



**UNIVERSIDADE FEDERAL DA BAHIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM MECATRÔNICA
MESTRADO EM MECATRÔNICA**

ALEXANDRE ARARIPE CAVALCANTE

**OTIMIZAÇÃO DO CICLO DE MANUTENÇÃO/LAVAGEM DE
TURBINAS UTILIZANDO SÉRIES TEMPORAIS DE VARIÁVEIS DE
PROCESSO**

Salvador
2013

ALEXANDRE ARARIPE CAVALCANTE

**OTIMIZAÇÃO DO CICLO DE MANUTENÇÃO/LAVAGEM DE
TURBINAS UTILIZANDO SÉRIES TEMPORAIS DE VARIÁVEIS DE
PROCESSO**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Mecatrônica da Universidade Federal da Bahia, como requisito para obtenção do grau de Mestre em Mecatrônica.

Orientador:
Prof. Carlos Arthur M. Teixeira Cavalcante, Dr. Eng.

Salvador
2013

C376 Alexandre Araripe Cavalcante

Otimização do ciclo de manutenção/lavagem de turbinas utilizando séries temporais de variáveis de processo / Alexandre Araripe Cavalcante - Salvador, 2013.

95f. : il. color.

Orientador: Prof Doutor Carlos Arthur M. Teixeira Cavalcante

Dissertação (mestrado) – Universidade Federal da Bahia. Escola Politécnica, 2.

1. Indústria. 2. Modelos matemáticos. 3. Processo decisório. I. Cavalcante, Carlos Arthur M. II. Universidade Federal da Bahia. III. Título.

CDD : 338.09

TERMO DE APROVAÇÃO

ALEXANDRE ARARIPE CAVALCANTE

OTIMIZAÇÃO DO CICLO DE MANUTENÇÃO/LAVAGEM DE TURBINAS UTILIZANDO SÉRIES TEMPORAIS DE VARIÁVEIS DE PROCESSO

Dissertação aprovada como requisito parcial para obtenção do grau de Mestre em Mecatrônica, Universidade Federal da Bahia - UFBA, pela seguinte banca examinadora:

Carlos Arthur M. Teixeira Cavalcante – Orientador _____
Doutor em Engenharia de Produção, Universidade de São Paulo (USP)
Professor Associado da Universidade Federal da Bahia

Cristiano Hora de Oliveira Fontes _____
Doutor em Engenharia Química – Unicamp
Professor Associado I da Universidade Federal da Bahia

José Célio Silveira Andrade _____
Doutor em Administração pela Universidade Federal da Bahia
Professor Associado II da Universidade Federal da Bahia.

Salvador, 5 de dezembro de 2013

À

Minha Esposa e Filhos pelo constante incentivo e pela compreensão nos momentos de ausência necessários para a realização deste trabalho. Sem eles, nada seria possível na minha vida.

AGRADECIMENTOS

Ao professor Carlos Arthur M. Teixeira Cavalcante, pela orientação, ensinamentos, compreensão, confiança e incentivo durante todo o trabalho.

Ao corpo docente do PPGM, pelos ensinamentos.

Aos membros da banca avaliadora, pela disposição em contribuir para o aperfeiçoamento da pesquisa.

À Petrobras que viabilizou a parte experimental deste trabalho.

Ao amigo Sérgio Sá Barretto por me incentivar a essa empreitada, valiosas contribuições e discussões técnicas.

À amiga Luciana Pacheco pelo constante incentivo e valiosa ajuda na revisão do texto.

Ao amigo Lucio Paixão pela colaboração e conhecimento cedidos.

Ao amigo Lauro Novato pela colaboração e conhecimento cedidos.

Aos amigos e colegas do Grupo de Automação Industrial da Petrobras/TIC-BA/DES, sempre incentivadores.

A meus pais, José e Fantina, que sempre investiram na educação dos filhos, pela base familiar, constante presença, cuidados e orientações sempre procedentes.

Aos meus irmãos, minha maior herança.

Somos todos feitos de poeira de estrelas.
Carl Sagan

RESUMO

A necessidade de garantir a disponibilidade do fornecimento de energia na malha elétrica no Brasil nos períodos de seca dos reservatórios das hidrelétricas para evitar apagões como o ocorrido em meados de 2001 promoveu a disseminação de formas alternativas de geração de energia, entre elas as unidades termelétricas, com a implantação de vários parques geradores no território nacional. Devido à crescente disponibilidade de gás natural no país houve uma maior tendência a instalação de usinas termelétricas que utiliza turbinas movidas a gás natural. Durante o ciclo de operação da turbina a gás, partículas de fumaça, sal, poeira e óleo aderem à superfície dos aerofólios do compressor alterando a rugosidade e forma dos mesmos. Esse processo é chamado de *fouling* (incrustantes) e produz uma queda de desempenho total da turbina ao longo do tempo. O desempenho inicial de geração é restaurado pela lavagem periódica do compressor da turbina a gás. A interrupção da operação da turbina para a lavagem implica em interrupção da produção e é realizada periodicamente. Entretanto, as condições ambientais podem influir na formação do *fouling* resultando em uma equação de degradação que varia no tempo. Este trabalho visou obter equações que representem a degradação da eficiência energética da turbina devido ao *fouling* de forma a prever o melhor momento para parada e lavagem do compressor. A análise de algumas variáveis operacionais que relacionam potência energética produzida versus vazão de gás natural na turbina termelétrica sugerem uma tendência linear decrescente o que foi verificado experimentalmente utilizando-se séries temporais obtidas na operação das turbinas termelétricas escolhidas como campo de pesquisa. Também foi observada uma forte correlação entre a potência energética produzida e a temperatura do ar atmosférico. As séries de dados foram condicionadas quanto à outliers, lacunas e ruídos de alta frequência e corrigidas dos efeitos sazonais da temperatura ambiente. Valores de previsão para períodos de operação foram então calculados para as turbinas de teste. Os resultados conduzem à conclusão de que as turbinas estudadas poderiam ter seus ciclos de operação estendidos, o que resultaria em maior produção de energia e menor custo com lavagens. Além disso, conclui-se que as turbinas possuem eficiências diferentes conduzindo a ciclos de operações diferentes. Finalmente, foi calculada a energia total gerada considerando os novos ciclos previstos, obtendo-se ganhos de até 5% no ano.

Palavras chave: turbina a gás, degradação, eficiência, *fouling*, lavagem de compressor, desempenho.

ABSTRACT

In order to improve the reliability of the electrical power generation levels in Brazil during the low level of hydroelectric power plants water reservoir, at summer seasons, and avoids blackouts in their territories, as 2001 happenings, many new options in energy production was implanted in the last decade. Especially due to the huge accessibility of natural gas in the country, the number of thermal plants using natural gas turbines increases. During the operational cycle of the gas turbine, particles of smoke, salt, dust and oil adhere to the airfoils surfaces changing their shapes and increasing roughness. This phenomenon is named *fouling* and reduces the efficiency and work capability of the compressor stage. To recover the production efficiency of the gas turbine a periodic washing process is performed in the compressor stage. This procedure implies shutdown the turbine and cease their production. However, the environmental conditions variations and gas composition variations can affect the amount of *fouling*, resulting in a degradation function that varies with the time and seasons. The analysis of the operational variables produced power energy versus volume of consumed gas suggests a linear decreasing relationship. The goal of this work was to verify this relationship against time series data obtained from the chosen test field gas turbine, and to obtain a methodology to predict the best cycle operation time for the turbines. It was also observed a strong correlation between the energy generated by the turbine and the environmental temperature. The data series was previously treated for outliers, gaps in acquisition, high frequencies noise and corrected for the air temperature trends. Prediction times for the operational cycles were calculated for the test units. Results lead to conclude that the operational cycles of the tested units could be extended resulting in more energy production and saving of washing suppliers. Results also show different performance behavior for each tested turbine. The total generated energy for each turbine was calculated using the new predicted operations cycles, suggesting increases up to 5% by year.

Keywords: Gas Turbine, degradation, *fouling*, compressor washing, performance.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Diagrama simplificado de uma unidade termelétrica.....	18
Figura 2 – Turbina a gás industrial.....	24
Figura 3 – Esquema de uma turbina a gás industrial.....	24
Figura 4 – Lâminas dos aerofólios do compressor com depósitos de <i>fouling</i>	26
Figura 5 – Variação da Geração de Energia de uma Turbina a Gás em diferentes ciclos de operação.....	34
Figura 6 – Energia gerada pela Turbina a gás eliminada a oscilação diária.....	35
Figura 7 – Comportamento de uma turbina a gás após a lavagem dos compressores.....	35
Figura 8 – Comportamento da função eficiência após lavagem do compressor.	36
Figura 9 – Unidade Termelétrica Rômulo Almeida. Camaçari – Bahia.	39
Figura 10 – Exemplo do registro da variável Energia Gerada na Turbina (PE) no PI.	41
Figura 11 – Exemplo do registro da variável Volume de Gás (VGN) no PI.....	42
Figura 12 – Exemplo do registro da variável Temperatura do AR na Turbina (TAR) no PI..	44
Figura 13 – Exemplo do registro da variável Temperatura do Gás na Turbina (TGN) no banco de dados temporal Plant Information (PI).	45
Figura 14 – Exemplo do registro da variável Pressão do Gás na Turbina (PGN) no PI.	45
Figura 15 – Exemplo do registro da variável Temperatura dos Gases de Exaustão na Turbina (TGEX) no PI.	46
Figura 16 – Energia gerada na Turbina 1 da UTE-RA – como extraído do PI, com valores não representativos da dinâmica da turbina.	50
Figura 17 – Energia gerada na Turbina 1 da UTE-RA após retirada de valores não representativos da dinâmica da turbina.	50
Figura 18 – Série temporal com falhas na amostragem.....	52
Figura 19 – Série temporal com falhas na amostragem corrigidas por clonagem.....	52
Figura 20 – Série temporal com e sem filtro para ruídos	54
Figura 21 – Comportamento cíclico inverso entre PE e TAR.....	58
Figura 22 – Comportamento cíclico direto entre PE x VGN.	58
Figura 23 – Interpretação do coeficiente de correlação ρ	60
Figura 24 – Correlação entre as variáveis na TG1 em um período de operação.....	61
Figura 25 – Correlação entre as variáveis na TG2 em um período de operação.....	61
Figura 26 – Comportamento de PE, VGN e TAR para a TG1 fora do <i>baseload</i>	62

Figura 27 – PE em TG3(3) - Dois estados estacionários diferentes em um mesmo período de operação.....	66
Figura 28 – PE/VGN na TG1	67
Figura 29 – PE e PEC para a TG1	71
Figura 30 – PE/VGN e PEC/VGN para a TG1	71
Figura 31 – Fluxograma do método para determinar o período previsto de operação.....	74
Figura 32 – Comportamento da função eficiência após lavagem do compressor.	75
Figura 33 – Período de operação previsto (dias) versus % de perda de eficiência	81
Figura 34 – Potência elétrica na TG1 (MW)	85
Figura 35 – Volume de gás na TG1 ($K m^3/h$)	85
Figura 36 – Temperatura do ar na TG1 ($^{\circ}C$)	86
Figura 37 – Temperatura do gás na TG1 ($^{\circ}C$).....	86
Figura 38 – Temperatura dos gases exaustos na TG1 ($^{\circ}C$)	86
Figura 39 – Potência elétrica na TG2 (MW)	87
Figura 40 – Volume de gás na TG2 ($K m^3/h$)	87
Figura 41 – Temperatura do ar na TG2 ($^{\circ}C$)	87
Figura 42 – Temperatura do gás na TG2 ($^{\circ}C$).....	88
Figura 43 – Temperatura dos gases exaustos na TG2 ($^{\circ}C$)	88
Figura 44 – Potência elétrica na TG3(1) (MW)	89
Figura 45 – Volume de gás na TG3(1) ($K m^3/h$).....	89
Figura 46 – Temperatura do ar na TG3(1) ($^{\circ}C$)	89
Figura 47 – Temperatura do gás na TG3(1) ($^{\circ}C$)	90
Figura 48 – Temperatura dos gases exaustos na TG3(1) ($^{\circ}C$).....	90
Figura 49 – Potência elétrica na TG3(2) (MW)	91
Figura 50 – Volume de gás na TG3(2) ($K m^3/h$).....	91
Figura 51 – Temperatura do ar na TG3(2) ($^{\circ}C$)	91
Figura 52 – Temperatura do gás na TG3(2) ($^{\circ}C$)	92
Figura 53 – Temperatura dos gases exaustos na TG3(2) ($^{\circ}C$).....	92
Figura 54 – Potência elétrica na TG3(3) (MW)	93
Figura 55 – Volume de gás na TG3(3) ($K m^3/h$).....	93
Figura 56 – Temperatura do ar na TG3(3) ($^{\circ}C$)	93
Figura 57 – Temperatura do gás na TG3(3) ($^{\circ}C$)	94
Figura 58 – Temperatura dos gases exaustos na TG3(3) ($^{\circ}C$).....	94

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Classificação do gás natural por região geográfica. Valores considerados a 20 °C e 1 atm,	42
Tabela 2 – Limites operacionais das variáveis de processo envolvidas no presente estudo	48
Tabela 3 – Percentual de valores das séries temporais fora do intervalo $x_m \pm s_x$	49
Tabela 4 – Valores para a regressão linear das séries temporais da turbina TG1 no período de 18/11/2008 a 12/12/2008.....	56
Tabela 5 – Valores para a regressão linear das séries temporais da turbina TG2 no período de 14/11/2008 a 10/12/2008.....	56
Tabela 6 – Valores para a regressão linear das séries temporais da turbina TG3 no período de 01/01/2010 a 25/01/2010.....	56
Tabela 7 – Valores para a regressão linear das séries temporais da turbina TG3 no período de 02/09/2010 a 27/09/2010.....	56
Tabela 8 – Valores para a regressão linear das séries temporais da turbina TG3 no período de 06/11/2010 a 16/12/2010.....	56
Tabela 9 – Coeficientes de correlação ρ para as séries temporais da TG1 em <i>baseload</i> para um período de operação.....	60
Tabela 10 – Coeficientes da função eficiência para diferentes períodos de operação em diferentes turbinas	64
Tabela 11 – Taxas diárias de degradação	64
Tabela 12 – Períodos de operação (dias) calculado para cada turbina	65
Tabela 13 – Coeficientes da função para diferentes períodos de operação em diferentes turbinas	68
Tabela 14 – Taxas diárias de degradação	68
Tabela 15 – Períodos de operação (dias) calculado para cada turbina	68
Tabela 16 – Taxas de variação diária de PE com TAR (MHh/°C).....	70
Tabela 17 – Coeficientes da função eficiência para diferentes períodos de operação em diferentes turbinas	72
Tabela 18 – Taxas diárias de degradação	72
Tabela 19 – Períodos de operação (dias) calculado para cada turbina	73
Tabela 20 – Energia total anual para os períodos de operação previstos para cada turbina.....	78

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
ANP	Agência Nacional do Petróleo
CCEE	Câmara Comercializadora de Energia Elétrica
CCPS	Combined Cycle Power Stations
GN	Gás Natural
HRSG	Heat Recovery Steam Generator
LABSIP	Laboratório de Sistemas Integrados de Produção da UFBA
PCI	Poder Calorífico Inferior
PI	Plant Information
PGN	Pressão do gás na turbina
PE	Potência Elétrica
TAR	Temperatura do ar atmosférico
TG	Turbina a Gás
TG1	Turbina a Gás número 1 da UTE-RA
TG2	Turbina a Gás número 2 da UTE-RA
TG3	Turbina a Gás número 3 da UTE-RA
TGEX	Temperatura dos gases exaustos
TGN	Temperatura do gás
TV	Turbina a Vapor
UTE	Unidade Termelétrica
UTE-RA	UTE Rômulo Almeida
VGN	Vazão do gás na turbina

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	16
1.1 CONSIDERAÇÕES E ESCOPO	17
1.2 CONTEXTO DO PROBLEMA	19
1.3 OBJETIVOS E BENEFÍCIOS ESPERADOS	20
1.4 METODOLOGIA	21
1.5 ESTRUTURA DO TRABALHO	21
2 FUNDAMENTOS TEÓRICOS E ESTADO DA ARTE	23
2.1 A TURBINA A GÁS	23
2.2 CARACTERIZAÇÃO DOS MECANISMOS DE DEGRADAÇÃO EM UMA TURBINA A GÁS E O IMPACTO DA DEGRADAÇÃO DE COMPONENTES NO DESEMPENHO GERAL DA TURBINA.	25
2.3 ANÁLISE DA PREDIÇÃO DA DEGRADAÇÃO DO DESEMPENHO SOBRE O PONTO DE VISTA DA MANUTENÇÃO E DISPONIBILIDADE DO SISTEMA.	29
2.4 SELEÇÃO DE PARÂMETROS PARA O DIAGNÓSTICO DA DETERIORAÇÃO DO DESEMPENHO DE TURBINAS A GÁS.	31
2.4.1 Correção de dados	32
3 CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA DE RECOMPOSIÇÃO DE PERFORMANCE DA TURBINA A GÁS.	33
3.1 O PROBLEMA DA TURBINA A GÁS	33
3.2 MODELO DE PREVISÃO DE LAVAGEM	36
4 SÉRIES DE DADOS TEMPORAIS UTILIZADAS	38
4.1 CARACTERIZAÇÃO E SELEÇÃO DAS VARIÁVEIS	38
4.2 SELEÇÃO DAS VARIÁVEIS ESTUDADAS	40
4.3 CONDICIONAMENTO DAS SÉRIES TEMPORAIS UTILIZADAS	46
4.3.1 Retirada de valores fora dos limites operacionais	48
4.3.2 Recuperação das lacunas nas séries temporais	51
4.3.3 Filtragem de ruídos nas séries temporais	53

5	A FUNÇÃO EFICIÊNCIA DA TURBINA A GÁS	55
5.1	COMPONENTE DE TENDÊNCIA DAS SÉRIES TEMPORAIS	55
5.2	CORRELAÇÃO ENTRE AS VARIÁVEIS	59
5.3	A CURVA DE ENERGIA COMO FUNÇÃO EFICIÊNCIA	63
5.4	A FUNÇÃO DE EFICIÊNCIA PADRÃO	67
5.5	A FUNÇÃO DE EFICIÊNCIA CORRIGIDA PARA O <i>FOULING</i>	69
5.6	A PREVISÃO DE OPERAÇÃO E O PLANEJAMENTO DA MANUTENÇÃO	75
5.7	RESULTADOS E CONCLUSÕES	78
6	CONSIDERAÇÕES FINAIS	82
	REFERÊNCIAS	83
	APÊNDICE A – GRÁFICOS DAS SÉRIES HISTÓRICAS UTILIZADAS	85
	APÊNDICE B – TABELA COM EXEMPLO DE VALORES EXTRAIDOS DO PI	95

1 INTRODUÇÃO

A crise energética ocorrida em 2001 levou o Brasil a procurar a expansão da capacidade geradora de energia o que resultou em um crescimento de cerca de 50% na última década. Novas formas de geração foram implementadas, especialmente as usinas térmicas a gás devido à crescente oferta de gás natural no país. Atualmente, as unidades termelétricas são responsáveis pela geração de 26,14% da energia do país (um crescimento de 84% na última década), sendo que 30% delas utilizam turbinas a gás natural (ANEEL, 2011).

O custo da produção de energia em termelétricas está associado ao consumo de gás, insumos e manutenção, dentre outros. Além disso, as termelétricas emitem CO₂, e NOX, que é liberado na atmosfera. É de fundamental importância, portanto, a otimização do processo de geração de energia pelas termelétricas visando a redução de custos, consumo de gás e redução de emissões atmosféricas.

