

3 Regime Permanente de Turbinas a Gás

3.1. Desempenho de Turbinas a Gás em Ponto de Projeto

3.1.1. Introdução

O primeiro passo no projeto de uma turbina a gás é o cálculo termodinâmico do ponto de projeto, levando-se em consideração as características e a finalidade para qual a máquina será projetada. Nesta primeira etapa, devem ser conhecidos todos os parâmetros de operação da turbina a gás, isto é, as condições ambientes de operação (usualmente as condições ISO), a potência requerida, as eficiências dos componentes e as perdas de pressão, a temperatura na entrada da turbina, a razão de compressão e a vazão mássica de combustível.

Um fator de grande influência no desempenho da turbina a gás, como será mostrado em seções subseqüentes, é a vazão das correntes de ar extraídas do compressor e posteriormente utilizadas para resfriamento das palhetas e disco da turbina. A vazão destas correntes pode variar de acordo com a tecnologia utilizada e seu fabricante, podendo variar de 15% a 20% da vazão mássica de ar que é admitida pelo compressor Cohen *et al.* [13] e Walsh *et al.* [14]. Geralmente, estas extrações de ar no compressor ocorrem em diferentes estágios de compressão.

Para o desenvolvimento de um modelo computacional com o objetivo de simular o comportamento da turbina a gás em regime transitório, o cálculo do desempenho no ponto de projeto é de extrema importância. Nesta etapa, o modelo é calibrado a partir dos parâmetros de operação, fornecidos por dados do fabricante.

A presente seção tem a finalidade de apresentar os resultados da calibração do modelo utilizado para simular o desempenho da turbina a gás estudada. A modelagem do desempenho da turbina a gás operando no seu ponto de projeto pode ser encontrada em Cohen *et al.* [13] e Alves [12].

3.1.2. Resultados da Simulação da Turbina a Gás Operando no Ponto de Projeto

O objeto de estudo deste trabalho é uma turbina a gás industrial de um eixo, modelo PG 7121(EA) da *General Electric*. Os parâmetros de desempenho do motor em análise encontram-se na Tabela 1. A Equação (5) e a Equação (6) definem os parâmetros de *heat rate* e *heat consumptions*, respectivamente.

$$\text{Heat consumption} = \dot{m}_f \cdot PCI \quad (5)$$

onde \dot{m}_f é a vazão mássica de combustível e PCI é o poder calorífico inferior do combustível.

$$\text{Heat rate} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kWh}} \right] = \frac{\text{Heat consumption}}{\dot{w}} \cdot 3600 \quad (6)$$

onde \dot{w} é a potência gerada pela turbina a gás.

Tabela 1 - Dados de desempenho da turbina a gás operando em condições de ponto de projeto.

Parâmetros	PG 7121(EA)
Potência [MW]	82,89
<i>Heat rate</i> [kJ/kWh]	11.150,00
<i>Heat consumption</i> [kJ/s]	256.722,20
Vazão mássica dos gases de exaustão [kg/s]	298,30
Temperatura de exaustão [°C]	537,20
Velocidade de rotação do eixo [rpm]	3.600

Os dados de entrada utilizados na simulação estão presentes na Tabela 2. Os valores de eficiência isentrópica do compressor e da turbina e a vazão mássica de combustível foram assumidos com base na literatura corrente. O valor do poder calorífico inferior do combustível (PCI) obtido através do manual de operação foi de 43.000 kJ/kg.

Tabela 2 - Dados de entrada do programa computacional.

Dados de Entrada	Valores
Temperatura ambiente [K]	288,15
Pressão ambiente [bar]	1,01325
Vazão de ar na tomada do compressor [kg/s]	292,3
Eficiência isentrópica do compressor [%]	85,37
Razão de compressão	12,6
Extração para resfriamento das palhetas da turbina [kg/s]	43,845
Eficiência da combustão [%]	98,51
Vazão mássica de combustível [kg/s]	6,01317
Perda de pressão no combustor [%]	3,0
Eficiência isentrópica da turbina [%]	87,9
Rendimento mecânico [%]	99,0

A Tabela 3 mostra os resultados da simulação do ponto de projeto do motor em análise. A vazão de sangria para o resfriamento das palhetas da turbina foi extraída do último estágio de compressão. Esta metodologia foi adota devido à falta de informações sobre os pontos de extração do ar no compressor.

