede de Quantificação - Compressor e Turbina										
# de Neurônios na Camada Escondida	MSE de Treinamento	MSE de Validação	Des. Padrão Eficiência Compressor	Des. Padrão Coef. Vazão Compressor	Des. Padrão Eficiência Turbina	Des. Padrão Coef. Vazão Turbina	Média Eficiência Compressor	Média Coef. Vazão Compressor	Média Eficiência Turbina	Média Coef. Vazão Turbina
6 - 8 - 4	0,01850	0,02650	0,1858	0,1075	0,1663	0,1627	0,0883	0,0425	0,0687	0,0480
6 - 10 - 4	0,02070	0,02080	0,1603	0,1457	0,1323	0,1396	0,1236	0,0554	0,0230	0,0183
6 - 12 - 4	0,03350	0,03940	0,2702	0,1997	0,1694	0,1918	0,1872	0,0892	0,0286	0,0053
6 - 14 - 4	0,01000	0,01210	0,1295	0,1056	0,1174	0,1054	0,0702	0,0381	0,0040	0,0062
6 - 16 - 4	0,01370	0,01570	0,1561	0,1531	0,1215	0,1919	0,1420	0,0796	0,0273	0,0338
6 - 18 - 4	0,01210	0,01280	0,1362	0,1101	0,1185	0,1225	0,0892	0,0780	0,0323	0,0301
6 - 20 - 4	0,01510	0,02010	0,1800	0,1958	0,1275	0,1160	0,0580	0,0266	0,0249	0,0115
6 - 8 - 8 - 4	0,01380	0,01800	0,1334	0,0859	0,1434	0,1187	0,0426	0,0467	0,0302	0,0129
6 - 8 - 12 - 4	0,01300	0,01390	0,1447	0,1036	0,1069	0,1017	0,0863	0,0566	0,0578	0,0191
6 - 8 - 16 - 4	0,02650	0,02870	0,2593	0,1007	0,1315	0,1008	0,0173	0,0959	0,0119	0,0046
6 - 8 - 20 - 4	0,01690	0,01910	0,1631	0,1467	0,1194	0,1375	0,0956	0,0492	0,0638	0,0783
6 - 12 - 8 - 4	0,00990	0,01510	0,1401	0,1949	0,1111	0,0975	0,1090	0,0353	0,0524	0,0082
6 - 12 - 12 - 4	0,01860	0,02370	0,2122	0,1217	0,1075	0,1003	0,1733	0,0083	0,0058	0,0151
6 - 12 - 16 - 4	0,01540	0,02030	0,1150	0,1199	0,1360	0,0992	0,0839	0,0532	0,0158	0,0027
6 - 12 - 20 - 4	0,01040	0,01390	0,1518	0,1753	0,1094	0,1278	0,0242	0,0889	0,0111	0,0161
6 - 16 - 8 - 4	0,01540	0,02640	0,2172	0,1087	0,1325	0,0870	0,0199	0,0870	0,0807	0,0219
6 - 16 - 12 - 4	0,00660	0,02520	0,1133	0,1029	0,1014	0,0869	0,0562	0,0998	0,0030	0,0075
6 - 16 - 16 - 4	0,01070	0,01350	0,1275	0,1181	0,1995	0,1028	0,1046	0,0080	0,0374	0,0176
6 - 16 - 20 - 4	0,01380	0,01830	0,1170	0,1168	0,1297	0,1177	0,0033	0,0099	0,0095	0,0150
6 - 20 - 8 - 4	0,00990	0,01090	0,1286	0,1237	0,1132	0,0903	0,0842	0,0105	0,0131	0,0017
6 - 20 - 12 - 4	0,0137	0,0141	0,2021	0,1032	0,1312	0,0889	0,2085	0,0654	0,0100	0,0389
6 - 20 - 16 - 4	0,0064	0,0093	0,1159	0,1045	0,1148	0,1721	0,1463	0,1045	0,0697	0,0327
6 - 20 - 20 - 4	0,0092	0,0116	0,1197	0,1212	0,1128	0,1069	0,1226	0,0587	0,0021	0,0014