As turbinas a gás possuem um ciclo de operação que deve ser interrompido para a descontaminação (lavagem do compressor) da turbina, ocasionando uma interrupção da geração de energia e conseqüentemente perdas financeiras. Este ciclo, apesar de determinado pelo fabricante, pode variar devido a inúmeros fatores tais como: composição do ar atmosférico, estado estacionário de operação, tempo de uso da turbina, sistema de filtragem do ar etc. Os sistemas de filtragem do ar devem ser otimizados para os ambientes específicos (KURTZ & BRUN, 2007). Entretanto, o ambiente pode variar com o tempo, especialmente em instalações inseridas em regiões com forte atividade industrial.

A degradação do desempenho da turbina na geração de energia elétrica durante o ciclo de operação, devido aos incrustantes (*fouling*), bem como os períodos de parada (sem produção) da turbina para lavagem e os insumos (detergentes e mão de obra), podem gerar perdas equivalentes a US\$500.000,00 por ano para uma turbina de 30MW (STALDER, 2001).

Também como consequência da perda de desempenho ao longo do ciclo de operação, para manter a carga de geração em valores demandados estáveis, é necessário um aumento no consumo de gás, o que implica não somente em perdas financeiras como também uma maior emissão de CO₂ e NOX na atmosfera. De acordo com Hovland & Antoine (2005), mesmo uma redução de 1% no consumo de gás em uma planta pode representar uma redução de até 50T de CO₂ por ano emitidos para a atmosfera.

Portanto, um método que permita estabelecer o melhor ciclo de operação/lavagem para as turbinas, baseado na perda atual do desempenho e no nível de operação das mesmas, pode levar a um substancial incremento de produção em um parque gerador bem como a economia de insumos e recursos, maximizando a equação de lucro da planta.

1.1 CONSIDERAÇÕES E ESCOPO

Uma Unidade Termelétrica é um sistema capaz de produzir energia elétrica a partir da transformação de energia térmica proveniente da utilização da queima de gás combustível, óleo, carvão ou ainda da utilização de vapor (WYLEN & SONNTAG & BORGNAKKE, 1994). Analisaremos apenas unidades termelétricas cujo processo de conversão de energia térmica em energia mecânica seja realizado por turbinas a gás.

Uma Unidade Termelétrica a Gás típica pode conter outras unidades de geração de energia, a exemplo da termelétrica estudada, que contém uma unidade de geração de energia a vapor. A Figura 1 apresenta o diagrama simplificado de uma unidade termelétrica movida a gás natural, onde estão contidos basicamente quatro elementos a saber: uma turbina a gás (TG), uma turbina a vapor (TV), dois geradores trifásicos e uma caldeira de recuperação (HRSG) capaz de gerar vapor ou a partir dos gases exaustos da turbina a gás e/ou por queima suplementar de gás.

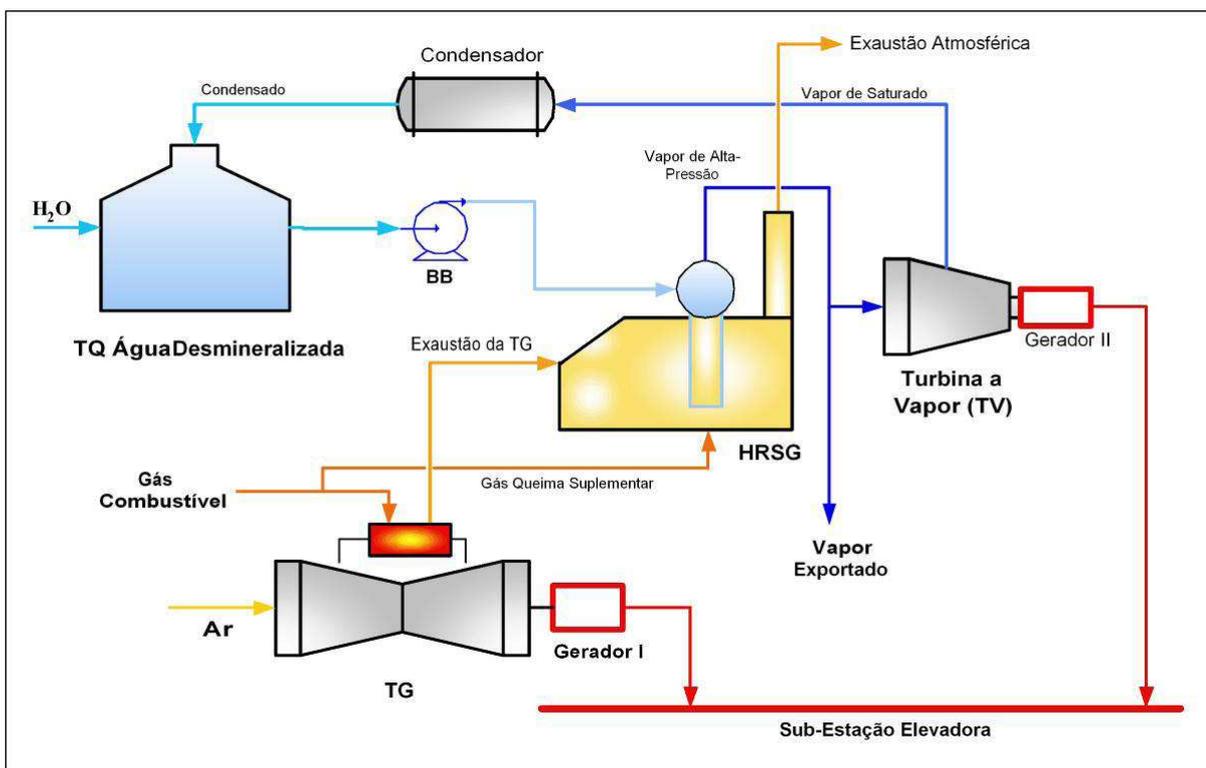


Figura 1 – Diagrama simplificado de uma unidade termelétrica

O gás natural é introduzido por uma válvula de controle na câmara de combustão da turbina onde se dá o processo de queima na presença de ar comprimido pelo estágio compressor. A expansão dos gases da combustão movimenta o eixo da turbina que por sua vez promove o funcionamento do compressor de ar axial. A energia mecânica excedente é utilizada na movimentação de um gerador de energia acoplado ao eixo da turbina.

Os gases aquecidos exaustos da turbina são liberados na atmosfera ou canalizados para a caldeira de recuperação onde são usados para a produção de vapor que é comercializado para a indústria ou utilizado na turbina vapor (TV) para gerar mais energia.

As unidades termelétricas a gás natural são mais eficientes do que as demais unidades térmicas (óleo, carvão), mas ainda assim possuem baixa eficiência energética visto que mais de 60% do calor gerado pela queima do combustível é perdida na exaustão da turbina a gás (SARANAMUTOO & ROGERS & COHEN, 2001).

O sistema de geração de uma turbina a gás, bem como da unidade termelétrica como um todo é bastante complexo e está sujeito a variações de eficiência devido a inúmeros fatores.

Este trabalho visa à obtenção de uma metodologia capaz de prever as perdas na geração de energia devido à redução de eficiência da turbina por conta do fenômeno de

fouling que acontece no primeiro estágio do compressor de ar da turbina e é responsável por grande parte da queda de performance na geração de energia.

Propõe-se a utilização de um modelo de recomposição linear da eficiência onde a energia produzida é tratada como objetivo a ser mantido e a determinação de uma função linear representativa da variação do desempenho da turbina a gás devido ao *fouling*, através da análise de algumas variáveis de processo, comuns ao controle operacional/gerencial da unidade termelétrica.

1.2 CONTEXTO DO PROBLEMA

A demanda de energia no Brasil, sobretudo nos últimos anos devido ao crescimento econômico do país, vem aumentando consideravelmente. A expansão industrial e urbana nos grandes centros vem testemunhando um crescimento na criação de novas fontes de geração de energia tais como termelétricas, eólica, solar e outras, uma vez que os investimentos com a geração por hidroelétricas são muito grandes. As unidades termelétricas são as mais difundidas pela possibilidade de instalação dessas usinas mais próximas do mercado consumidor, sem a necessidade de grandes redes de distribuição além de serem empreendimentos mais rentáveis. Entre os tipos de termelétricas vem também crescendo o número de termelétricas a gás, não só por serem mais econômicas como menos poluentes. Somado a isso a crescente disponibilidade de gás natural no mercado nacional devido à descobertas de novos campos de gás pela Petrobras e pelos gasodutos que fornecem energia de outros países da América Latina.

Entretanto, a necessidade de tornar essas usinas mais eficientes, não só do ponto de vista da produção, mas também em relação à redução dos seus efeitos no meio ambiente, é bem vinda de forma a maximizar os lucros destes empreendimentos.

As turbinas a gás de uma usina termelétrica funcionam em ciclos de produção estabelecidos e precisam ser desligadas regularmente para lavagem dos seus compressores, devido ao efeito de *fouling* (contaminantes) que reduzem fortemente suas eficiências. O período de operação das turbinas é geralmente definido pelo fabricante das mesmas quando da implantação da planta.

O efeito do *fouling* não somente reduz a eficiência da turbina, mas também dificulta a sua partida, reduz o valor máximo da potência gerada, da eficiência do combustível

e da margem de *stall*. Pode também danificar a turbina. (BAKER, 2002). Em relação à perda de eficiência dos compressores, o *fouling* pode ser responsável por até 80% deste valor

A redução da eficiência dos compressores ao longo do ciclo de operação de 500 horas pode ser superior a 5%, sendo 70% a 80% desta degradação ocasionado pelos incrustantes (por alteração de fluxo e perda de calor) (MEHER-HOMJI, 2004), o que pode resultar em uma perda de eficiência da geração superior a 3%.

Outros fatores influem na variação da eficiência total da turbina. Entretanto, neste trabalho, trataremos somente do efeito do *fouling* nos compressores da turbina por considerarmos que apenas a redução de eficiência devido a esse efeito é recuperável quando da lavagem dos compressores.

Uma metodologia baseada em uma função linear da eficiência é sugerida para determinar o agendamento das paradas para lavagem do compressor da turbina visando à maximização das horas de operação e redução dos custos operacionais e de insumos das lavagens.

A perda de eficiência da turbina devido ao *fouling* é calculada por funções lineares utilizando variáveis de processo comumente adquiridas durante o funcionamento da turbina e armazenadas em banco de dados temporais.

1.3 OBJETIVOS E BENEFÍCIOS ESPERADOS

O presente trabalho propõe uma modelagem para a otimização do ciclo de manutenção/lavagem de turbinas termelétricas a partir de funções lineares descontínuas que retratem a variação da eficiência energética da turbina devido ao fenômeno de *fouling*.

O objetivo proposto se desdobra nos seguintes objetivos específicos discutidos e desenvolvidos durante o período da pesquisa:

- Descrever o fenômeno de *fouling* e sua implicação na variação da performance das turbinas considerando a manutenção/lavagem como o evento responsável pela recomposição do nível energético original, tratando a eficiência da turbina como uma função linear de parâmetros operacionais normalmente adquiridos durante o ciclo de operação;
- Obtenção de uma ou mais funções lineares que possa descrever, a partir de variáveis armazenadas em banco de dados temporais, a variação da eficiência da turbina devida ao *fouling* no compressor;

- Utilizar as funções de eficiência obtidas para prever o ciclo de operação/parada para lavagem das turbinas.

1.4 METODOLOGIA

De forma a atingir os objetivos propostos a seguinte metodologia foi empregada na realização deste trabalho:

- Análise e descrição da geração de energia pelas usinas termelétricas no Brasil.;
- Situação do problema da degradação da eficiência da turbina a gás devido à ação do *fouling*;
- Análise da bibliografia existente de forma a estabelecer o estado da arte do problema proposto.
- Estabelecer a analogia entre uma função linear descontínua e o comportamento da turbina termelétrica;
- Identificação das variáveis de processo relevantes capazes de descrever o comportamento a ser estudado;
- Qualificação e pré-condicionar os dados levantados;
- Determinação de métodos de filtragem da influência provocada por variações sazonais e ambientais sobre as variáveis do processo;
- Determinar os coeficientes das funções lineares representativa da eficiência da turbina termelétrica para as séries de dados das turbinas selecionadas;
- Comparação do comportamento teórico sugerido e o comportamento real da turbina utilizando dados de processo de uma turbina termelétrica;
- Análise dos resultados.

1.5 ESTRUTURA DO TRABALHO

Este trabalho está estruturado em seis capítulos e dois apêndices. No capítulo 1 é feita a introdução do problema proposto, objetivos e benefícios esperados. No capítulo 2 é feita uma introdução e descrição sobre os principais fundamentos teóricos e estado da arte

relacionados ao trabalho: descrição, mecanismos de degradação da performance, seleção de parâmetros e análise de predição de sistema termelétricos de geração de energia, metodologias de predição de eficiência presentes na literatura. No capítulo 3 o modelo de recomposição do desempenho da turbina a gás é apresentado sugerindo uma analogia com funções lineares descontínuas. No capítulo 4 são apresentadas as séries temporais utilizadas, o condicionamento e tratamento dos dados coletados e filtros utilizados. No capítulo 5 são apresentados os cálculos das tendências das séries temporais selecionadas, considerações sobre as correlações entre as variáveis utilizadas e o cálculo das funções de eficiência e resultados obtidos. No capítulo 6 são apresentadas as considerações finais sobre o trabalho e sugestões para trabalhos futuros. Em seguida, são listadas as referências que fundamentaram a pesquisa.

No apêndice A é apresentado os gráficos de todas as séries de dados conforme extraídos do banco de dados temporal Plant Information e, no apêndice B uma amostra dos dados obtidos para cada uma das variáveis.

2 FUNDAMENTOS TEÓRICOS E ESTADO DA ARTE

Este capítulo descreve os principais fundamentos relacionados à proposta apresentada, estruturados da seguinte forma: A turbina a gás; Caracterização dos mecanismos de degradação em uma turbina a gás e o impacto da degradação de componentes no desempenho geral da turbina; Análise da predição da degradação do desempenho sobre o ponto de vista da manutenção e disponibilidade do sistema; Seleção de parâmetros para o diagnóstico da deterioração do desempenho de turbinas a gás.

2.1 A TURBINA A GÁS

As turbinas a gás (Figura 2) são dispositivos que convertem a energia química proveniente da queima do gás natural em energia mecânica capaz de movimentar um gerador de energia.

Podem ser descritas como constituídas por três partes principais: o compressor, a câmara de combustão e a turbina propriamente dita.

O ar atmosférico, nas condições normais de temperatura e pressão é levado ao compressor e comprimido por um conjunto em rotação de aerofólios (rotor) que empurram o ar aos estágios seguintes. O ar comprimido a alta pressão é admitido na câmara de combustão juntamente com o gás natural onde é queimado produzindo gases em alta temperatura e pressão, passando para a turbina propriamente dita onde a sua expansão, através de um sistema de rotores, produz energia mecânica que é utilizada para movimentar o compressor de ar realimentando o processo (Figura 3). O excedente da energia mecânica produzido na turbina é então utilizado para movimentar um gerador de modo a produzir energia elétrica.

Existem diversos projetos e layouts que determinam o número de estágios de compressão e o arranjo dos rotores da turbina que convertem a energia do gás aquecido em expansão em energia mecânica. Entretanto, o funcionamento básico das turbinas a gás é o mesmo.

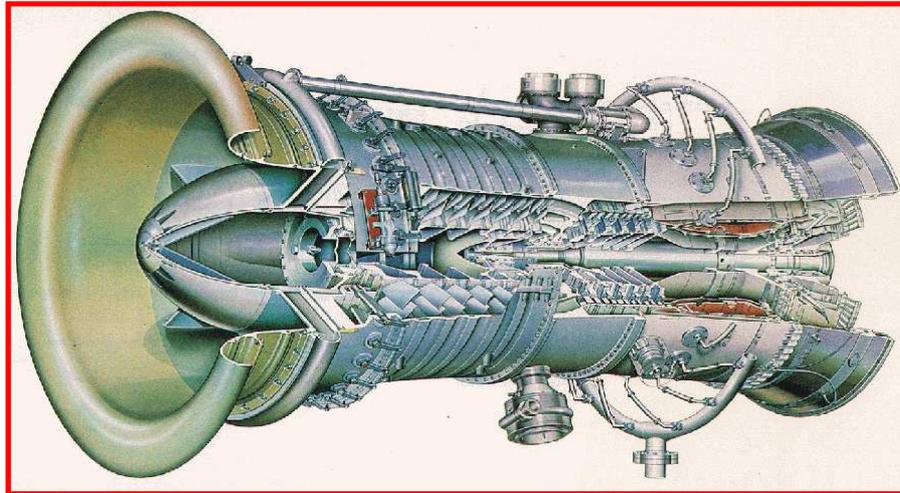


Figura 2 – Turbina a gás industrial

O excedente dos gases aquecidos é liberado para a atmosfera ou aproveitado em um ciclo combinado (*Combined Cycle Power Stations – CCPS*) para produzir vapor. Nestes casos, dizemos que a turbina a vapor trabalha em ciclo combinado. O gás em alta temperatura (da ordem de 500°C) liberado pela turbina é utilizado em uma caldeira de recuperação para produzir vapor que pode ser exportado para utilização na indústria ou ainda para movimentar uma turbina a vapor de forma a gerar mais energia elétrica.

As termelétricas a gás natural de ciclo combinado têm sido largamente utilizadas no mundo desde a década de oitenta.

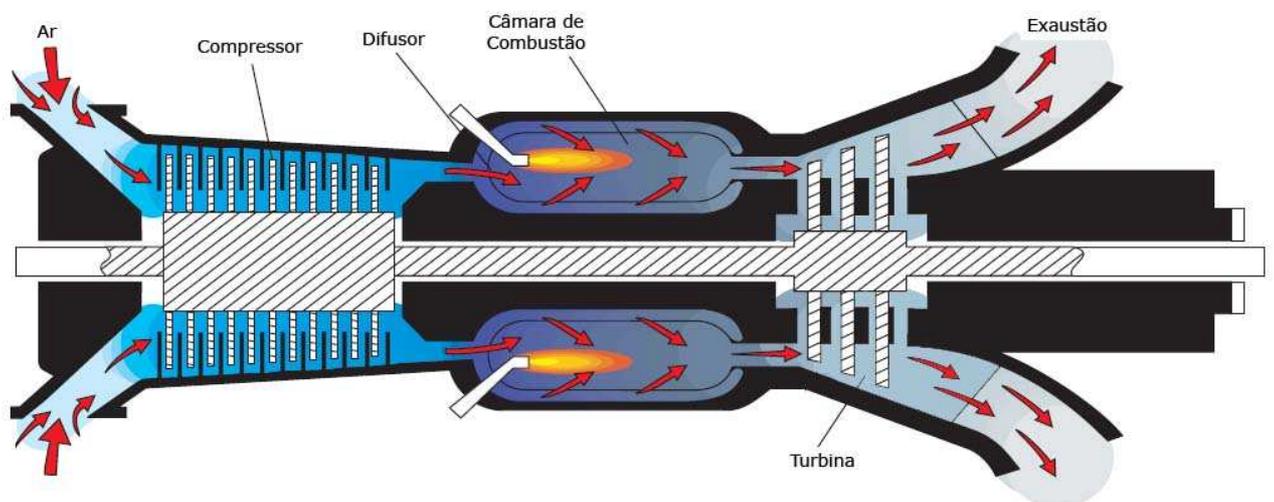


Figura 3 – Esquema de uma turbina a gás industrial

As principais vantagens para o uso de turbinas a gás são o pequeno peso e volume aliados a uma enorme versatilidade de operação. Para a produção de energia, podemos acrescentar a facilidade de instalação próxima aos centros consumidores. Por serem máquinas rotativas não apresentam os problemas associados a motores com movimentos alternativos onde predomina o atrito entre superfícies sólidas (pistão). Isso reduz enormemente os problemas de balanceamento e o consumo de óleo lubrificante entre as partes.