Observa-se que o modelo computacional é capaz de simular, com acurácia, inferior a 0,15%, o desempenho do motor no seu ponto de projeto. A calibração do modelo computacional é fundamental para a simulação da turbina a gás operando fora do ponto de projeto e em regime transitório.

Tabela 3 - Resultados da simulação do ponto de projeto da turbina a gás analisada.

Parâmetros	Dados de Catálogo	Modelo Computacional	
		Resultados	Erro [%]
Potência [MW]	82,89	82,97	0,1
<i>Heat rate</i> [kJ/kWh]	11.150	11.137	0,12
<i>Heat consumption</i> [kJ/s]	256.722,20	256.680,00	0,016
Vazão mássica dos gases de exaustão [kg/s]	298,3	298,3	0,0

Temperatura de exaustão [°C]	537,2	537,3	0,0
---------------------------------	-------	-------	-----

3.2.

Desempenho de Turbinas a Gás Operando Fora do Ponto de Projeto – Plena Carga

A determinação do desempenho em operação fora das condições de projeto é baseada (i) nos parâmetros aerodinâmicos adimensionais e semi-dimensionais, (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.

A presente seção tem a finalidade de apresentar os resultados do desempenho da turbina a gás operando fora do seu ponto de projeto. A modelagem do desempenho da turbina a gás operando fora do seu ponto de projeto pode ser encontrada em Cohen *et al.* [13] e Alves [12].

3.2.1.

Resultados da Simulação em Plena Carga

As simulações foram realizadas usando dados típicos de operação fornecidos por uma usina termelétrica em operação. A simulação consistiu em variar a temperatura de entrada da turbina a gás entre 0°F e 120°F, mantendo a temperatura na entrada da turbina constante. Observou-se os seguintes parâmetros calculados pelos programas:

- Potência gerada;
- *Heat consumption*, definido como:
- *Heat rate*, definido como:
- Vazão mássica na exaustão da turbina a gás; e
- Temperatura de exaustão da turbina a gás.

Da Figura 12 a Figura 15 são mostrados os resultados obtidos com o modelo computacional e sua comparação com as curvas fornecidas pela usina termelétrica. Os resultados em termos de potência gerada, *heat rate*, *heat consumption*, vazão mássica de exaustão e temperatura de exaustão, obtidos pelo modelo, apresentaram pequenas discrepâncias, inferiores a 2%. Uma maior

discrepância, em torno de 3% a 5%, foi obtida nos resultados da potência gerada e vazão mássica de gás na exaustão quando a temperatura de entrada na turbina a gás é de 0°F e 120°F, Tabela 4. As demais discrepâncias estão dentro de uma faixa de incerteza da instrumentação utilizada nos testes de desempenho. As eficiências dos componentes, o poder calorífico do combustível e a vazão de ar extraída do compressor para o resfriamento do rotor da turbina, também são fontes de discrepâncias. Estes valores não são fornecidos pelo fabricante do motor.

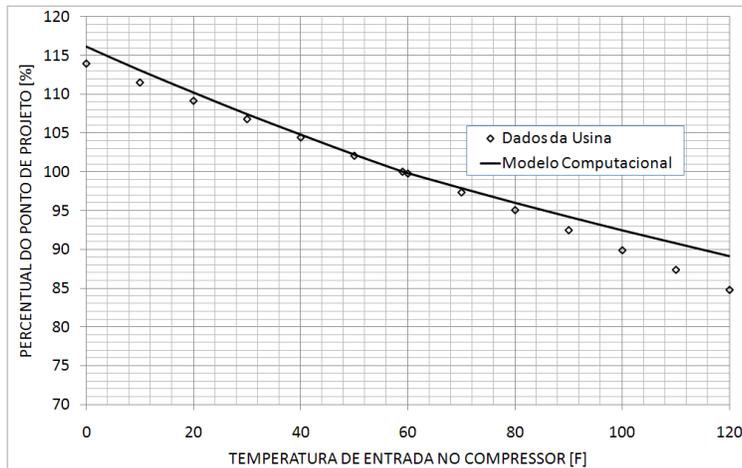


Figura 12 - Comparação entre a vazão mássica de exaustão simulada pelo modelo e os dados fornecidos pela usina.