As turbinas a gás possuem elevada confiabilidade operacional e, comparadas às instalações a vapor, praticamente não necessitam de fluidos refrigerantes. Outro aspecto bastante favorável às turbinas a gás é a capacidade de atingir o estado operacional rapidamente, devido à baixa inércia térmica.

2.2 CARACTERIZAÇÃO DOS MECANISMOS DE DEGRADAÇÃO EM UMA TURBINA A GÁS E O IMPACTO DA DEGRADAÇÃO DE COMPONENTES NO DESEMPENHO GERAL DA TURBINA.

Considerando que qualquer sistema composto por partes móveis exibe o efeito de fraquezas e desgastes ao longo do tempo, podemos tratar uma turbina a gás como um sistema único de forma a estudar os efeitos desta degradação nos diversos componentes (KURTZ & BRUN, 2000). Essa abordagem é utilizada por considerar que a determinação de valores exatos da degradação da eficiência é muito difícil.

Entre os diversos fatores que podem causar a degradação do desempenho de uma turbina a gás, situam-se a corrosão, corrosão quente, erosão, abrasão, danos causados por objetos ou partes quebradas e o *fouling* (incrustantes). Esses fatores ocorrem ao longo do caminho do gás (*gas-path*) e são de maior ou menor importância ao longo deste caminho.

Corrosão tem sua origem nas reações dos componentes da turbina com as impurezas do ar e os contaminantes produzidos pela combustão do gás natural.

Corrosão Quente é a perda de material ao longo do fluxo de calor causado por reações químicas dos diversos componentes da turbina e os contaminantes.

Erosão acontece mais frequentemente em turbinas aéreas, mas pode também acontecer em turbinas que utilizam água para refrigeração e lavagem.

Abrasão é causada pelo atrito entre as partes móveis e estáticas do sistema da turbina.

Incrustantes (*fouling*) são partículas de fumaça, sal, poeira e óleo que aderem aos aerofólios e anéis do compressor (pelo efeito de névoa formado pelo óleo e água) alterando a rugosidade e a forma dos aerofólios. Como resultado, há uma redução do tempo de transição entre o fluxo laminar e turbulento. No compressor, onde o *fouling* ocorre, esse efeito conduz a uma menor taxa de geração de calor.

O *fouling* é causado por contaminantes rígidas como poeira, cinzas, areia, ferrugem, e partículas geralmente menores que 10 μm de diâmetro. As partículas maiores do que 10 μm causam erosão (4,10). Já as partículas menos rígidas, tais como ar salitroso, óleos e hidrocarbonetos causam apenas *fouling*.

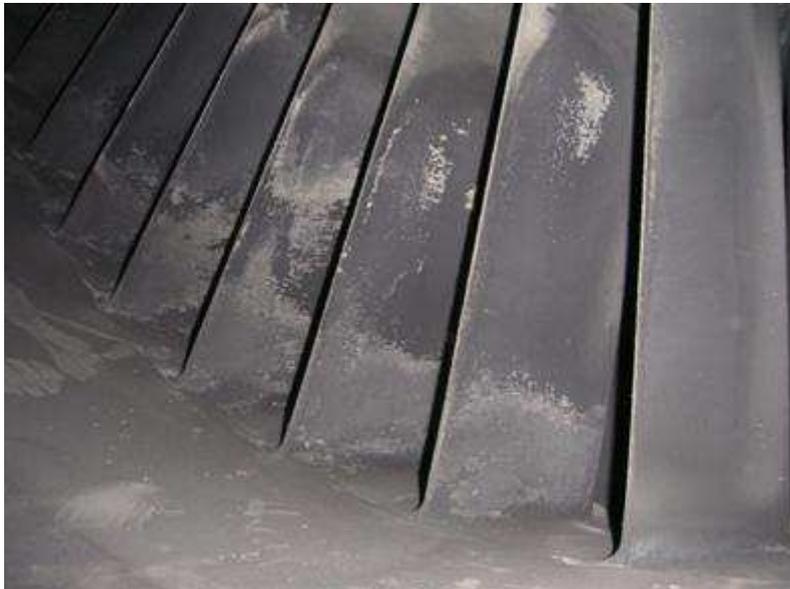


Figura 4 – Lâminas dos aerofólios do compressor com depósitos de *fouling*

Os contaminantes se depositam mais frequentemente no lado das lâminas onde há maior pressão do ar e são causados por impactos inerciais. Entretanto, estudos mostram que o *fouling* também acontece no lado de sucção dos aerofólios (MEHER-HOMJI, 2004). O *fouling* ocorre a uma razão de deposição maior nas extremidades dos aerofólios sendo uma ordem de grandeza maior que na superfície das lâminas.

Já no lado da sucção do ar nos aerofólios os depósitos acontecem predominantemente por difusão e, portanto, são formados por partículas menores e mais leves. No processo de difusão, partículas menores e mais leves não são afetadas pela direção do fluxo e movem-se livremente no ar.

Esses depósitos são misturas de materiais hidrofílicos, que podem ser solúveis ou não em água, frequentemente com $\text{pH} \leq 4$ o que aumenta em muito o risco de corrosão localizada, que geram pontos corroídos que se comportam como ânodos enquanto o resto da superfície funciona como catodo. Já os componentes solúveis em água, por serem higroscópicos, absorvem umidade e podem conter cloritos que causam corrosão.

Apesar de poderem ser facilmente laváveis, muitos desses sais podem sofrer combinação com componentes não solúveis em água. Componentes insolúveis em água são na sua maioria orgânicos, tais como resíduos de hidrocarbonetos. Se não removidos frequentemente, o processo de envelhecimento faz com que os depósitos de *fouling* fiquem mais fortemente ligados à superfície das lâminas. A umidade, na forma de gotas líquidas e vapor que permeiam a primeira metade do estágio de compressão, aumenta a probabilidade de grudamento dos depósitos de partículas de sal. Quanto maior a umidade relativa do ar maior a precipitação de contaminantes nas lâminas do compressor. Por outro lado, à medida que o ar progride nos estágios do compressor, torna-se mais quente e seco causando menos *fouling* nos estágios posteriores.

Se existirem vazamentos internos de óleo próximos à superfície das lâminas do compressor a formação de *fouling* será mais intensa uma vez que o óleo (que pode também estar presente no ar admitido na turbina) atua como fixador dos depósitos de contaminantes nos aerofólios do compressor e adjacências, principalmente nas regiões de alta temperatura onde o óleo aquece e forma uma película fina revestindo as superfícies.

A formação de *fouling* no compressor da turbina varia significativamente com:

- O design aerodinâmico do compressor;
- Localização e ambiente onde a turbina está instalada;
- Variações sazonais devido ao clima.

Do ponto de vista estrutural a sensibilidade ao *fouling* em um compressor axial é determinada por:

- Velocidade do ar ao atingir as paletas do compressor;
- Razão de compressão do compressor;
- Características geométricas e aerodinâmicas.

Quanto maior a carga da turbina maior a sensibilidade do compressor ao *fouling*. Turbinas funcionando em *baseload* (carga máxima sugerida pelo fabricante para operação da

turbina) são mais susceptíveis à formação de *fouling* do que quando submetidas a cargas menores.

Também, compressores cujos aerofólios possuem curvaturas mais suaves ou superfícies revestidas, são menos susceptíveis ao *fouling* e respondem melhor a lavagem.

A razão de *fouling* decresce com o decréscimo da temperatura ambiente. A umidade aumenta a taxa de *fouling* até um certo ponto. Acima de uma determinada umidade as gotas de água condensada lavam as lâminas naturalmente.

Uma turbina a gás ingere uma grande quantidade de ar ambiente. As maiores turbinas podem consumir ar a uma taxa de fluxo da ordem de 700kg/s. Uma turbina do tipo RB-211 da Rolls Royce, capaz de gerar 26 kW consome da ordem de 100 kg/s. Se considerarmos o ar ambiente com 10 ppm de contaminantes uma turbina do tipo RB-211 ingere algo da ordem de 32 toneladas por ano (MEHER-HOMJI, 2004).

Em uma turbina a gás, entre 50% e 60% do trabalho total produzido é consumido pelo compressor axial. Portanto, é extremamente importante garantir que a turbina esteja funcionando em sua máxima eficiência de modo a poder gerar a maior quantidade de energia e lucro para a planta, com menor impacto ao meio ambiente.

A redução da eficiência dos compressores ao longo do ciclo de operação de 500 horas pode ser superior a 5%, sendo 70% a 80% desta degradação ocasionado pelos incrustantes (por alteração de fluxo e perda de calor) (OGAGI et al, 2002, MEHER-HOMJI, 2004). Segundo estes autores, estudos indicam que os custos da degradação de potência podem variar de US\$500,000 por ano (para turbinas que produzem 26 MW) a US\$ 5,000,000 por ano (para turbinas que produzem 255 MW), isso considerando apenas perdas modesta de 3% na geração anual.

A degradação da eficiência de uma turbina a gás é classificada como recuperável e não recuperável. A degradação recuperável é aquela que pode ser revertida com a lavagem do compressor – *on-line* e *off-line washing*. A degradação não recuperável é aquela que requer a parada do sistema para a troca de peças (KURTZ & BRUN, 2009).

Nas turbinas industriais, mesmo assumindo-se um sistema de filtragem do ar eficiente, o efeito de *fouling* é a principal das três causas mais frequentes relacionadas à perda de eficiência das turbinas, sendo recuperável, pelo menos parcialmente, pela lavagem do compressor (STALDER, 2001). As outras duas causas mais frequentes são a influência da temperatura ambiente e o desgaste natural da turbina.

A degradação de um estágio tem um efeito cumulativo: cada estágio alterado irá criar condições diferentes na saída e cada estágio subsequente irá operar fora dos parâmetros

para os quais foram projetados. O efeito líquido é que todos os estágios posteriores irão funcionar abaixo das especificações para os quais foram projetados.

Uma turbina a gás com um compressor sofrendo redução de eficiência irá exibir alterações significativas tanto na razão de pressão como na razão de fluxo. Entretanto, Kurtz & Brun (2009) observam que devido ao alto número de variáveis envolvidas a razão atual de degradação é impossível de prever com precisão razoável.

Enquanto a razão de degradação pode ser reduzida por lavagens *on-line*, a lavagem *off-line* é mais efetiva resultando em uma recuperação mais significativa.

A lavagem *on-line* irá limpar somente os primeiros estágios do compressor porque o aumento da temperatura do ar durante a compressão faz evaporar o fluido de lavagem. Além disso, pode transportar contaminantes para os estágios posteriores. O acúmulo desses resíduos pode com o tempo comprometer a turbina estruturalmente, especialmente devido à corrosão, levando à necessidade de manutenções corretivas mais custosas. Também, a simples presença de *fouling* nos estágios posteriores do compressor pode levar a turbina a uma situação de desarme (trip) impedindo a turbina de iniciar as operações até que o *fouling* seja eliminado. Na lavagem *off-line* o sistema é desligado (*shutdown*) e a lavagem do compressor é feita por inteiro inclusive com escovação manual dos aerofólios.

Vale ressaltar que uma mesma unidade pode mostrar perdas de performance progressivas diferentes ao longo do tempo (VEER et al, 2004).

Li G.Y. (2002) faz uma avaliação de diferentes métodos utilizados no diagnóstico de turbinas a gás sob o ponto de vista de falhas, deterioração de performance, monitoramento da saúde da turbina, falhas físicas, corrosão etc. Entre os métodos por ele referenciado encontram-se métodos baseados em caminho crítico do fluxo de gas (GPA), inicialmente descrito por Urban (1957) e largamente utilizado, modelos não lineares, algoritmos genéticos, redes neurais, sistemas especialistas, inferência Bayesiana, lógica fuzzy e outros, considerando suas vantagens e desvantagens. Entretanto, nenhuma das abordagens analisadas por ele trata especificamente da degradação da eficiência devido ao *fouling*.

2.3 ANÁLISE DA PREDIÇÃO DA DEGRADAÇÃO DO DESEMPENHO SOBRE O PONTO DE VISTA DA MANUTENÇÃO E DISPONIBILIDADE DO SISTEMA.

Entre as principais preocupações relacionadas a uma planta de produção de energia utilizando turbinas a gás, estão os custos de manutenção e a disponibilidade do

sistema. Conseqüentemente, é importante a obtenção de modelos preditivos da degradação de performance das turbinas de forma a subsidiar um melhor agendamento das paradas para lavagem dos compressores.

Medidas do processo de *fouling* em operação indicam que a degradação da eficiência da turbina ao longo do tempo é linear com uma inclinação variando ligeiramente (Li & Nilkitaranont, 2009).

Uma abordagem linear quanto não linear (quadrática) para a predição da degradação potencial do desempenho baseado em possíveis padrões de degradação ao longo do tempo é sugerida por Li & Nilkitaranont (2009). Entretanto, as incertezas associadas com o projeto de turbinas a gás, as condições ambientais, condições operacionais, operação em ciclo forçado, ações de manutenção, dentre outros, tornam a predição da degradação de performance de uma turbina a gás uma tarefa muito complexa.

Nessa análise do problema do diagnóstico da degradação de eficiência das turbinas, Li & Nilkitaranont (2009) fizeram considerações tais como: somente as degradações leves associadas com o *fouling* e a erosão; a operação dentro de condições ambientais ISO e em *base-load* e finalmente que a degradação dos equipamentos segue uma tendência linear de falha com razão constante seguido de um incremento devido a falhas ao longo tempo.

A degradação foi definida como o desvio do desempenho atual da turbina em relação a um equipamento novo. Ainda segundo Li & Nilkitaranont (2009), as manutenções regulares, tais como lavagens *on-line* e *off-line* não alteram os padrões de falha dos equipamentos. Para equipamentos onde a degradação segue uma taxa de falha típica (onde uma taxa de falha ocorre desde o início da operação seguida por um aumento desta taxa), mostraram que o modelo linear deve ser aplicado primeiro e o modelo de regressão quadrática deve ser aplicado no momento quando a mudança da razão (taxa) de falha ocorre.

Já Hovland & Antonie (2004) sugerem uma modelagem matemática linear com aplicação de filtros de Kalman, utilizada para prever o melhor ciclo de manutenção (lavagem *on-line* e *off-line*). Utiliza um modelo dinâmico híbrido para descrever a variação de eficiência baseando-se em parâmetros termodinâmicos. O modelo também considera as variações dos preços do gás e da energia produzida ao longo do tempo. Neste modelo é considerada a degeneração do desempenho causada pelo sistema de aquisição de ar uma vez que poluentes contidos na atmosfera podem gerar uma queda de eficiência no sistema ao longo de sua operação normal.

2.4 SELEÇÃO DE PARÂMETROS PARA O DIAGNÓSTICO DA DETERIORAÇÃO DO DESEMPENHO DE TURBINAS A GÁS.

Ao longo da literatura estudada observa-se uma grande variedade de abordagens para a determinação de funções de predição da perda de eficiência de uma turbina a gás. Alguns autores colocam o problema do ponto de vista de uma modelagem teórica enquanto outros utilizam modelagens físicas utilizando considerações termodinâmicas ou aerodinâmicas.

Entretanto, esses modelos utilizam normamente parâmetros físicos ou muito difíceis de serem determinados durante a operação da turbina ou que não estão necessariamente disponíveis nos bancos de dados historiadores.

OGAJI et al (2002), estabelecem um método para a determinação de quais parâmetros devem ser monitorados ao longo do *gas-path* de uma turbina a gás de modo a estabelecer a melhor combinação de variáveis dependentes com o objetivo de descrever as falhas do sistema.

Hovland & Antonie (2004), utilizam um modelo baseado em equações diferenciais ordinárias não lineares envolvendo parâmetros como a seção reta, comprimento, volume e coeficiente de fricção do compressor bem como a velocidade sônica e razões de calor do ar, e o fluxo de massa no compressor.

Uma análise e otimização econômica da lavagem de compressores foi realizada por Aretakis et al (2012) utilizando um modelo adaptativo genérico de previsão de performance a partir do mapeamento de características do compressor, desenvolvido pelo grupo de pesquisa do Laboratory of Thermal Turbomachines na Grécia.

Alguns autores (SEDDING & SRAVAMUTOO, 1991) (TARABRIN et al, 1998) tentaram adaptar a lista de fatores que afetam o fouling a dados de performance de turbinas, tanto simulados como experimentais, de forma obter um *índice de sensibilidade ao fouling* que representasse a contaminação dos compressores ao longo do ciclo operacional da turbina. O índice obtido por Sedding & Saravamutoo (1991) utiliza o tamanho da turbina (fluxo de massa e a capacidade do compressor) e a carga de cada estágio (a variação da entalpia total por estágio). Já Tarabrin et al (1998) obtiveram um índice mais dependente da geometria interna e razões de aspecto das lâminas dos compressores.

Entretanto, Sánchez et al (2009), avaliando os diferentes aspectos da formação do fouling no compressor de turbinas a gás do ponto de vista das suas causas e dos efeitos na performance econômica das turbinas, concluíram que apesar do senso comum de que um dos

fatores mais importantes na formação do fouling ser a geometria interna do compressor (número de eixos, diâmetro do disco, altura e corda das lâminas, deflexão das lâminas etc), não existe concordância em como todas essas características influenciam este fenômeno.

2.4.1 Correção de dados

A correta análise dos dados selecionados para a determinação por métodos empíricos da função de degradação do desempenho de uma turbina a gás é importante devido a possíveis graus de incertezas associados aos parâmetros operacionais bem como aos possíveis auto relacionamentos entre as variáveis. Veer et al (2004) sugerem uma série de métodos alternativos para a correção de dados obtidos do monitoramento de parâmetros em sistemas de turbina a gás. A ideia principal por trás da correção dos dados adquiridos é a eliminação de incertezas e espalhamento das medidas.

Veer et al (2004) sugerem fatores termodinâmicos para a correção de potência, fluxo de massa, velocidade de fluxo e eficiência em função do tempo além de fatores de compensação para efeitos intrínsecos à turbina, como variação de carga, alterações no combustível, acelerações/desacelerações. Uma função polinomial do segundo grau é usada para os coeficientes de correção da temperatura do ar ambiente que entra na turbina e linear do primeiro grau para coeficientes de correção da queda de pressão causada pelo *fouling*.

Entretanto, como veremos adiante, neste trabalho, uma vez que nos interessa apenas a variação de eficiência devido ao *fouling* no compressor e estaremos utilizando séries temporais de algumas variáveis operacionais, consideraremos apenas o condicionamento dessas séries em relação à aquisição e armazenamento no banco de dados temporal, ou seja: correções quanto a valores expúrios, restauração de falhas de aquisição, filtragem de ciclicidades e remoção de influencias devido a fatores de variação de performance diferentes do *fouling*.

3 CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA DE RECOMPOSIÇÃO DE PERFORMANCE DA TURBINA A GÁS.

Durante o ciclo de operação de uma turbina a gás ocorre uma contaminação devido a incrustantes que se alojam nas paletas do compressor de ar. Como resultado disso, o desempenho aerodinâmico do compressor se altera acarretando uma variação na performance da turbina além de colocar em risco todo o sistema. A turbina deve então ser parada para lavagem das paletas do compressor de forma a restaurar as condições iniciais do sistema compressor-turbina.

3.1 O PROBLEMA DA TURBINA A GÁS

A modelagem teórica da função de transformação de uma turbina a gás é uma tarefa complexa, devido ao fato de que existem muitas variáveis envolvidas no sistema, com comportamentos variados em relação ao modelo da turbina, condições ambientais, ciclos de operação, exigências contratuais de operação demandas pelo fabricante da turbina, desgastes etc. Para que estes modelos traduzam com precisão aceitável o funcionamento da turbina a gás, é necessário o mapeamento e comportamento de cada uma das variáveis envolvidas, como também o estudo das correlações entre elas.