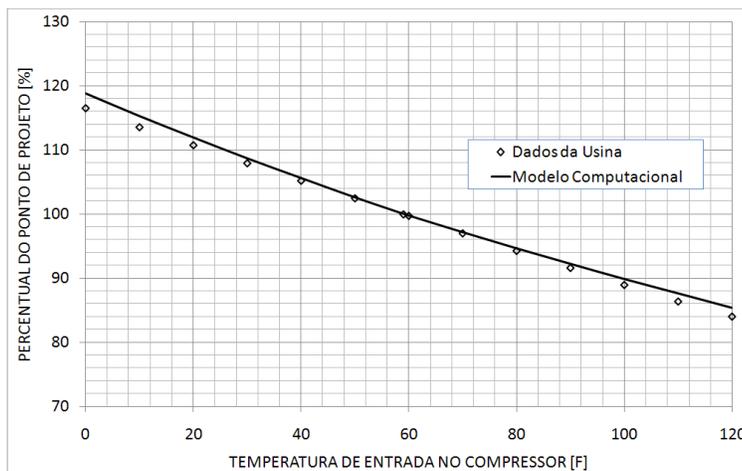


Figura 13 - Comparação entre o *heat consumption* calculado pelo modelo e os dados fornecidos pela usina.

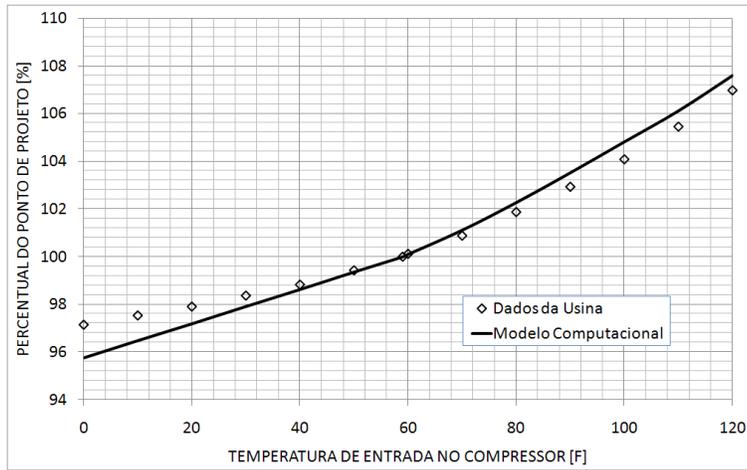


Figura 14 - Comparação entre o *heat rate* calculado pelo modelo e os dados fornecidos pela usina.

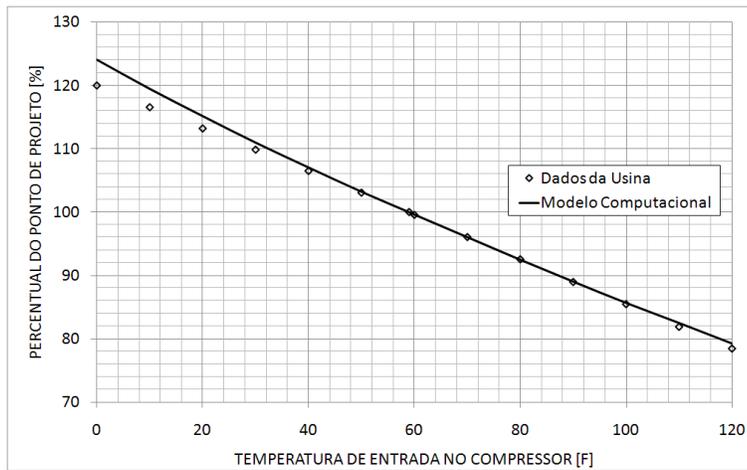


Figura 15 - Comparação entre a potência gerada calculada pelo modelo e os dados fornecidos pela usina.

Tabela 4 – Desvios percentuais dos resultados do modelo computacional comparados com os dados de catálogo da turbina a gás em estudo, operando fora do ponto de projeto em plena carga.

DESTUR - ERRO		Efeito da Temperatura de Entrada da Turbina a Gás												
		Variação da Temperatura Ambiente [F]												
		0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120
PG7121(EA)	Potência Gerada [%]	3,395	2,493	1,730	1,029	0,541	0,169	0,082	0,020	-0,031	0,121	0,290	0,811	1,094
	Heat Rate [%]	-1,428	-1,078	-0,733	-0,460	-0,203	-0,069	-0,015	0,234	0,396	0,576	0,710	0,633	0,588
	Heat Cons. [%]	1,928	1,479	1,052	0,675	0,379	0,121	0,037	0,187	0,418	0,715	1,067	1,500	1,662
	Vazão Massica de Exaustão [%]	1,914	1,402	0,969	0,579	0,332	0,126	0,022	0,532	0,954	1,843	2,819	3,878	5,090
	Temperatura de Exaustão [%]	-1,033	-0,801	-0,609	-0,365	-0,208	-0,028	0,120	0,194	0,277	0,363	0,376	0,334	0,315

3.3. Desempenho da Turbina a Gás Operando Fora do Ponto de Projeto – Carga Parcial

Na seção 3.2 os resultados da operação da turbina a gás fora do ponto de projeto (*off-design*) - *carga base* foi apresentada. Sabe-se que a operação da turbina a gás em regime permanente envolve a satisfação simultânea das diferentes condições de compatibilidade entre os seus componentes Cohen *et al.* [13] e Walsh *et al.* [14]. No ponto de projeto, os componentes são bem correlacionados, ou seja, as configurações geométricas dos componentes e o ângulo das palhetas do compressor e a turbina são projetados para atingir a potência desejada – potência de projeto. Fora do ponto de projeto, a fim de satisfazer as equações de compatibilidade, existe a possibilidade dos componentes estarem mal correlacionados, de tal forma que um ou mais componentes operem em regiões de baixa eficiência, originando, conseqüentemente, um baixo desempenho da máquina. Como indicado em Roy-Aikins [15], uma razão para esta pobre correlação entre os componentes em condições *off-design* é que as áreas nas entradas dos diferentes componentes, mais especificamente do compressor e expensor, são determinadas pelas condições do escoamento no ponto de projeto (*design point*). A operação com estas áreas em situação de *off-design* restringe a faixa na qual o ponto de operação do motor pode se localizar nos mapas de desempenho dos componentes. Desta forma, se estas áreas pudessem ser variadas de modo a acompanhar, por exemplo, mudanças nas condições do escoamento, uma melhor correlação entre os componentes poderia ser obtida.

A fim de melhorar o desempenho das turbinas a gás em carga parcial, configurações geométricas variáveis têm sido utilizadas nos compressores e expansores das turbinas a gás. Em particular, diversas turbinas a gás empregam palhetas móveis a montante do primeiro estágio do compressor (*Variable Inlet Guide Vanes*, VIGVs), e da turbina (*Variable Nozzle Vanes*, NGVs) para variar a potência gerada Roy-Aikins, J.E.A. [15]. As VIGVs são principalmente usadas para controlar a estabilidade dos compressores em velocidades de rotação baixas e médias. O expensor de configuração variável também pode melhorar

significativamente o desempenho das turbinas a gás em carga parcial, no entanto, esta solução é menos utilizada, devido à dificuldade de se operar em zonas de alta temperatura.

Compressores de configuração variável são comumente empregados em turbinas a gás industriais, sobretudo aquelas utilizadas em ciclo combinado, para variar a potência elétrica gerada. Na realidade, existem duas estratégias práticas de controle da potência gerada pelas turbinas a gás em usinas termelétricas de ciclo combinado. A primeira consiste na variação da vazão mássica de combustível, e a segunda envolve a variação da vazão mássica de ar na entrada do compressor mediante ao uso das VIGVs deste componente simultaneamente com a variação da vazão mássica de combustível. O propósito da segunda estratégia de controle é, mantendo uma alta temperatura de exaustão do expensor (*TET – Turbine Exhaust Temperature*), transferir de modo mais eficiente o calor disponível nos gases de exaustão da turbina a gás e, assim, incrementar a eficiência térmica do ciclo a vapor. A maioria das usinas do tipo ciclo combinado de grande porte utilizam turbinas a gás de um único eixo, e o método mais comum de controle da potência gerada consiste na variação da vazão mássica de ar que é admitida pelo compressor usando as VIGVs, Kim & Hwang [16].