Na Figura 5, é ilustrado um gráfico da energia gerada por uma turbina em função do tempo de operação em vários períodos de operação diferentes.

Entre uma manutenção e limpeza e outra, a eficiência da turbina degrada devido a sujeira proveniente da queima e exaustão dos vapores e contaminantes que passam pelo sistema de movimentação da turbina, especialmente no sistema de compressores primários onde o fenômeno de *fouling* ocorre mais acentuadamente. Essa degradação da eficiência varia de acordo com o tempo de uso da turbina e de seus componentes, manutenções, troca de componentes etc.

Uma abordagem bastante efetiva para determinar as funções de transformações para a geração de energia pelas turbinas a gás é a utilização de séries históricas recentes (ou as mais recentes possíveis) uma vez que é razoável esperar que a degradação da eficiência durante um ciclo de operação da turbina não se modifique muito de ciclo para ciclo (exceto

após manutenções onde haja troca significativa de componentes) para um mesmo estado estacionário. Assumindo esta hipótese, os dados de geração de um ciclo são utilizados para prever o comportamento do próximo ciclo.

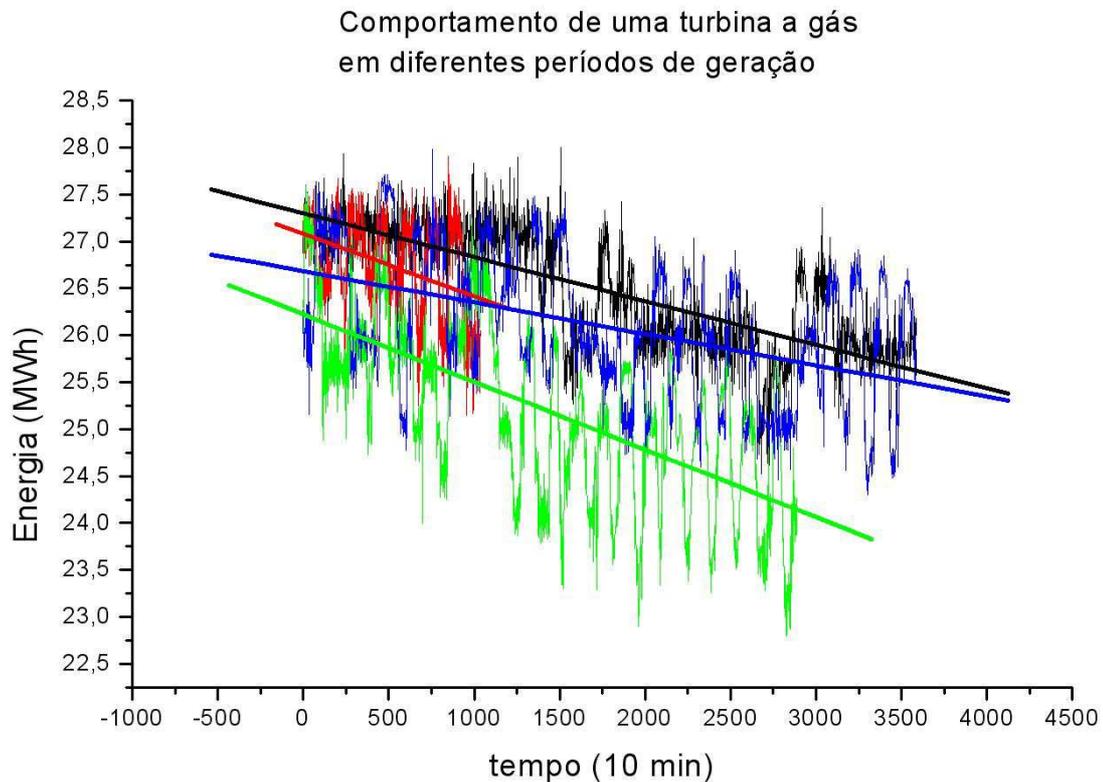


Figura 5 – Variação da Geração de Energia de uma Turbina a Gás em diferentes ciclos de operação.

Ao longo do período de operação da turbina observa-se também uma variação subjacente devido às variações ambientais. A alternância de temperatura ambiente devido ao ciclo dia/noite (bem como as variações climáticas) afeta a função de transformação da turbina resultando uma variação semelhante na potência gerada.

Entretanto, o comportamento linear decrescente da eficiência se mantém devido à alternância desses valores em torno de uma média. Na Figura 6 tem-se um gráfico da geração tomada em intervalos de 24 horas durante um período de 10 dias.

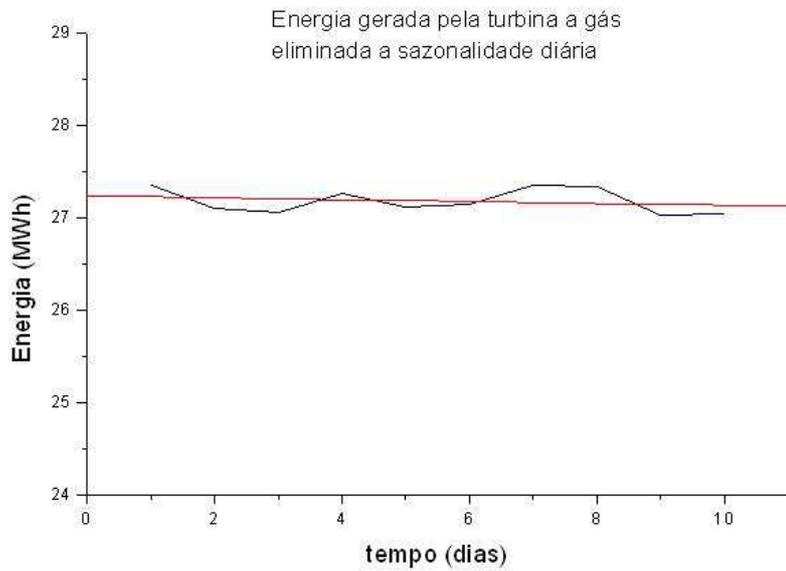


Figura 6 – Energia gerada pela Turbina a gás eliminada a oscilação diária.

A interrupção da operação da turbina para a lavagem dos compressores (eliminação do *fouling*) restaura a eficiência ao patamar do início do ciclo de operação. Na Figura 7 temos uma representação do comportamento esperado para a energia gerada por uma turbina a gás ao longo de dois ciclos de operação com os intervalos de interrupção para lavagem dos compressores representados entre os ciclos.

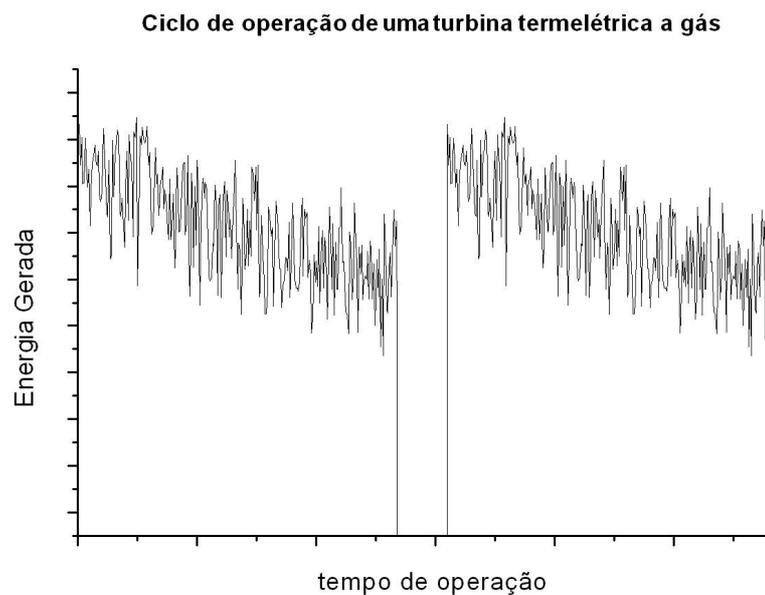


Figura 7 – Comportamento de uma turbina a gás após a lavagem dos compressores.

Podemos considerar a função eficiência como linear decrescente representada pelas retas do gráfico da Figura 8. A determinação de uma função linear, em função dos parâmetros analisados, que represente a variação da eficiência da turbina devida apenas ao *fouling* é parte do objetivo deste trabalho e realizada no capítulo 5 deste trabalho.

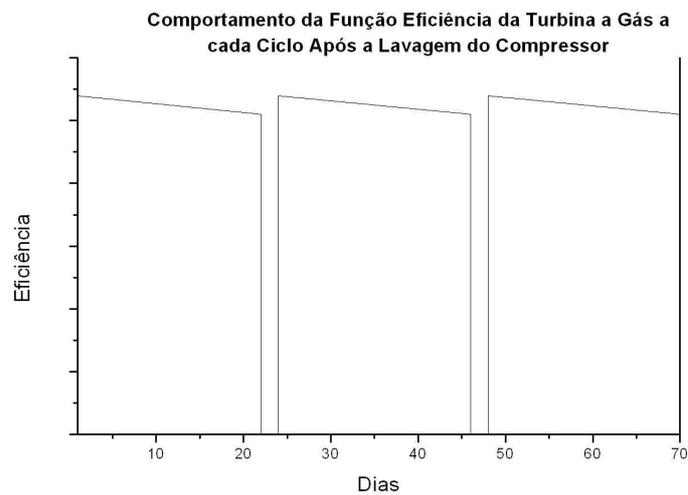


Figura 8 – Comportamento da função eficiência após lavagem do compressor.

Apenas a observação da variação da curva de produção de energia não necessariamente reflete a variação da eficiência da turbina devido ao *fouling* uma vez que existem outros fatores que afetam a eficiência. Vamos ver no próximo capítulo diferentes abordagens para tratar a determinação da curva de eficiência, culminando em uma metodologia onde a degradação da eficiência deverá refletir apenas o efeito do *fouling* e recuperável pela lavagem dos compressores, refletindo um comportamento semelhante ao apresentado na Figura 8.

3.2 MODELO DE PREVISÃO DE LAVAGEM

O presente trabalho propõe determinar uma função eficiência que reflita a variação de performance da turbina devido predominantemente ao *fouling* no compressor. A função eficiência deverá ser obtida a partir de séries de valores de variáveis de processo e será utilizada para a previsão dos períodos de operação da turbina e parada para lavagem dos compressores restaurando os níveis de geração do início do ciclo de operação.

São as seguintes as principais premissas assumidas neste trabalho:

- O comportamento da turbina em um ciclo de operação não deve diferenciar do ciclo anterior a não ser por questões ambientais;
- Apenas o *fouling* na etapa compressora é levado em consideração;
- A composição química do gás não varia em um ciclo de operação e portanto não influi na variação de eficiência da turbina;
- A tendência de variação da energia gerada, bem como da função eficiência a ser determinada é da forma linear;
- As séries de dados utilizadas devem refletir apenas um estado estacionário durante todo o ciclo de operação;
- As séries de dados utilizadas devem refletir a operação da turbina em *baseload*, ou seja, valor em que o fabricante da turbina sugere ser o de maior eficiência.

Iremos considerar a função eficiência a ser determinada, como uma função linear do tempo,

$$EF = a \times t + b$$

Usamos essa função para definir um Modelo de Previsão de Lavagem e determinar o período de operação da turbina como sendo o tempo em que a eficiência atinge um valor da ordem de 97% da eficiência do início do ciclo de operação, ou seja:

$$t_p = \frac{-0,03}{a} \times EF_{\max}$$

Esse modelo será aplicado para as diferentes abordagens da definição da função eficiência na solução proposta conforme veremos no capítulo 5.

4 SÉRIES DE DADOS TEMPORAIS UTILIZADAS

Neste capítulo, iremos caracterizar as diversas variáveis de interesse (parâmetros físicos envolvidos na dinâmica do processo da turbina) selecionadas para o estudo da degradação da performance da turbina a gás e que estão disponíveis no banco de dados temporais da Petrobras. É descrito também as diversas etapas e métodos para qualificação, recomposição, filtragem, dentre outros utilizados para a preparação das séries temporais utilizadas na determinação das equações lineares representativas da degradação de performance das turbinas.

4.1 CARACTERIZAÇÃO E SELEÇÃO DAS VARIÁVEIS

Conforme citado anteriormente a maioria dos trabalhos pesquisados na literatura procuram descrever analiticamente uma função que represente a perda de eficiência de uma turbina a gás baseados em parâmetros físicos do processo, parâmetros estes nem sempre adquiridos ou, pelo menos, não normalmente disponíveis nos banco de dados historiadores do processo da planta. Daí a dificuldade de se testar efetivamente os modelos teóricos desenvolvidos.

Por outro lado, este trabalho se propõe a determinar uma metodologia capaz de extrair uma função representativa da degradação da eficiência energética de uma turbina a gás a partir de variáveis normalmente adquiridas pelo processo de controle e gestão da planta.

A sala de controle da Unidade Termelétrica monitora essas variáveis para manter a geração das turbinas em patamares requeridos pela demanda de produção de energia e segurança das instalações. Algumas destas variáveis são também monitoradas levando-se em conta questões ambientais e indicadores de produção e gestão.

Em uma termelétrica com turbinas a gás de ciclo combinado, algumas variáveis do processo são passadas às etapas seguintes do ciclo servindo de parâmetros de entrada destes ciclos. Por exemplo, no caso da UTE Rômulo Almeida, que trabalha em ciclo combinado os gases exaustos da turbina, em alta temperatura, são utilizado nas caldeiras suplementares para produzir vapor que é exportado para clientes externos.

Em uma planta termelétrica com múltiplas unidades de turbina a gás, as demandas requeridas podem ser distribuídas entre as diversas turbinas geradoras (todas ou algumas) de forma a obter-se uma operação otimizada. Uma metodologia para a otimização de processos industriais, testada com sucesso em uma termelétrica com múltiplas turbinas a gás, baseada na otimização (minimização ou maximização) de uma função objetivo foi proposta por SÁ BARRETTO (2009).

As variáveis escolhidas para a análise do nosso problema são algumas das variáveis de processo aquiritadas pelo sistema supervisorío das plantas termelétricas da Petrobras e armazenada no banco de dados temporais Plant Information (PI) da empresa e disponibilizados através de convênio Petrobras/LABSIP- UFBA.

No que se concerne ao campo de provas, são quatro as termelétricas do parque gerador da Petrobras localizadas no estado da Bahia: UTE Rômulo Almeida (Camaçari), UTE Bahia I (Camaçari), UTE Celso Furtado (São Francisco do Conde) e UTE Arembepe. Dentre as unidades mencionadas, a UTE-RA prevaleceu sobre a UTE Celso Furtado (UTE-CF) pelo fato de sua configuração física ser mais atrativa, pois possui uma diversidade maior de cenários operacionais. Outro fator que justificou a UTE-RA (Figura 9) nessa seleção foi o conhecimento que se obteve do seu processo produtivo no decorrer dos últimos três anos (SÁ BARRETTO, 2009).



Figura 9 – Unidade Termelétrica Rômulo Almeida. Camaçari – Bahia.

Outro requisito indispensável à execução deste trabalho foi a disponibilidade de uma infraestrutura de aquisição de dados de processos industriais. No ano de 2006, tanto a UTE-RA como a UTE-CF foram conectadas remotamente a um repositório temporal, o Plant Information (PI), instalado nas dependências da Petrobras no sítio de Salvador. O PI está conectado aos sistemas de supervisão ABB Operate IT e ABB Symphony Melody, das UTE-CF e UTE-RA respectivamente, adquirindo os dados de processos industriais em tempo real e alavancando-os para os níveis táticos e estratégicos (Gás e Energia) da companhia. Durante o desenvolvimento da pesquisa que possibilitou o desenvolvimento do PROTEU 1.0 (convênio UFBA/LABSIP e Petrobras SA) houve o aproveitamento desta infraestrutura, a qual foi configurada para atender os requisitos do projeto. Durante o desenvolvimento deste trabalho, a base temporal do PI foi novamente reconfigurada para realizar a aquisição das amostras das variáveis pertinentes ao modelo que foi elaborado.

Em relação à infraestrutura laboratorial, o LABSIP já conta com acesso remoto à base temporal que hospeda os dados das UTE-RA e UTE-CF. Então, foi possível ter acesso em tempo real, a partir do LABSIP, aos dados de planta hospedados na base temporal da Petrobras. O LABSIP também conta com a instalação de uma infraestrutura temporal de aquisição de dados similar a da Petrobras, a qual pôde ser configurada de forma a possibilitar a conexão com o PI da companhia. Esta alternativa de acesso proveu um tempo de resposta melhor do que o acesso remoto para aquisição dos dados necessários a realização deste trabalho.

4.2 SELEÇÃO DAS VARIÁVEIS ESTUDADAS

Foram consideradas as seguintes variáveis de processo aquisitadas nas turbinas a gás da Unidade Termelétrica Rômulo Almeida (UTE-RA) da Petrobras, disponíveis na camada de supervisão e historiadas no Plant Information.

- **Energia gerada pela turbina em MW/h (PE)** - Essa variável mede a energia gerada pela unidade geradora acoplada a cada uma das turbinas. Na maioria dos ciclos de operação a sala de operação e supervisão do processo da unidade termelétrica procura manter os valores de geração em um ciclo estacionário de forma a atender as quantidades demandadas. As turbinas a gás da UTE-RA (RB-211 da Rolls Royce) estão aptas a gerar entre 10 MWh e 29 MWh sendo o

baseload, ou seja, o patamar de máxima eficiência recomendado pelo fabricante em torno de 27MWh (Figura 10).

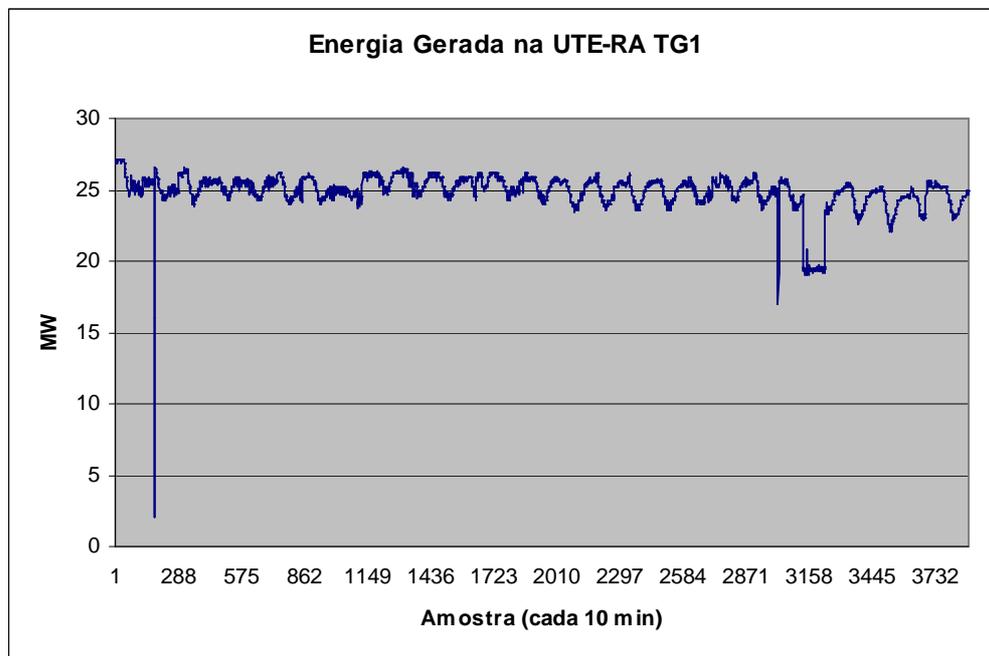


Figura 10 – Exemplo do registro da variável Energia Gerada na Turbina (PE) no PI.