O principal objetivo da variação da vazão mássica de ar é reduzir a potência de saída da turbina a gás, simultaneamente mantendo em um valor praticamente constante a temperatura de exaustão, *TET*, ou a temperatura de entrada à turbina (*TIT – Turbine Inlet Temperature*), favorecendo assim o funcionamento estável do ciclo a vapor. Devido aos altos valores da *TIT*, o que torna impraticável sua medição, normalmente os fabricantes destas máquinas utilizam como parâmetro de controle a *TET*.

Na turbina a gás em estudo, o controle de potência gerada em carga parcial é realizado tanto através da variação da vazão mássica de ar, usando VIGVs, como através do controle da vazão mássica de combustível. A estratégia utilizada é a seguinte: quando se deseja diminuir a potência a partir do valor de projeto, em um primeiro momento, as VIGVs são fechadas, mantendo a *TIT* constante e reduzindo a vazão mássica de ar e a potência do motor; em um segundo momento, quando as VIGVs atingiram o ponto mecânico de fechamento máximo, somente a vazão de combustível é reduzida, diminuindo ainda mais a potência de saída.

A Figura 16 e a Figura 17 representam esquematicamente a variação de carga da turbina a gás e sua relação com a vazão mássica e a temperatura de exaustão. Considera-se, inicialmente, que a turbina a gás opera em condições de *carga base* (ponto A), a qual corresponde à potência máxima que a turbina a gás pode fornecer e a abertura máxima das VIGVs. Esta condição também corresponde à maior vazão mássica na entrada do compressor para a temperatura ambiente determinada. Uma redução da potência requerida pelo sistema é alcançada através do fechamento parcial das VIGVs, o que acarreta numa redução na vazão mássica de ar na entrada do compressor. Esta situação é ilustrada pelo segmento A-B na Figura 16. Uma vez que o sistema de controle da turbina a gás opera de modo a manter uma temperatura de queima constante, a temperatura de exaustão tem um pequeno acréscimo com a diminuição da vazão mássica de ar, conforme ilustra Figura 17 (segmento A-B). No ponto B, o ângulo de fechamento da VIGVs alcançou o seu valor máximo, ver Figura 16. A partir deste ponto, um decréscimo adicional de potência é obtido, somente, reduzindo-se a temperatura de queima (segmento B-C na Figura 17), ou seja, diminuindo-se a vazão mássica de combustível. Outra consequência do fechamento das VIGVs é a diminuição da razão de compressão, o que pode ser analisado a partir da equação de compatibilidade de vazão mássica.

$$\frac{\dot{m}_3 \sqrt{T_{03}}}{p_{03}} = \frac{\dot{m}_1 \sqrt{T_{01}}}{p_{01}} \frac{p_{01}}{p_{02}} \frac{p_{02}}{p_{03}} \sqrt{\frac{T_{03}}{T_{01}}} \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} \quad (7)$$

Considerando-se que a razão T_3/T_1 seja constante, qualquer redução na vazão mássica de ar na entrada do compressor, e conseqüentemente, na relação $\dot{m}_1 \sqrt{T_{01}} / p_{01}$, resulta em uma redução na razão p_2/p_1 , a fim de manter constante a relação $\dot{m}_3 \sqrt{T_{03}} / p_{03}$.

Para a operação com turbinas a gás de configuração geométrica fixa, a correlação entre o compressor e a turbina é realizada baseada nos mapas característicos, ou de desempenho. No entanto, para configuração geométrica variável, como no caso do uso das VIGVs, modificações nestes mapas são necessárias.