- **Volume de gás (VGN)** - Essa variável mede o volume de gás admitido na câmara de combustão da turbina, em Km³/h. O gás natural entregue pelo fornecedor é admitido em uma estação de medição na entrada da unidade termelétrica. Após a medição para efeitos contábeis e retirada de algumas impurezas o gás passa por compressores que elevam a pressão do gás a 42 bar e o envia para a câmara de combustão da turbina onde o gás é queimado na presença de ar atmosférico sob pressão a uma razão volumétrica de aproximadamente 1:24. Os gases resultantes desta queima deixam a câmara de combustão sobre pressão e movimentam as paletas da turbina gerando energia mecânica que é utilizada na movimentação das paletas do compressor do ar atmosférico admitido na câmara de combustão, realimentando o ciclo. A energia mecânica excedente deste processo é utilizada no eixo do gerador para gerar a energia requerida (Figura 11). Neste trabalho assumimos que a composição do gás não varia significativamente durante o período de operação da turbina, não influenciando portanto na eficiência da mesma.

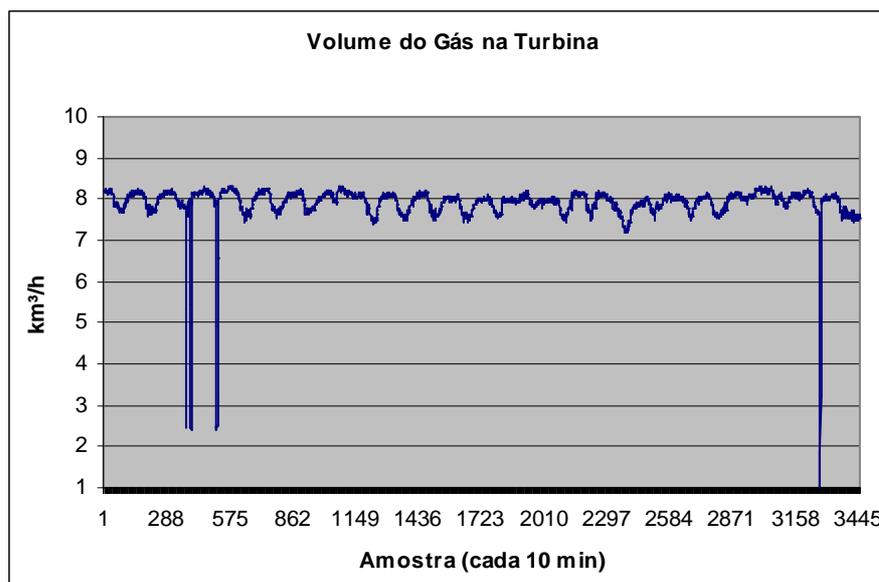


Figura 11 – Exemplo do registro da variável Volume de Gás (VGN) no PI.

O órgão regulador, a Agência Nacional do Petróleo (ANP) estabelece em seu Regulamento técnico N° 2/2008 anexo à Resolução N° 16 de 17 de agosto de 2008 a composição do gás natural, de origem nacional ou importado, comercializado nas diversas regiões do país, de acordo com a Tabela 1.

Tabela 1 - Classificação do gás natural por região geográfica. Valores considerados a 20 °C e 1 atm,

CARACTERÍSTICA	UNIDAD E	LIMITE			MÉTODO	
		Norte	Nordest e	Centro-Oeste, Sudeste e Sul	ASTM	ISO
Poder calorífico superior	kJ/ m³	34.000 a 38.400	35.000 a 43.000		D	6976
	kWh/m³	9,47 a 10,67	9,72 a 11,94		3588	
Índice de Wobbe	kJ/m³	40.500 a 45.000	46.500 a 53.500		--	6976
Número de metano, mín.		anotar	65		--	15403
Metano, min.	% mol.	68,0	85,0		1945	6974

Etano, máx.	% mol.	12,0	12,0		1945	6974
Propano, máx.	% mol.	3,0	6,0		1945	6974
Butanos e mais pesados, máx.	% mol.	1,5	3,0		1945	6974
Oxigênio, máx.	% mol.	0,8	0,5		1945	6974
Inertes (N ₂ +CO ₂), máx.	% mol.	18,0	8,0	6,0	1945	6974
CO ₂ , máx.	% mol.	3,0			1945	6974
Enxofre Total, máx.	mg/m ³	70			5504	6326-3
						6326-5
						19739
Gás Sulfídrico (H ₂ S), máx.	mg/m ³	10	13	10	5504	6326-3
					6228	
Ponto de orvalho de água a 1atm, máx.	°C	-39	-39	-45	5454	6327
						10101-2
						10101-3
						11541
Ponto de orvalho de hidrocarbonetos a 4,5 MPa, máx.	°C	15	15	0	--	6570
Merúrio, máx.	µg/m ³	anotar			--	6978-1
						6978-2

O fornecedor de gás para a termelétrica deve adequar as composições do gás, a depender da origem produtora, para atender as especificações estabelecidas na norma. No caso da UTE Rômulo Almeida o gás fornecido pelo distribuidor (a empresa Bahiagás) tem origem no campo de Manatí-BA cuja composição é muito próxima do estabelecido pela norma da ANP.

Apesar de que a composição química do gás entregue pelo fornecedor a UTE poder variar dentro dos limites e intervalos estabelecidos pela norma da ANP e, conseqüentemente também o seu poder calorífico (PCI), temos como premissa neste trabalho que dentro de um ciclo de operação padrão da UTE-RA (de em média 22 dias) essa variação

não seja significativa e não tenhamos variações de desempenho nas turbinas devido à variações da composição do gás.

- **Temperatura do ar atmosférico (TAR)** - Essa medida é realizada na admissão de ar na etapa de compressão da turbina. Os intervalos de variação dependem das estações do ano, mas existe uma variação cíclica natural da temperatura atmosférica ao longo dia (Figura 12).

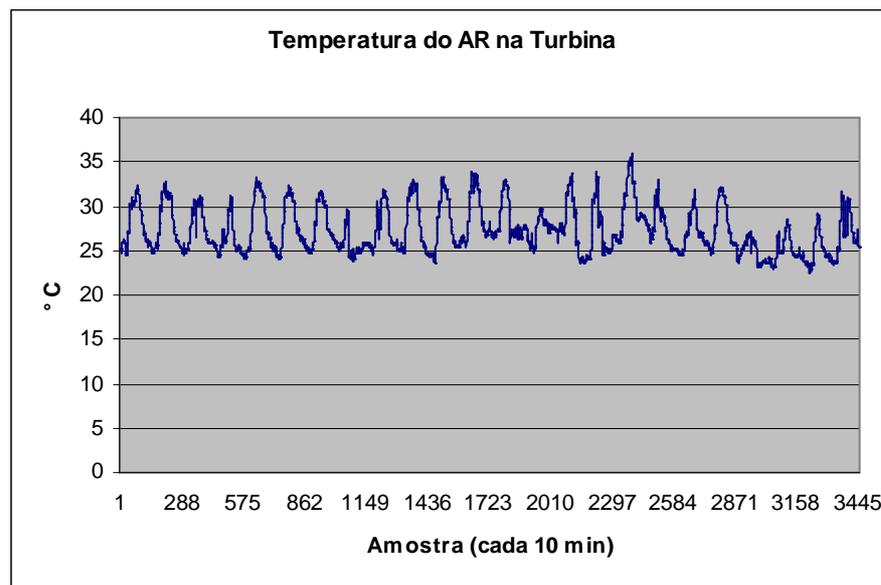


Figura 12 – Exemplo do registro da variável Temperatura do AR na Turbina (TAR) no PI.

- **Temperatura do gás (TGN)** - Essa variável é medida na entrada da câmara de combustão. A temperatura do gás geralmente entre 50 e 70 °C, parece sofrer uma variação devido à variação da temperatura ambiente. Isso será discutido mais adiante quando tratarmos da análise dos dados (Figura 13).

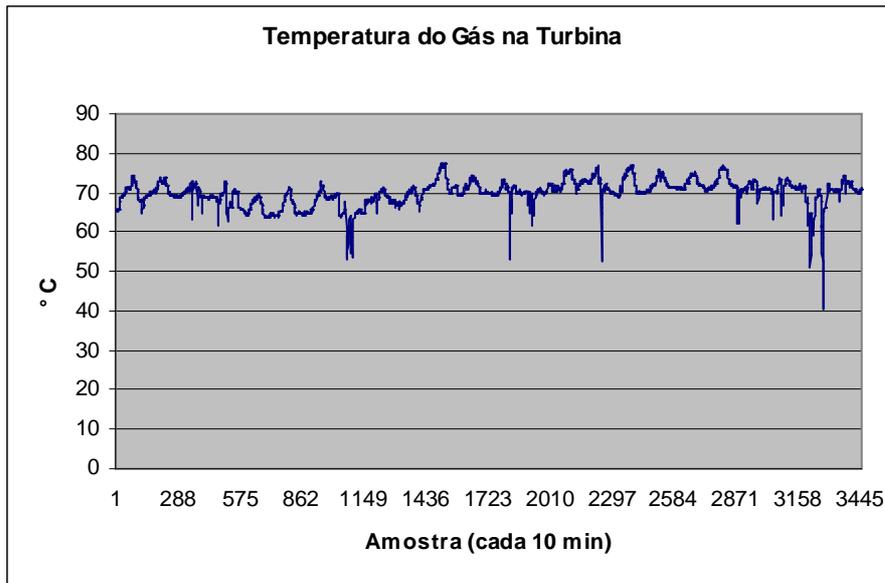


Figura 13 – Exemplo do registro da variável Temperatura do Gás na Turbina (TGN) no banco de dados temporal Plant Information (PI).

- **Pressão do gás (PGN)** – Medida na entrada do gás na turbina, a pressão do gás é mantida por compressores externos que elevam a pressão de linha de aproximadamente 20 bar para 42 bar mantendo este valor bem estável (Figura 14).

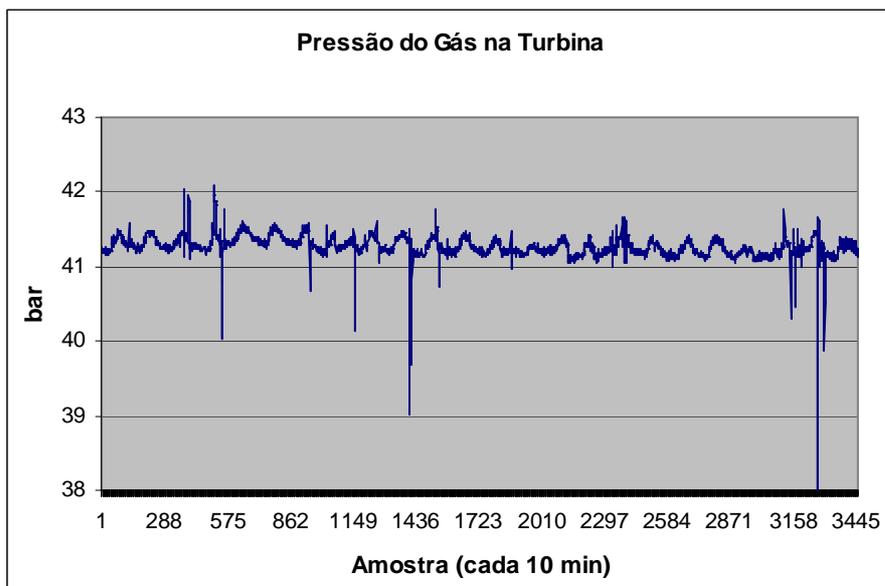


Figura 14 – Exemplo do registro da variável Pressão do Gás na Turbina (PGN) no PI.

- **Temperatura dos gases exaustos (TGEX)** – Os gases liberados pelo conjunto turbina-gerador são liberados ao meio ambiente por meio de chaminés ou redirecionados para as caldeiras de recuperação quando a unidade termelétrica funcionar em ciclo combinado, como é o caso da UTE-RA. Esses gases contêm basicamente CO₂ e NOX térmico (óxidos de nitrogênio) formado pela combinação do N e do O do ar nas temperaturas altas das caldeiras. A temperatura destes gases é da ordem de 500 °C (Figura 15).

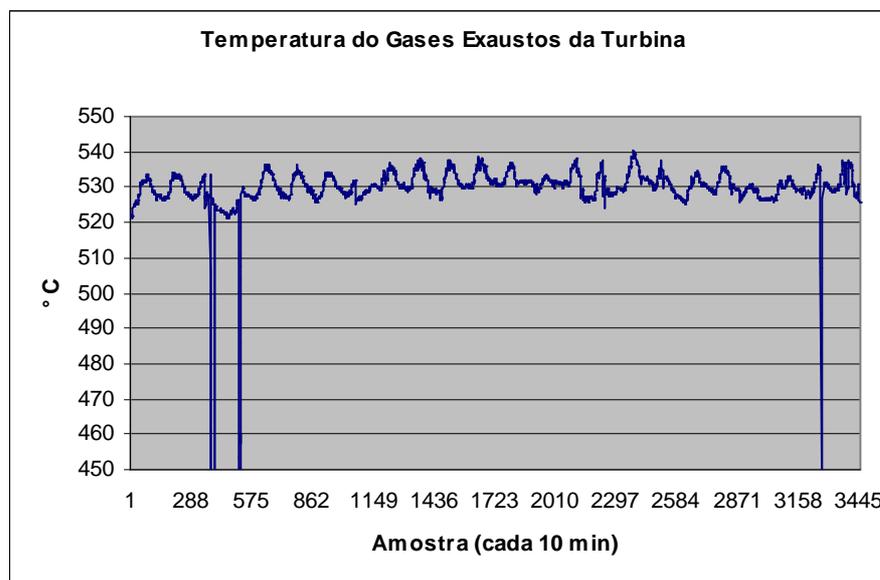


Figura 15 – Exemplo do registro da variável Temperatura dos Gases de Exaustão na Turbina (TGEX) no PI.

4.3 CONDICIONAMENTO DAS SÉRIES TEMPORAIS UTILIZADAS

A camada de supervisão da unidade termelétrica concentra os dados aqusitados nos diversos sensores e os envia para armazenamento no banco de dados temporal. Existe, entretanto, uma série de fatores que podem comprometer a integridade dos dados que chegam para serem armazenados no banco de dados tais como indisponibilidade dos sistemas envolvidos na aquisição, transporte e comunicação dos dados, falhas nos sensores, erros de leitura etc. A inexistência destes valores são normalmente registradas no banco temporal Plant Information como “bad value”, “bad input”, “shutdown”, “no data” etc. Além disso, valores

fora dos limites operacionais das variáveis e/ou valores espúrios podem estar presentes nas séries de dados temporais armazenadas.

É necessário, portanto, tratar as séries de dados antes de submetê-las a análises matemáticas e usá-las na determinação das funções de degradação da turbina.

Para a obtenção dos coeficientes das funções lineares representativas da degradação da turbina devemos escolher séries temporais que representem da melhor maneira possível um ciclo de operação da turbina que varia, no caso da UTE-RA, entre 21 e 25 dias por determinação do fabricante das turbinas.

As séries temporais escolhidas devem ser condicionadas de forma a eliminar as lacunas de dados, identificar e eliminar os valores espúrios e os valores fora dos limites operacionais das variáveis. Em seguida, filtros devem ser aplicados para a retirada de informações não relevantes como ruídos, variações cíclicas etc.

Baseado em um mapeamento realizado em todos os períodos de dados armazenados no PI da Petrobras da UTE-RA identificamos alguns períodos de operação das três turbinas da UTE-RA com menos ocorrência de falhas na aquisição. Os intervalos escolhidos devem contemplar séries temporais relativamente íntegras para todas as variáveis envolvidas no estudo.

Procuramos também, identificar entre as séries escolhidas as que possuíssem um estado estacionário inalterado durante o ciclo de operação da turbina e o mais próximo do *baseload* que é o valor de operação considerado pelo fabricante da turbina como o patamar de operação de maior eficiência da turbina. Entende-se que o fenômeno de *fouling* responsável pela degradação da eficiência do compressor de ar seja uma função do estado estacionário no qual a turbina seja colocada para funcionar (setup). Um ciclo de operação com dois ou mais estados estacionários, além de incomum, forneceria um complicador adicional ao nosso problema.

Neste ponto devemos esclarecer a diferença entre o termo aqui utilizado, estado estacionário e uma série temporal estacionária. Por definição (**CHATFIELD, 1998**) uma série temporal é dita estacionária se não existe nenhuma alteração sistemática na sua média (ou seja, não existe tendência), se não existe alteração sistemática na variância e se as variações periódicas foram removidas. No ponto de vista da operação da turbina elétrica, um estado estacionário é o valor do *setpoint* estabelecido para a energia produzida pela turbina.

4.3.1 Retirada de valores fora dos limites operacionais

Cada um das variáveis de processo aquisitada possui limites operacionais ou estabelecidos pelo fabricante da turbina a gás ou estabelecidos pelos controladores da planta ou ainda em função do ambiente onde a planta está inserida. A Tabela 2 mostra os limites operacionais aceitáveis para as variáveis de processo referenciadas no ciclo de operação das turbinas a gás da UTE-RA.

Tabela 2 – Limites operacionais das variáveis de processo envolvidas no presente estudo

Variável	Sigla	Unidade	Limite Mínimo	Limite Máximo
Energia Gerada	PE	MWh	10	29
Volume de Gás	VGN	Km ³ /h	4	10
Temperatura do AR	TAR	°C	21	45
Temperatura do Gás	TGN	°C	24	85
Pressão do Gás	PGN	bar	42	42
Temperatura dos Gases exaustos	TGEX	°C	500	600

Para cada série utilizada, devemos identificar os pontos cujos valores estejam fora dos limites operacionais estabelecidos e substituí-los por valores interpolados entre os pontos vizinhos. Podem também estar presentes nas séries temporais valores atípicos ou espúrios que são valores sujeitos a variações acidentais na aquisição e transmissão e não representam o comportamento típico da turbina a gás. Em um estado estacionário podem ocorrer variações bruscas ou explosivas originadas em fatores tais como: variações nas cargas da turbina devido a variações na rede de distribuição, mudanças bruscas nas propriedades dos insumos, erros de leitura dos sensores etc (Figura 16).

SÁ BARRETO, 2009, sugere a utilização de análise histográfica do conjunto de valores da série temporal. O método consiste em calcular-se o vetor de derivadas em um intervalo dt e montar-se um histograma destes vetores baseado em intervalos de classe previamente definidos. Considera-se então que os dados de alta frequência relativa são dados típicos do processo arbitrando-se um percentual de 95% dos valores totais. Assim, determina-se uma frequência de corte a partir da qual todos os dados que se apresentam fora deste intervalo são considerados dados atípicos e não representam a dinâmica da turbina a gás.

O método descrito acima se mostra eficiente e adequado mesmo quando se considera alterações dos *setpoints* das turbinas (alteração do estado estacionário) e procura manter as variações da dinâmica do sistema, importante na determinação de uma função de transformação (não função do tempo) que vise descrever o comportamento dinâmico da turbina a gás, como foi feito na referência citada acima.

Entretanto, como já citamos anteriormente, a determinação de uma função temporal capaz de analisar a degradação da eficiência da turbina exige considerarmos preferencialmente o ciclo da turbina como tendo se processado todo dentro de apenas um estado estacionário.

Consequentemente devemos tratar os valores não operacionais e atípicos como valores não representativos do estado estacionário estudado (*outliers*) e corrigir a série temporal nos pontos referentes a estes valores, trazendo-os para o intervalo de variação da variável em questão de modo a preservar o caráter linear da função (Figura 17).