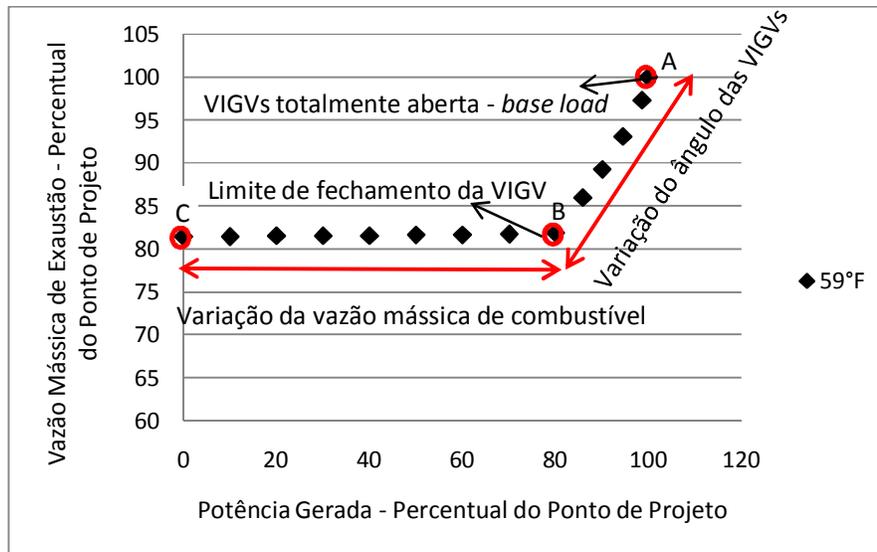


Figura 16 - Efeito das VIGVs na vazão mássica de exaustão em função da potência gerada.

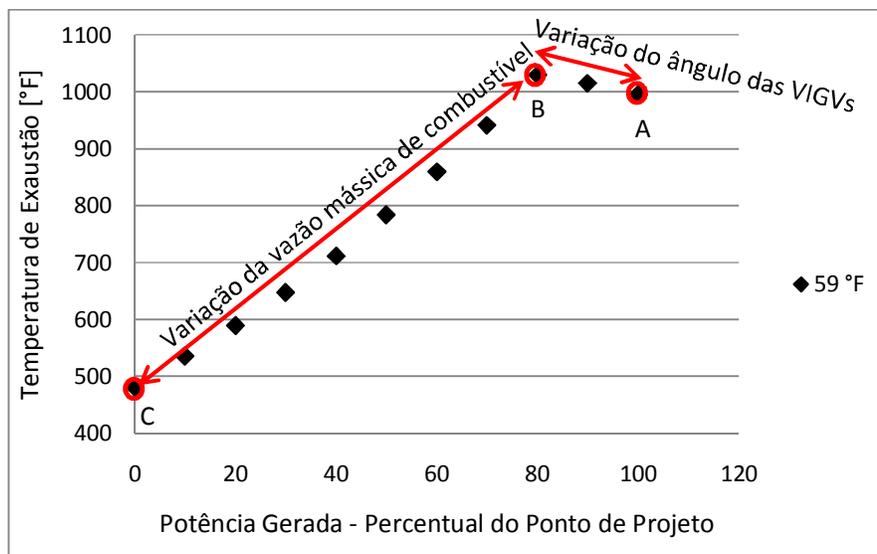


Figura 17 - Efeito das VIGVs na vazão mássica de exaustão em função da potência gerada.

Na literatura aberta existe pouca informação disponível referente à consequência da variação das VIGVs nos mapas de característica do compressor. Estas informações são, normalmente, propriedades dos fabricantes destes equipamentos. Porém, Kim & Hwang [16] mostram de modo simplificado estas consequências. Os autores descrevem que a variação do ângulo das VIGVs influencia a vazão mássica de ar, a razão de compressão e a eficiência do compressor. Com o objetivo de simular o comportamento das VIGVs no

desempenho dos compressores, fatores de correção são utilizados para deslocar o mapa de característica destes componentes, Kim & Hwang [16], conforme Figura 18. Ao fechar as VIGVs, o mapa do compressor é comprimido, reduzindo, assim, a vazão mássica de ar na entrada do componente.