Para as séries temporais escolhidas como representativas de um ciclo completo de operação das turbinas e com poucas “falhas” nos valores armazenados observa-se que acima de 90% dos valores estão dentro do intervalo definido pela variação de 1 (um) desvio padrão em torno do valor médio (Tabela 3).

Tabela 3 – Percentual de valores das séries temporais fora do intervalo $x_m \pm s_x$

Turbina	Intervalo dos dados	% fora de $x_m \pm s_x$
TG1	18-11-2008 a 11-12-2008	1,3
TG2	11-12-2008 a 07-01-2009	7,8
TG2	14-11-2008 a 10-12-2008	4,8
TG3	01-01-2010 a 25-11-2010	6,7
TG3	02-09-2010 a 27-09-2010	0,8
TG3	06-11-2010 a 16-12-2010	5,8
TG3	16-07-2010 a 06-08-2010	0,4

De qualquer modo podemos considerar que se a série estudada não possui variações de estados estacionários, os valores atípicos representam um percentual pequeno do universo das amostras e, portanto a retirada destes valores não deve ter influência no caráter “tendência” da série temporal e nos coeficientes da regressão linear.

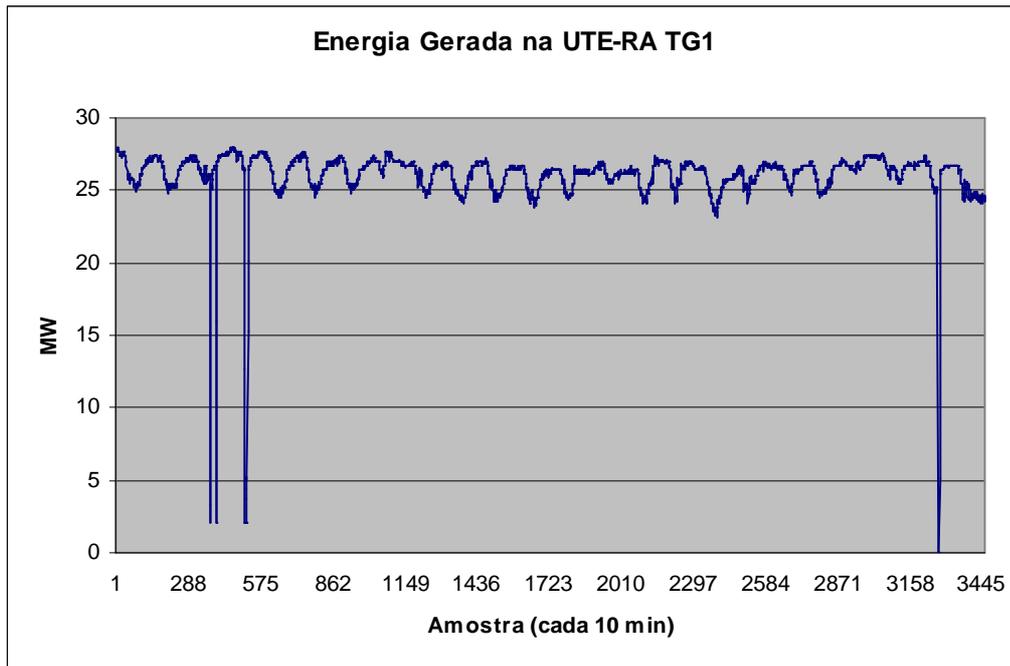


Figura 16 – Energia gerada na Turbina 1 da UTE-RA – como extraído do PI, com valores não representativos da dinâmica da turbina.

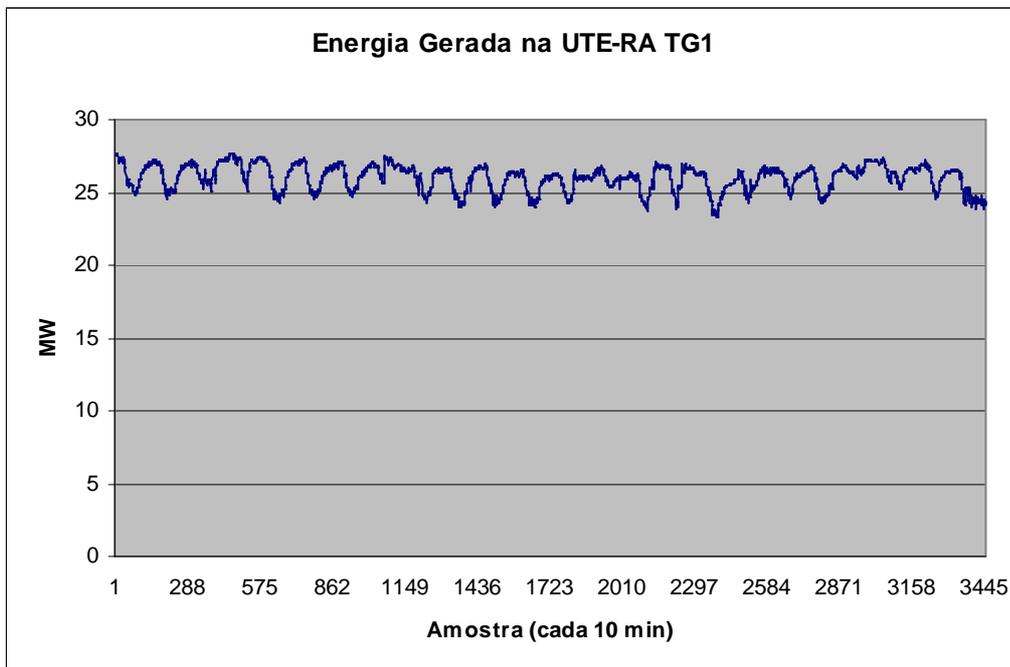


Figura 17 – Energia gerada na Turbina 1 da UTE-RA após retirada de valores não representativos da dinâmica da turbina.

4.3.2 Recuperação das lacunas nas séries temporais

As séries temporais historiadas no Plant Information podem conter lacunas devido à falhas na aquisição e transporte do dado para a base temporal. Quando os valores de uma série temporal são solicitados ao PI estas lacunas normalmente se apresentam na forma de informações textuais de controle do próprio banco historiador revelando a inexistência da informação e a impossibilidade de sua recuperação por meio de interpolação dos valores armazenados pelos algoritmos de compressão e exceção do PI (Figura 18).

A existência destas lacunas pode comprometer a análise de tendência das séries de dados tornando-as inúteis a análise. Como parte do Sistema de Apoio a Decisão Multi-Agentes (SADMA) desenvolvido na Petrobras e baseado no trabalho de SÁ BARRETO, 2009, foi utilizada uma técnica de qualificação do espaço amostral utilizando análise estatística da distribuição de lacunas na série de dados. Qualquer período amostrado no banco de dados pode então ser submetido a esta técnica para validá-la ou não como uma série capaz de refletir a dinâmica do sistema estudado no período de amostragem considerado. Essa técnica foi inicialmente cogitada de utilização neste trabalho, mas como optamos por varrer a base de dados historiada localizando períodos de operação completa das turbinas (entre uma lavagem e outra), que refletissem apenas um estado estacionário e que tivessem apenas algumas poucas lacunas de dados (ou preferencialmente nenhuma lacuna) não tivemos necessidade de qualificar as séries escolhidas. Entretanto, ainda temos que lidar com a presença das lacunas.

Foram testados alguns algoritmos para o preenchimento das lacunas presentes nas séries temporais selecionadas, entre eles interpolação linear, polinomial, spline cúbico, função periódica etc. Em todas as séries analisadas, estes métodos de interpolação resultaram em pouca ou nenhuma influência na determinação do componente de tendência das séries. Assim, optou-se pelo método de clonagem para o preenchimento das lacunas das séries temporais. Neste método, os valores faltantes na série temporal são substituídos por conjunto de valores clonados na própria série, à esquerda ou à direita da lacuna. Os valores escolhidos para a clonagem são aqueles que acontecem no mesmo momento do dia anterior ou posterior à falha. Esta metodologia considera preservar, pelo menos ainda nesta etapa da preparação da série temporal para a análise, o componente cíclico da série ao tempo que considera que a variação da eficiência no período de apenas um dia no estado estacionário não é maior (no caso de faltar um dia inteiro de informação) do que $1/n^{\circ}$ de dias considerados, da perda de eficiência no período (Figura 19).

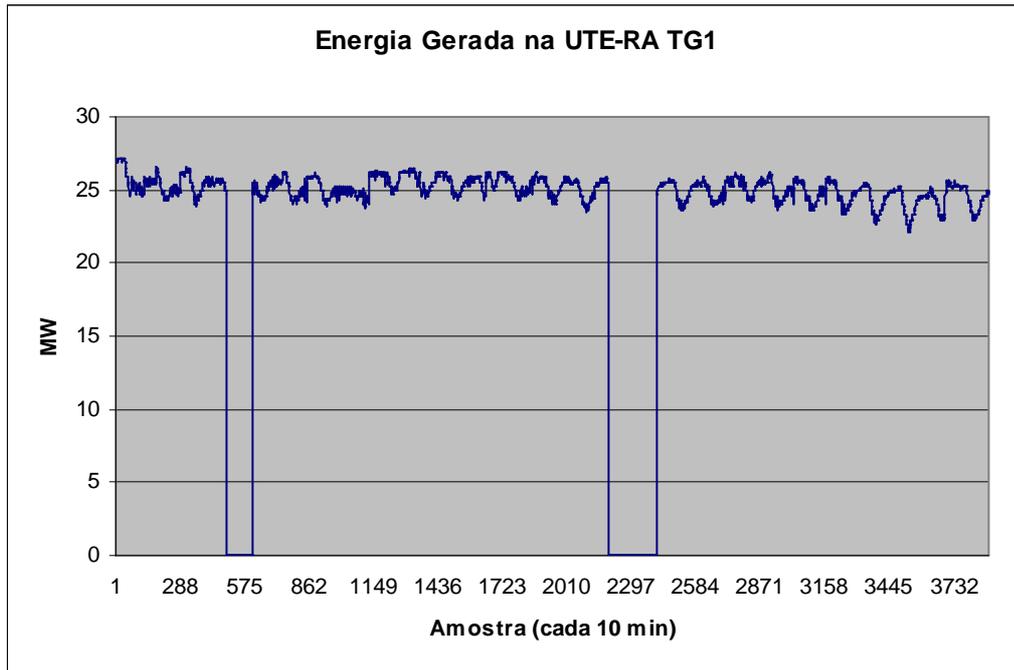


Figura 18 – Série temporal com falhas na amostragem

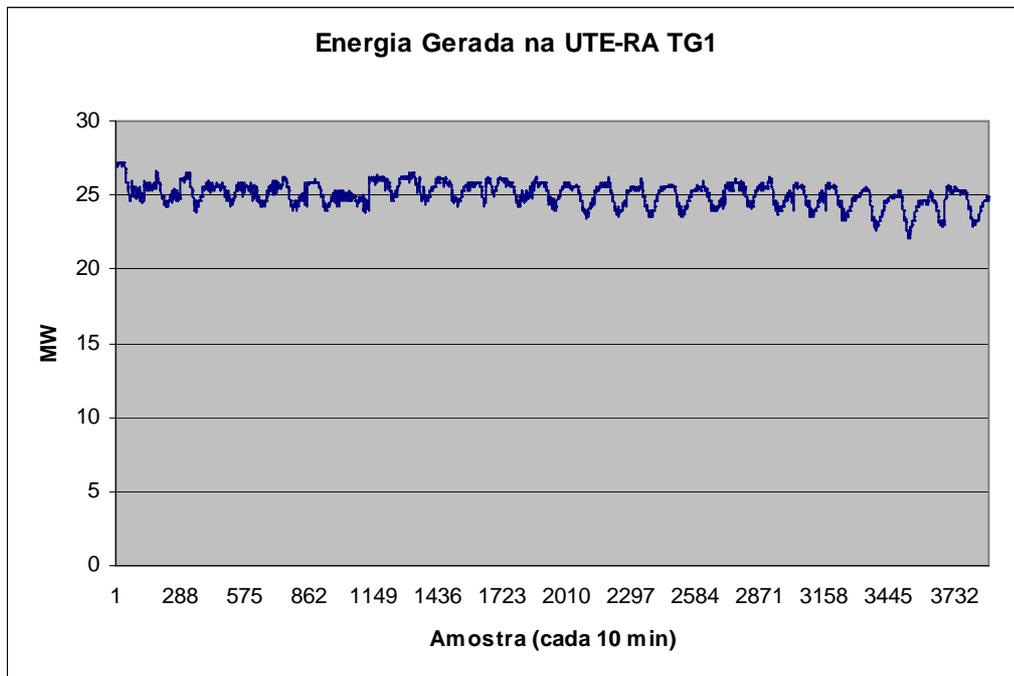


Figura 19 – Série temporal com falhas na amostragem corrigidas por clonagem

Quando qualquer valor dentro de uma série temporal de uma das variáveis estudadas, para um mesmo período de operação de uma turbina, sofrer qualquer tipo de alteração, os valores correspondentes às mesmas amostras no tempo nas outras variáveis também terão que ser alteradas. Por exemplo, se acontecer a retirada de um valor fora dos limites operacionais na variável volume de gás, o mesmo deve acontecer, no mesmo ponto amostrado, em todas as outras variáveis, independentemente dos valores nestas séries serem ou não valores válidos. O objetivo desta técnica é garantir que a relação entre as diversas variáveis seja preservada.

4.3.3 Filtragem de ruídos nas séries temporais

Mesmo após o condicionamento das séries temporais quanto a valores fora dos limites operacionais, valores espúrios e preenchimento das lacunas, as mesmas precisam ser filtradas dos ruídos de alta frequência causados pelas flutuações e erros dos dispositivos de aquisição e pelos algoritmos de recuperação dos valores historiados no Plant Information. Ruídos podem dificultar o cálculo de tendências, áreas e máximos e mínimos em séries temporais.

A técnica de retirada de ruídos de alta frequência de uma série temporal é chamada de *smoothing* (suavização).

Alguns dos métodos de suavização de um sinal amostrado são: Savitzky-Golay, Média móvel, Transformada rápida de Fourier (FFT) e filtros percentuais.

Neste trabalho usamos o filtro FFT passa-baixa (low pass filter), que filtra as frequências maior ou igual a um valor especificado, deixando passar as outras frequências. O objetivo deste filtro é apenas filtrar os ruídos mantendo as frequências relevantes para as análises dos ciclos de variação da temperatura ambiente e oscilações de baixa frequência responsáveis pela tendências.

A aplicação do filtro FFT é feito realizando os seguintes passos:

1. Calcula-se a média dos 1% primeiros pontos e a média dos 1% últimos pontos;
2. Constrói-se uma linha reta através destes dois pontos e subtrai os valores dos pontos desta linha;
3. Realiza-se a transformada rápida de Fourier no conjunto de valores resultantes do passo anterior;

4. Aplica-se uma filtragem com o filtro passa baixa parabólico para uma frequência de corte

$$F_{\text{corte}} = \frac{1}{n\Delta t}$$

Onde n é um número de pontos que definem uma janela de corte e Δt a taxa de amostragem

5. Realiza-se a FFT inversa;

6. Adiciona-se a linha base calculada ao conjunto de valores resultantes do passo anterior.

A Figura 20 abaixo mostra uma série temporal da energia em uma turbina a gás com um filtro FFT passa-baixa com uma janela de 6 amostras. A janela escolhida para o filtro equivale a uma hora da amostragem original (10 minutos x 6 = 1 hora) e representa uma decimação que a nosso ver não suprime nenhuma informação relevante à nossa análise. Alguns testes foram realizados para janelas maiores observando-se que para janelas maiores que 1 hora o sinal resultante tende a sofrer deslocamento e achatamento de amplitude, o que não é desejável..

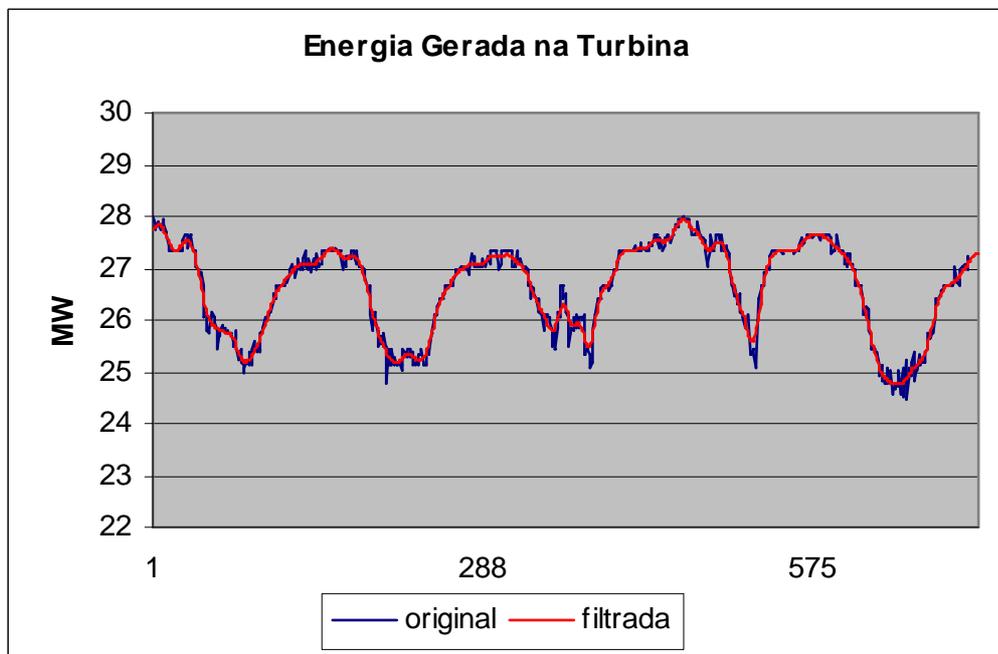


Figura 20 – Série temporal com e sem filtro para ruídos

5 A FUNÇÃO EFICIÊNCIA DA TURBINA A GÁS

Neste capítulo iremos definir a função linear representativa da eficiência da turbina a gás, a ser utilizada na previsão do ciclo de lavagem. A função eficiência a ser utilizada deve ser capaz de representar a queda de performance devido apenas ao *fouling*. Entretanto, evoluiremos o problema considerando primeiro a função eficiência do ponto de vista da demanda energética e depois do ponto de vista clássico, mostrando a inadequação destas abordagens. Finalmente, mostraremos uma metodologia para a determinação da função eficiência contemplando apenas o efeito do *fouling*.

5.1 COMPONENTE DE TENDÊNCIA DAS SÉRIES TEMPORAIS

Após as correções relativas a valores não operacionais, lacunas, re-amostragem e aplicação de filtros para a retirada das componentes de alta frequência, calculamos a componente de tendência das séries temporais.

A forma mais simples de tratar uma série não estacionária é assumir o modelo estacionário com tendência ou seja, considerando um comportamento estacionário que se processa ao longo de uma tendência (SHUMWAY and STOFFER, 2006). Esse modelo pode ser descrito por:

$$x_t = \mu_t + y_t$$

onde x_t são as observações, μ_t representa a tendência e y_t o processo estacionário.

Vamos considerar uma tendência linear da forma:

$$u_t = b + at$$

com os parâmetros a e b calculados pelo método dos mínimos quadrados.

Os coeficientes das retas ajustadas, bem como o coeficiente de regressão, são mostrados nas Tabela 4 a Tabela 8 abaixo para cada uma das turbinas e intervalos de operação escolhidos para análise.

Tabela 4 – Valores para a regressão linear das séries temporais da turbina TG1 no período de 18/11/2008 a 12/12/2008.

Coefficiente	VGN	PGN	TGN	TAR	PE	TGEX
a	-0,000029	-0,000046	0,001222	-0,000445	-0,000160	0,000554
b	7,98	41,36	68,29	28,27	26,46	529,57
r	0,02	0,19	0,21	0,03	0,03	0,03

Tabela 5 – Valores para a regressão linear das séries temporais da turbina TG2 no período de 14/11/2008 a 10/12/2008.