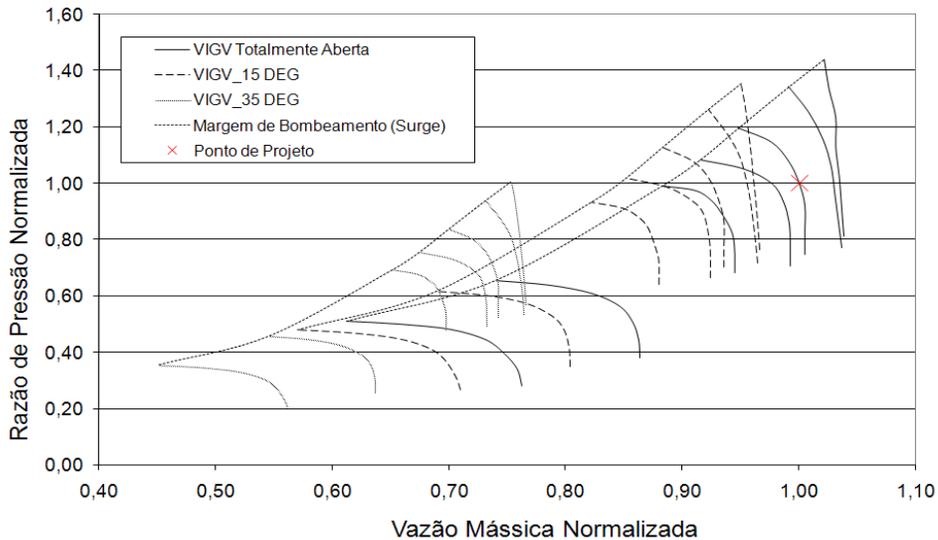


Figura 18 - Mapa de característica do compressor deslocado devido à variação das VIGVs.

3.3.1. Resultados

A Figura 19 e a Figura 20 mostram uma comparação entre os valores de temperatura e vazão mássica de exaustão obtidos a partir da simulação do modelo computacional e os dados fornecidos pela usina termelétrica. Observa-se que o modelo computacional simulou adequadamente o desempenho da turbina a gás em carga parcial. As discrepâncias foram inferiores a 2%. A utilização do fator de escala da vazão mássica de ar, para simular a variação das IGVs, mostrou ser adequada.

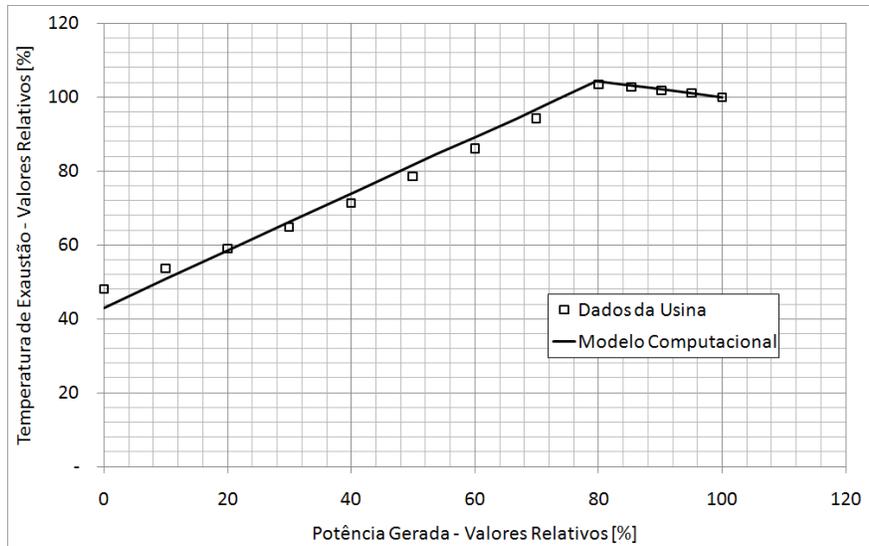


Figura 19 - Temperatura de exaustão da turbina a gás - comparação entre os resultados do modelo computacional e os dados fornecidos pela usina para uma temperatura ambiente de 15°C.