Coefficiente	VGN	PGN	TGN	TAR	PE	TGEX
a	-0,000085	-0,000011	0,001783	0,000091	-0,000420	0,000493
b	7,65	41,30	66,19	27,40	25,13	527,70
r	0,07	0,01	0,25	0,00	0,08	0,02

Tabela 6 – Valores para a regressão linear das séries temporais da turbina TG3 no período de 01/01/2010 a 25/01/2010.

Coefficiente	VGN	PGN	TGN	TAR	PE	TGEX
a	0,000037	0,000020	0,000432	0,000134	-0,000009	0,002321
b	7,43	41,55	57,76	27,75	24,48	509,22
r	0,10	0,28	0,04	0,00	0,00	0,17

Tabela 7 – Valores para a regressão linear das séries temporais da turbina TG3 no período de 02/09/2010 a 27/09/2010.

Coefficiente	VGN	PGN	TGN	TAR	PE	TGEX
a	-0,000067	0,000015	-0,000632	0,000590	-0,000429	0,002545
b	8,14	41,54	67,75	23,06	27,15	515,60
r	0,37	0,12	0,08	0,09	0,55	0,22

Tabela 8 – Valores para a regressão linear das séries temporais da turbina TG3 no período de 06/11/2010 a 16/12/2010.

Coefficiente	VGN	PGN	TGN	TAR	PE	TGEX
a	-0,000054	-0,000017	0,000416	0,000020	-0,000250	0,001071
b	8,01	41,57	68,54	28,01	26,41	523,65
r	0,24	0,14	0,04	0,00	0,29	0,14

As séries temporais possuem também um componente cíclico provocado pela influência da variação da temperatura ambiente ao longo do dia. As componentes de sazonalidades (longo prazo, devido a variações climáticas relativas às estações do ano), presentes nas séries temporais de temperatura ambiente serão consideradas posteriormente no Capítulo 5 para correção das séries de energia.

Os baixos coeficientes de regressão das retas ajustadas, r , acontecem devido às variações cíclicas das séries. Entretanto a retirada deste componente cíclico não é necessário nesta fase da análise uma vez que queremos analisar apenas o tipo de tendência das séries temporais quanto à sua natureza crescente ou decrescente ao longo do tempo.

Em uma turbina ideal a energia da queima do combustível gás é transformada em energia mecânica que vai ser utilizada parte para a movimentação do compressor de ar e parte (o excedente) para movimentar o gerador de energia.

Em uma turbina real considera-se que ao longo do período de operação a eficiência da turbina é reduzida principalmente pela presença do *fouling* nas paletas do compressor de ar. A redução da eficiência é refletida em uma redução da energia gerada, e/ou um aumento do consumo de gás e de um aumento da temperatura dos gases exaustos da turbina, conforme observamos nos componentes de tendência das séries estudadas.

Entretanto, não podemos considerar apenas o sentido da tendência das variáveis. É óbvio considerar que à medida que a eficiência da turbina é reduzida, menos energia mecânica é obtida e mais energia é perdida na forma de calor dissipado, especialmente caracterizado por um aumento na temperatura dos gases de exaustão da turbina.

A eficiência da turbina varia de acordo com a variação cíclica diária da temperatura ambiente. Quando a temperatura ambiente sobe, a eficiência da turbina se reduz. Quando a temperatura ambiente desce, a eficiência aumenta. A queda de potência em uma turbina pode chegar a 0,4% para cada aumento de 1°F na temperatura ambiente. Da mesma forma, uma queda de 1°F na temperatura pode aumentar a potência gerada de 0,4% (RELATÓRIO EMERSON, 2005).

Isso pode ser facilmente observado nas séries temporais da energia gerada e da temperatura do ar (Figura 21). Essas duas séries apresentam comportamento oscilatório de período de um dia sendo o comportamento de uma série inverso da outra.

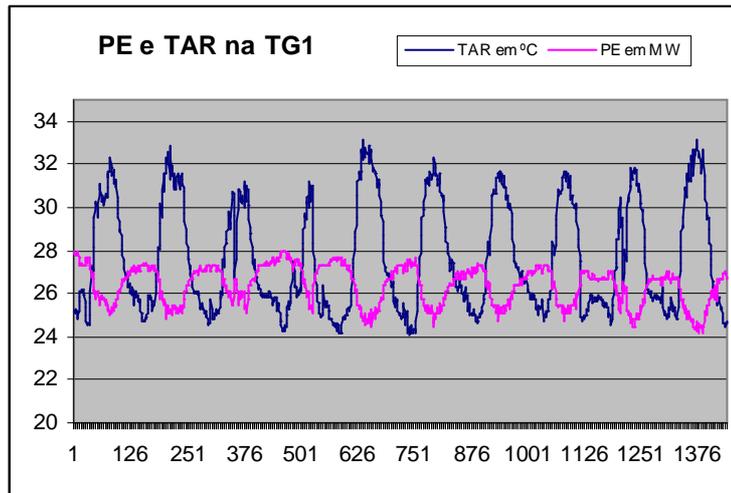


Figura 21 – Comportamento cíclico inverso entre PE e TAR

Essa variação cíclica é mais acentuada quando a turbina está funcionando em *baseload*. Neste caso, como a turbina já está funcionando na sua máxima carga, as variações de eficiência devido às variações da temperatura ambiente ao longo do dia não é compensada pelo sistema de controle da válvula de admissão de gás que já está também operando no seu limite máximo permitido. Daí a presença da oscilação na potência gerada. Como a potência oscila, a admissão do gás também oscila da mesma forma, para acompanhar a potência gerada, o que pode ser observado nas séries de volume do gás (Figura 22). Observamos aí uma relação oscilatória diária direta, como deve ser realmente a relação energia produzida x volume de gás.

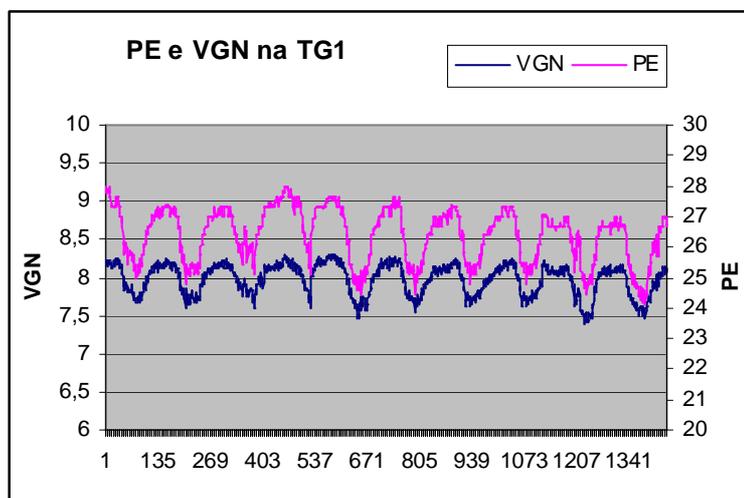


Figura 22 – Comportamento cíclico direto entre PE x VGN.

Em um regime de operação abaixo do *baseload* a variação da potência de saída da turbina seria compensada pela válvula de admissão de gás mantendo a potência de saída mais estável. Neste caso observaríamos que a variação do volume de gás acompanharia o mesmo sentido de oscilação diária da temperatura ambiente.

Devemos também considerar que variações de temperatura de ciclos maiores (sazonalidades) também influenciam a potência gerada e estão refletidas nas séries temporais dessa variável. A componente de tendência da série da temperatura ambiente pode então ser considerada como uma oscilação de frequência muito baixa representando a sazonalidade.

Na série da potência gerada essa tendência da temperatura ambiente estaria presente na componente de tendência desta variável somando-se à componente de tendência devido a redução de eficiência causada pelo *fouling*. Se a temperatura ambiente possui uma tendência decrescente, tenderia a aumentar a potência da turbina, compensando as perdas de eficiência devido ao *fouling* e, portanto, mascarando a influência deste fenômeno.

Uma possível abordagem para retirar essa variação seria obter a frequência responsável pela tendência em longo prazo da temperatura ambiente e filtrar a série da energia gerada retirando essa frequência. Isso pode ser feito por uma análise de Fourier.

5.2 CORRELAÇÃO ENTRE AS VARIÁVEIS ESTUDADAS

Até o momento, consideramos na nossa abordagem as seguintes variáveis de processo armazenadas no banco de dados temporal: Potência Gerada, Volume de Gás, Pressão do Gás, Temperatura do Gás, Temperatura Ambiente e Temperatura dos Gases exaustos. Essas variáveis foram escolhidas devido ao fato de serem variáveis disponíveis no processo de controle e de gestão das plantas termelétricas e serem normalmente adquiridas e armazenadas ao longo da operação da turbina.

É do entendimento do ciclo de transformação energético da turbina que existe uma correlação direta entre a potência energética (PE) obtida e o volume de gás (VGN) utilizado na turbina. Mas, e em relação às outras variáveis? Qual a correlação entre elas e a potência gerada? A menos que façamos uma análise da transformação termodinâmica ao longo do caminho do gás na turbina não temos como explicitar essas relações. Mesmo assim, essas relações dependem de uma série de fatores não relacionados neste trabalho e variam

inclusive como função do valor da demanda de energia no ciclo de operação uma vez que a turbina é garantida pelo fabricante possuir a maior eficiência energética no *baseload*.

Uma forma, entretanto, de se analisar o grau de relacionamento entre as variáveis consideradas é calculando-se o coeficiente de correlação ρ de Pearson.

O coeficiente de correlação ρ fornece uma medida do quanto a variação de uma variável está relacionada com a variação de outra variável, podendo assumir valores no intervalo -1 a 1, sendo a sua interpretação como mostrado na Figura 23.

Valor de ρ (+ ou -)	Interpretação
0.00 a 0.19	Uma correlação bem fraca
0.20 a 0.39	Uma correlação fraca
0.40 a 0.69	Uma correlação moderada
0.70 a 0.89	Uma correlação forte
0.90 a 1.00	Uma correlação muito forte

Figura 23 – Interpretação do coeficiente de correlação ρ .

Na Tabela 9 temos os coeficientes de correlação ρ para as séries temporais das variáveis estudadas para um dado período de operação da TG1 operando em *baseload*.

Tabela 9 – Coeficientes de correlação ρ para as séries temporais da TG1 em *baseload* para um período de operação.

	PE	VGN	TAR	TGN	TGEX
PE	1				
VGN	0,966558	1			
TAR	-0,88994	-0,88884	1		
TGN	-0,52884	-0,51885	0,424699	1	
TGEX	-0,89375	-0,83962	0,834671	0,442441	1

Também representado na Figura 24, onde podemos observar claramente a correlação forte entre a potência energética (PE) e o volume de gás (VGN). Uma correlação forte inversa com a temperatura do ar (TAR) corrobora a descrição feita anteriormente sobre a relação entre a eficiência da turbina e a temperatura do ar. Observamos ainda uma correlação moderada inversa da potência com a temperatura do gás (TGN) e a temperatura dos gases

exaustos (TGEX). Na Figura 25 temos um gráfico para um período de operação da TG2 onde observamos o mesmo comportamento.

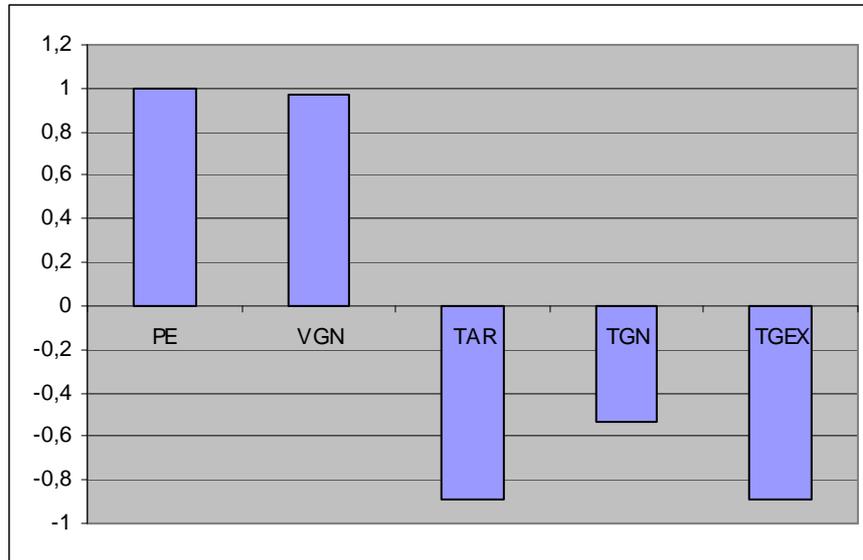


Figura 24 – Correlação entre as variáveis na TG1 em um período de operação.

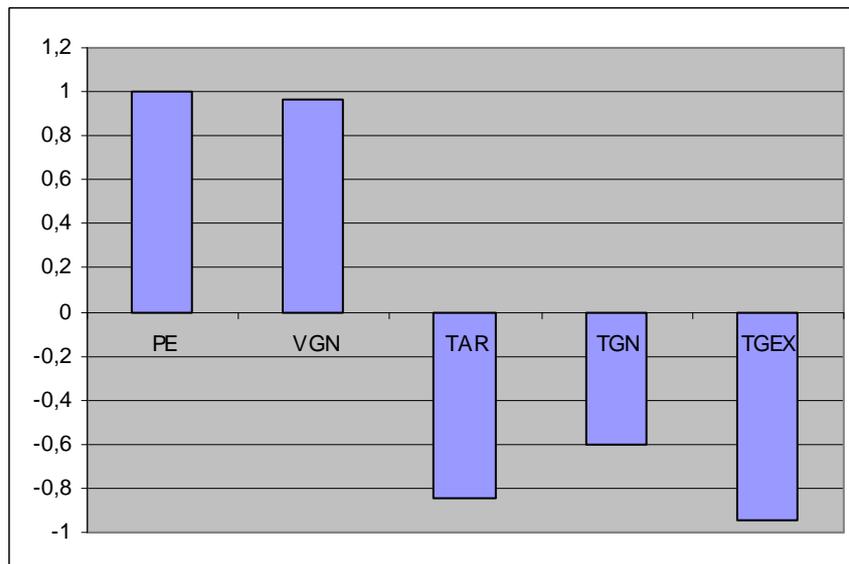


Figura 25 – Correlação entre as variáveis na TG2 em um período de operação.

A correlação moderada inversa entre a potência (PE) e a temperatura do gás (TGN) acontece porque a temperatura do gás medido na entrada da turbina é a temperatura da linha de gás e possui uma forte influência da temperatura do ar. Entretanto, a correlação entre o volume de gás e essas temperatura não acontece de acordo com o esperado pelas Lei dos Gases de Clapeyron devido ao fato de que o volume do gás introduzido na turbina é feito

através de uma válvula de controle que responde à variação da demanda de energia. À medida que a potência varia com a variação cíclica diária da temperatura do ar, a válvula de controle do gás procura compensar essa variação de forma inversa à da temperatura. Como o sistema está em *baseload* a válvula de controle de gás, funcionando no limite, não consegue suprir o gás para estabilizar a variação da potência que varia também com um ciclo diário.

Quando a turbina está funcionando com uma demanda abaixo do *baseload*, a válvula de controle do gás responde à variação da potência devido à variação cíclica da temperatura do ar, mantendo a curva de potência energética bem mais estável, como podemos observar na Figura 26 onde estão traçadas em escala artificial as séries de valores de PE, VGN e TAR para alguns dias de operação da TG1 fora do *baseload* (PE médio = 17,15 MW).

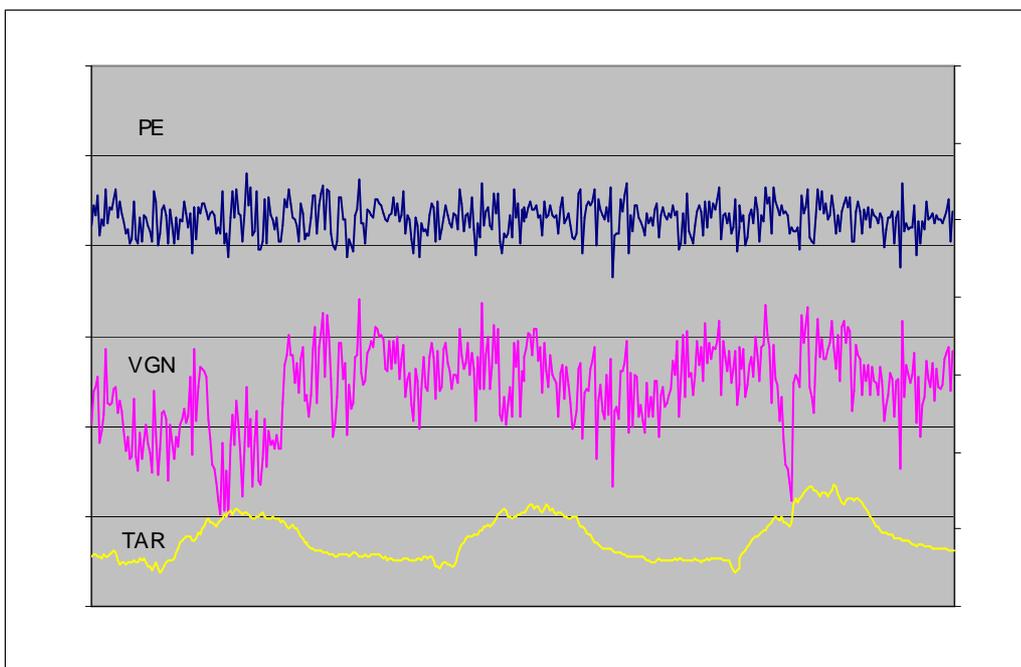


Figura 26 – Comportamento de PE, VGN e TAR para a TG1 fora do *baseload*.

Ao contrário do comportamento das séries quando a turbina está operando em *baseload*, não é observado neste caso, na série da potência elétrica gerada, o efeito da variação inversa da eficiência da turbina devido ao comportamento cíclico diário da temperatura ambiente. Esse efeito é compensado pela válvula de controle do gás que injeta mais gás quando a potência decresce e menos gás quando a eficiência aumenta, de forma a manter o estado estacionário ajustado no *setpoint* da turbina.

5.3 A CURVA DE ENERGIA COMO FUNÇÃO EFICIÊNCIA

Do ponto de vista da demanda, a energia produzida na turbina representa o valor que deve ser observado como indicador da perda de eficiência da turbina, ou seja, se a energia produzida está variando significa que a eficiência está também variando.

Fora do *baseload* da turbina, o valor da energia produzida demandado mantém-se estável a expensas da variação do volume de gás suprido à câmara de combustão. Neste caso, apenas o comportamento da curva de potência energética não é indicador da necessidade de parada para limpeza da turbina.

No *baseload*, a situação é diferente. Independentemente do comportamento da válvula controladora do volume de gás, a curva da potência energética produzida pelo gerador acoplado à turbina normalmente apresenta uma tendência decrescente ao longo do período de operação. Essa tendência pode, grosso modo, ser utilizada como um indicador da redução da eficiência da turbina.

Considerando portanto a função eficiência dada pela tendência da série de potência elétrica, ou seja:

$$EF = PE$$

E aplicando o Modelo da Previsão de Lavagem (seção 3.2) ao caso da turbina a gás e considerando que a degradação da eficiência da turbina se dá da forma linear decrescente, pode-se definir uma demanda média diária dada por:

$$d(\overline{PE}, \sigma_d)$$

O objetivo aqui é determinar, dada a taxa de variação acima, em que tempo um valor mínimo aceitável de energia gerada será atingido (ponto de parada para a lavagem). Como:

$$PE_{\min} = d \times t + \alpha \times \sigma_d$$

onde

d = demanda média durante o tempo de operação

t = tempo de operação

σ_d = desvio padrão da demanda

α = número de desvios padrão em torno da média para assegurar um nível de confiança requerido.