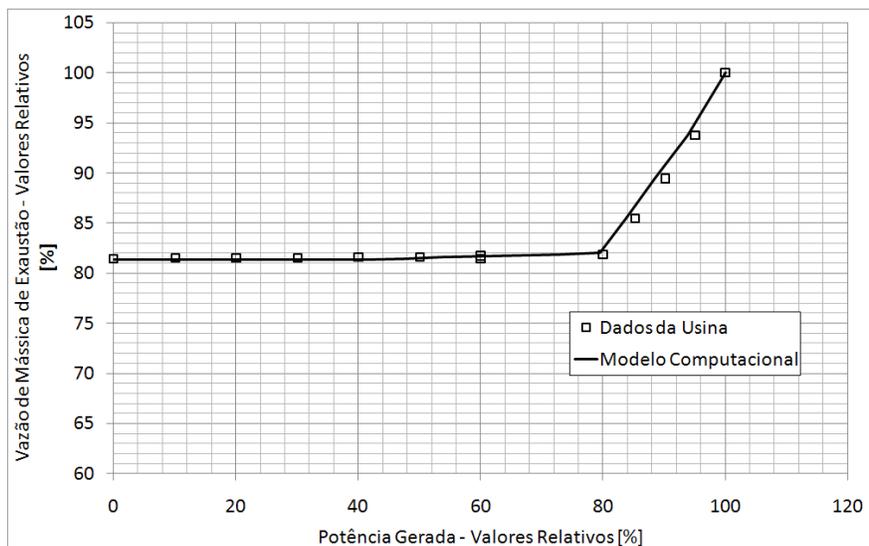


Figura 20 - Vazão mássica de exaustão da turbina a gás – comparação entre os resultados do modelo computacional e os dados fornecidos pela usina para uma temperatura ambiente de 15°C.

A Tabela 5 apresenta os desvios percentuais para diversas temperaturas ambientais e potência gerada analisadas. Em relação à temperatura de exaustão, a maior discrepância foi de 2,2% para uma temperatura ambiente de 0°F (-17,77°C), enquanto que para potência gerada, este valor foi de 7,02%, para a temperatura ambiente igual a 120°F (48,88°C). Para a vazão mássica de exaustão o maior

desvio foi de 0,16%. Observa-se que os maiores desvios foram obtidos para temperaturas ambientais extremas, ou seja, muito acima ou abaixo da realidade da operação da turbina a gás em estudo.

As eficiências dos componentes, o poder calorífico do combustível e a vazão de ar extraída do compressor para o resfriamento do rotor da turbina são fontes de discrepâncias. Outro fator de discrepância é o artifício utilizado no modelo computacional para simular as variações das pás diretoras do compressor, as VIGVS. Fatores de correção são utilizados para deslocar o mapa de característica do compressor.

Tabela 5 – Desvios percentuais dos resultados do modelo computacional comparados com os dados de catálogo da turbina a gás em estudo, operando fora do ponto de projeto em carga parcial.

	Potência GE [%]	Temperatura de Exaustão		Potência		Vazão Exaustão	
		Modelo [°F]	Desvio [%]	Modelo [%]	Desvio [%]	Modelo [%]	Desvio [%]
59°F	100	999,03	0,043	100,00	0,00	100,00	0,00
	95,0644	1012,98	0,313	93,88	-1,27	93,81	0,03
	90,1802	1023,57	0,659	88,54	-1,86	89,47	0,04
	85,2965	1033,14	0,766	83,82	-1,77	85,52	0,05
	80	1042,61	0,995	79,56	-0,56	82,00	0,14
90°F	89,13	1022,20	0,389	88,45	-0,77	92,50	-0,05
	85,0662	1035,41	0,035	82,17	-3,53	87,16	-0,01
	81,1123	1044,50	0,100	78,06	-3,91	83,58	0,00
	77,0425	1054,00	0,202	74,17	-3,87	80,29	0,00
	72,9727	1064,07	0,224	70,27	-3,85	77,00	0,02
120°F	78,4419	1047,13	0,752	76,13	-3,04	84,75	-0,07
	74,9523	1057,98	0,710	71,76	-4,44	80,90	-0,06
	71,9281	1067,65	0,428	68,13	-5,57	77,70	-0,05
	68,6717	1078,16	-0,032	64,43	-6,58	74,50	-0,04
	65,4155	1088,08	-0,280	61,12	-7,02	71,58	-0,03
30°F	109,94	979,00	0,146	110,38	0,39	106,69	-0,01
	103,9	993,83	1,072	103,42	-0,46	99,88	0,07
	98,5508	1005,03	1,337	97,55	-1,03	95,08	0,08
	92,853	1016,08	1,445	91,93	-1,00	90,36	0,09
	87,1558	1026,05	1,583	86,97	-0,21	86,13	0,10
0°F	120	957,92	-0,003	122,44	1,99	113,94	-0,02
	113,085	973,89	1,349	114,08	0,87	106,34	0,10
	106,108	987,26	1,975	106,81	0,66	100,31	0,12
	100,177	998,28	2,215	101,01	0,82	95,41	0,13
	93,44	1009,90	2,230	94,83	1,47	90,33	0,16