Tem-se:

$$t = \frac{PE_{\min} - \alpha \times \sigma_d}{d}$$

Na Tabela 10 tem-se os coeficientes das retas decrescentes representativas das séries de dados dos diversos períodos representados no gráfico da figura 9, com os desvios padrões destes coeficientes e o número de valores utilizados (amostrados com intervalos de 10 minutos), ou seja, tomando-se apenas a reta de tendência da série obtida para a variável energia gerada na turbina. Os coeficientes foram obtidos por Regressão utilizando o Método dos Mimos Quadrados considerando:

$$EF = PE = a \times t + b$$

Tabela 10 – Coeficientes da função eficiência para diferentes períodos de operação em diferentes turbinas

	TG1	TG2	TG3(1)	TG3(2)	TG3(3)
b	26,4500	24,9800	24,6765	26,4051	27,1460
a	-0,00016	-0,00027	-0,00008	-0,00025	-0,00043
sd b	2,9E-02	2,6E-02	6,5E-03	1,7E-02	1,7E-02
sd a	1,5E-05	1,4E-05	3,1E-06	5,0E-06	5,4E-06
n	3456	3168	3600	5904	3744

Daí, é possível deduzir os seguintes valores para as taxas diárias de degradação (Tabela 11):

Tabela 11 – Taxas diárias de degradação

	TG1	TG2	TG3(1)	TG3(2)	TG3(3)
Perda diária	0,0230	0,0389	0,0118	0,0360	0,0619
% perda	0,09	0,16	0,05	0,14	0,23
sd perda	2,16E-03	2,02E-03	4,46E-04	7,20E-04	7,78E-04

Onde a perda diária dada por:

$$p = PE_{144} - PE_o = a \times t = a \times 144$$

O percentual de perda diária é dado por (discrepância relativa percentual):

$$e_r = \frac{p}{PE_o} \times 100\% = \frac{a}{b} \times t \times 100\%$$

E o desvio da perda dado por:

$$s_p = \frac{\partial p}{\partial a} \times s_a = t \times s_a$$

Considerando que o período de operação (parada para lavagem) deva ser determinado, não pela obrigatoriedade definida pelo fabricante da turbina mas sim baseado em uma taxa econômica aceitável da degradação da geração de energia, em torno de 3%, as definições anteriores podem ser usadas para responder à pergunta:

Qual deve ser o período de operação da turbina a gás baseado na taxa de degradação diária atual para essa turbina, considerando uma perda de 3%?

O tempo de operação previsto é dado por:

$$t = \frac{(PE_o - 0,97 \times PE_o) - \alpha \times s_p}{p}$$

Na Tabela 12 temos o tempo de duração previsto do ciclo de operação da turbina a gás para as diversas séries apresentadas e para diversos níveis de confiança. Uma vez que o valor do desvio padrão calculado para a taxa diária de degradação é apenas da ordem de 1/1000, não foi possível perceber variações significativas para níveis de confiança diferentes.

Tabela 12 – Períodos de operação (dias) calculado para cada turbina

Confiança	TG1	TG2	TG3(1)	TG3(2)	TG3(3)
50%	34,38	19,24	62,67	21,99	13,14
68%	34,35	19,22	62,66	21,98	13,14
90%	34,29	19,19	62,63	21,97	13,14
95%	34,26	19,17	62,62	21,97	13,13

Percebe-se que a perda na geração de 3% na condição de operação da TG1 apenas se dá após 34 dias de operação, além do período de 22 dias sugerido pelo fabricante. Já na TG2, estava abaixo do valor sugerido pelo fabricante, o que sugere que uma parada para limpeza prematura levaria a turbina a condições operacionais melhores, já na condição de

operação da TG3(1), o período calculado está bastante acima, o que sugere uma excelente condição operacional da turbina e uma parada em 22 dias seria improdutiva. Entretanto, este valor pode ter sido comprometido pelo fato de que a turbina TG3(1) trabalhou com um valor um pouco abaixo do *baseload*, invalidando assim essa conclusão. De acordo com o esperado fora do *baseload* a válvula de gás responde à variação da potência gerada compensando os efeitos da perda de eficiência da turbina reduzindo o coeficiente angular da tendência da potência gerada elevando o tempo de operação previsto.

A previsão de apenas 13 dias de operação para a TG3(3) é explicada pelo fato de que a turbina operou em dois estados estacionários diferentes, um maior e outro menor, o que resultou em uma linha de tendência fortemente inclinada negativamente, conforme mostrado na Figura 27.

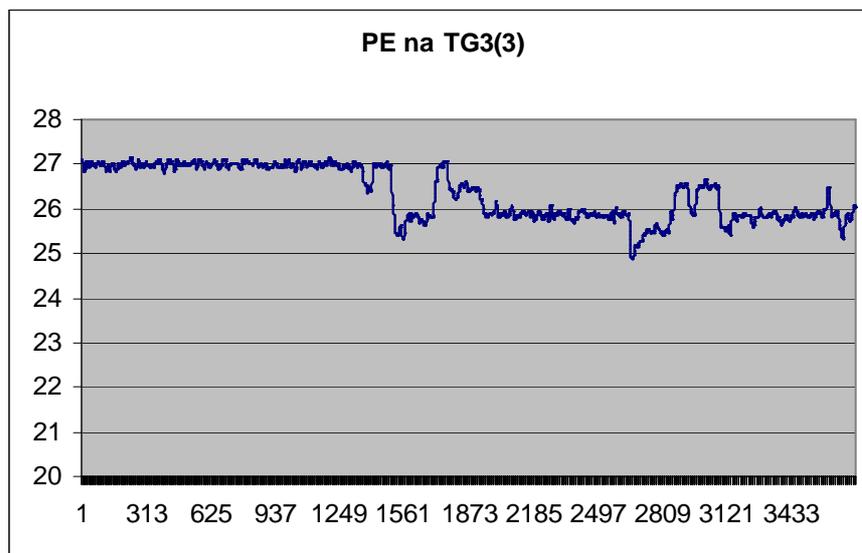


Figura 27 – PE em TG3(3) - Dois estados estacionários diferentes em um mesmo período de operação

Entretanto, a utilização pura e simples da tendência da série de energia gerada não reflete necessariamente a perda de eficiência da turbina, devido ao *fouling*, ao longo do período de operação. Em alguns casos observa-se um aumento da eficiência ao longo do período de operação o que sugere fortemente a influência de outros fatores. Faz-se necessário a análise de outras variáveis disponíveis na busca de se obter uma melhor expressão para a eficiência da turbina devido ao *fouling*, conforme é o objetivo deste trabalho.

5.4 A FUNÇÃO DE EFICIÊNCIA PADRÃO

Do ponto de vista econômico a eficiência de um sistema de geração de energia é definida como sendo a razão entre a energia produzida por unidade de insumo utilizado na produção desta energia. Assim, no caso da turbina a gás, a eficiência pode ser definida como:

$$EF = \frac{PE}{VGN}$$

Essa abordagem é um pouco mais realista que a abordagem anterior baseada simplesmente na demanda da potência elétrica. Vamos então analisar a predição do ciclo de operação das turbinas estudadas considerando a função eficiência definida acima. Na Figura 28 temos um gráfico da relação PE/VGN para a TG1 onde observamos a presença da tendência negativa.

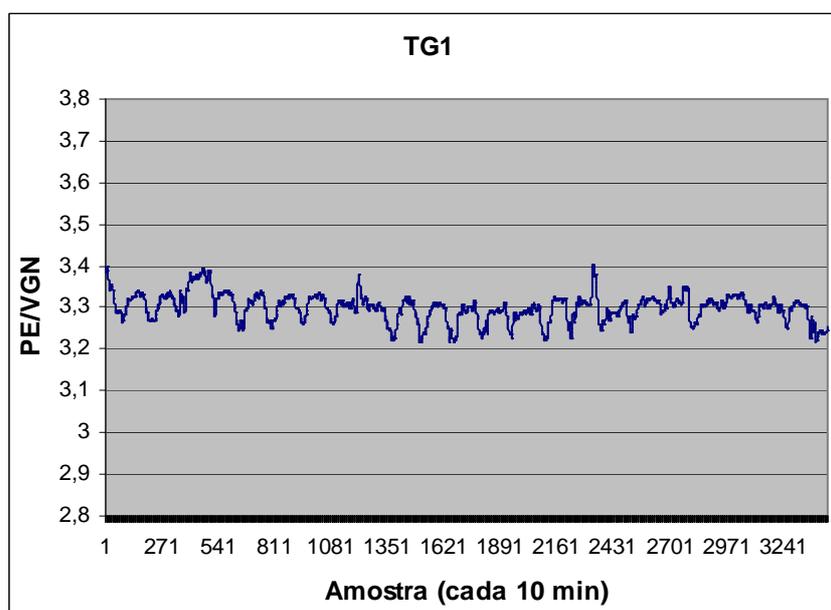


Figura 28 – PE/VGN na TG1

Aplicando o Modelo da Previsão de Lavagem (seção 3.2) como feito anteriormente e considerando agora a reta de tendência definida como:

$$EF = a \times t + b$$

Obtemos, para os períodos de operação estudados, os seguintes valores para os coeficientes angular e linear utilizando o Método dos Mínimos Quadrados. (Tabela 13).

Tabela 13 – Coeficientes da função para diferentes períodos de operação em diferentes turbinas

	TG1	TG2	TG3(1)	TG3(2)	TG3(3)
b	3,3136	3,2778	3,2993	3,2972	3,3362
a	-0,00001	-0,00001	-0,00002	-0,00001	-0,00003
sd b	1,1E-03	1,2E-03	8,5E-04	1,0E-03	8,9E-04
sd a	5,5E-07	6,4E-07	2,8E-07	3,0E-07	4,1E-07
n	3456	3168	3600	5904	3744

Dai é possível deduzir os seguintes valores para as taxas diárias de degradação (Tabela 14):

Tabela 14 – Taxas diárias de degradação

	TG1	TG2	TG3(1)	TG3(2)	TG3(3)
Perda diária	0,0012	0,0020	0,0027	0,0013	0,0037
% perda	0,04	0,06	0,08	0,04	0,11
sd perda	7,92E-05	9,22E-05	4,03E-05	4,32E-05	5,90E-05

Na Tabela 15 temos o tempo de duração previsto do ciclo de operação da turbina a gás para as diversas séries apresentadas e para diversos níveis de confiança considerando a função eficiência definida acima. A série TG3(3) foi deixada de fora por apresentar uma tendência comprometida pela presença de dois estados estacionários diferentes. Uma vez que o valor do desvio padrão calculado para a taxa diária de degradação é apenas da ordem e 1/1000, não foi possível perceber variações significativas para níveis de confiança diferentes.

Tabela 15 – Períodos de operação (dias) calculado para cada turbina

Confiança	TG1	TG2	TG3(1)	TG3(2)
50%	85,18	48,75	36,17	74,64
68%	85,16	48,73	36,16	74,63
90%	85,11	48,70	36,15	74,61
95%	85,09	48,69	36,15	74,60

Comparando-se os valores de períodos de operação previstos para uma redução de 3% de EF versus os valores obtidos usando-se apenas PE como função de eficiência, podemos observar um aumento significativo dos períodos de operação, exceto na série TG3(1) onde houve uma redução do valor previsto. Novamente, a explicação está no fato da série TG3(1) refletir uma operação abaixo do valor de *baseload* da turbina. Com a queda de performance

da turbina, a válvula de controle de gás aumenta a quantidade de gás na turbina de forma a manter a potência gerada no valor demandado. Isso faz com que o coeficiente angular da tendência aumente negativamente conduzindo a um valor menor do período previsto para a turbina.

Apesar de que PE/VGN seja atrativa do ponto de vista econômico para a gestão da planta, ela não reflete necessariamente a queda de eficiência da turbina. Outros fatores subjacentes ao processo devem ser considerados na determinação de uma função de eficiência que melhor reflita a realidade da operação de forma a gerar melhores previsões para a parada das turbinas para manutenção e limpeza dos compressores de ar.

5.5 A FUNÇÃO DE EFICIÊNCIA CORRIGIDA PARA O *FOULING*

Quando a turbina a gás está funcionando em *baseload*, a válvula de controle de gás não consegue compensar a variação da eficiência da turbina devido à variação diária da temperatura ambiente. A influência da temperatura ambiente na eficiência da turbina é conhecida e pode ser observada na figura 26. A eficiência da turbina é inversamente proporcional à temperatura ambiente cuja variação cíclica diária pode ser observada na série de potência energética. É de se esperar, portanto, que qualquer componente de tendência na temperatura ambiente também influa, de maneira inversa, na tendência da eficiência da turbina. Portanto, podemos dizer que a componente de tendência da eficiência da turbina seja afetada não só pelo *fouling*, objeto deste estudo, mas também pela componente de tendência da temperatura. Deste modo, se queremos determinar uma função que represente a eficiência da turbina, devemos retirar da série de potência energética essa influência.

Para uma dada turbina, consideremos a variação diária da temperatura ambiente e da potência energética gerada.

$$\Delta_{TAR} = TAR_{\max} - TAR_{\min}$$

e

$$\Delta_{PE} = PE_{\max} - PE_{\min}$$

A variação diária da potência energética com a temperatura ambiente é dada por:

$$d_{p/t} = \frac{\Delta_{PE}}{\Delta_{TAR}}$$

Na Tabela 16 temos as taxas de variação diária da potência energética com a temperatura ambiente calculada para as séries estudadas.

Tabela 16 – Taxas de variação diária de PE com TAR (MHh/°C)

	TG1	TG2	TG3(1)	TG3(2)
dP/T =	0,376	0,333	0,040	0,233

Considerando a tendência da temperatura dada por:

$$T = a_T \times t$$

Calcula-se:

$$dPE_i = a_{PE} \times t_i \times d_{p/t} \quad \text{com } i = 1, n$$

E a série da potência energética corrigida

$$PEC_i = PE_i + dPE_i$$

Ou

$$PEC_i = PE_i + a_{PE} \times t \times d_{p/t}$$

Na figura temos a comparação entre a série de potência energética da TG1 com e sem correção para a influência da tendência da temperatura.

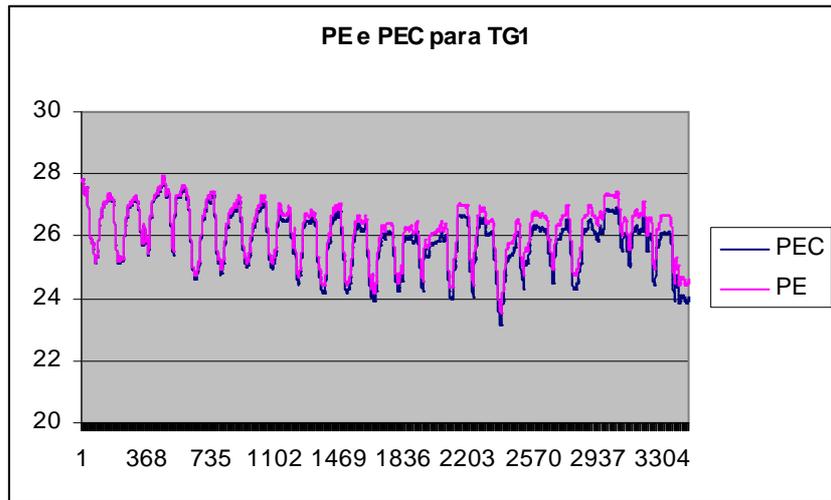


Figura 29 – PE e PEC para a TG1

Com isso, podemos definir uma nova função eficiência, onde a variação da potência energética foi corrigida da tendência da temperatura ambiente.

$$EF_c = \frac{PEC}{VGN}$$

Na figura temos a comparação da função eficiência com e sem correção para a série de valores da TG1

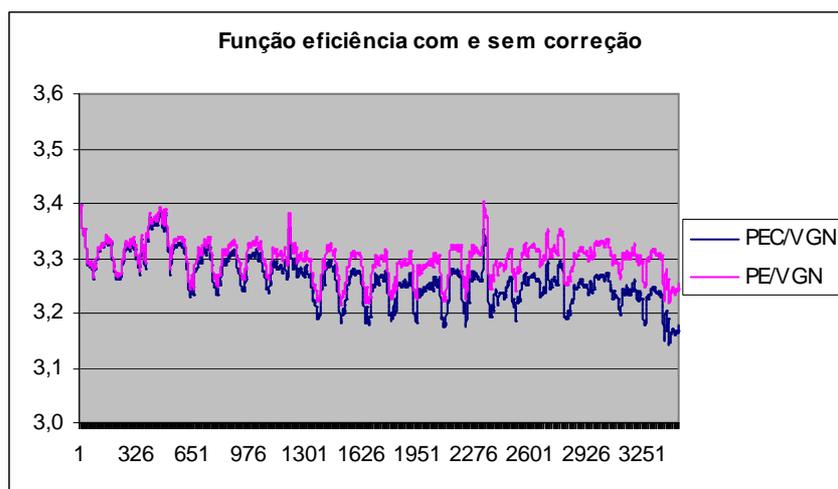


Figura 30 – PE/VGN e PEC/VGN para a TG1

Podemos agora, aplicar o Modelo da Previsão de Lavagem (seção 3.2) à nossa função eficiência corrigida do efeito da temperatura ambiente sobre a turbina. Assim fazendo, estamos assumido que a causa da degradação de performance se dá apenas devido ao *fouling*.

Portanto, considerando

$$EF_c = \frac{PEC}{VGN}$$

Podemos calcular os coeficientes da função eficiência para as séries estudadas, conforme mostrado na Tabela 17

Tabela 17 – Coeficientes da função eficiência para diferentes períodos de operação em diferentes turbinas

	TG1	TG2	TG3(1)	TG3(2)
b	3,3136	3,2780	3,2992	3,2974
a	-0,00003	-0,00001	-0,00002	-0,00002
sd b	1,1E-03	1,2E-03	5,8E-04	7,7E-04
sd a	5,6E-07	6,4E-07	2,8E-07	2,3E-07
n	3456	3168	3600	5904

E calcular os valores para as taxas diárias de degradação (Tabela 18):

Tabela 18 – Taxas diárias de degradação

	TG1	TG2	TG3(1)	TG3(2)
Perda diária	0,0042	0,0020	0,0027	0,0024
% perda	0,13	0,06	0,08	0,07
sd perda	8,06E-05	9,22E-05	4,03E-05	3,31E-05

Na Tabela 19 temos o tempo de duração previsto do ciclo de operação da turbina a gás para as diversas séries apresentadas e para diversos níveis de confiança, considerando a função eficiência corrigida para a temperatura ambiente e uma perda de 3%. Novamente observamos que os valores de previsão para a parada das turbinas variam pouco com o nível de confiança.

Tabela 19 – Períodos de operação (dias) calculado para cada turbina

Confiança	TG1	TG2	TG3(1)	TG3(2)
50%	23,79	48,75	36,17	40,40
68%	23,79	48,73	36,16	40,40
90%	23,77	48,70	36,15	40,39
95%	23,77	48,69	36,15	40,38

O que observamos na Tabela 19 são valores de previsão para o ciclo operacional que parecem muito mais coerentes com a realidade da operação das turbinas estudadas. Para a TG1 a duração do ciclo previsto encontra-se dentro da margem estipulada pelo fabricante. Já para a TG2 e TG3 (nos dois períodos estudados) o tempo de operação previsto sugere que as turbinas poderiam ter operado por muito mais tempo antes de atingir uma perda de eficiência de 3%.

Na Figura 31 temos um fluxograma do método para a determinação do período previsto utilizando a função eficiência corrigida.

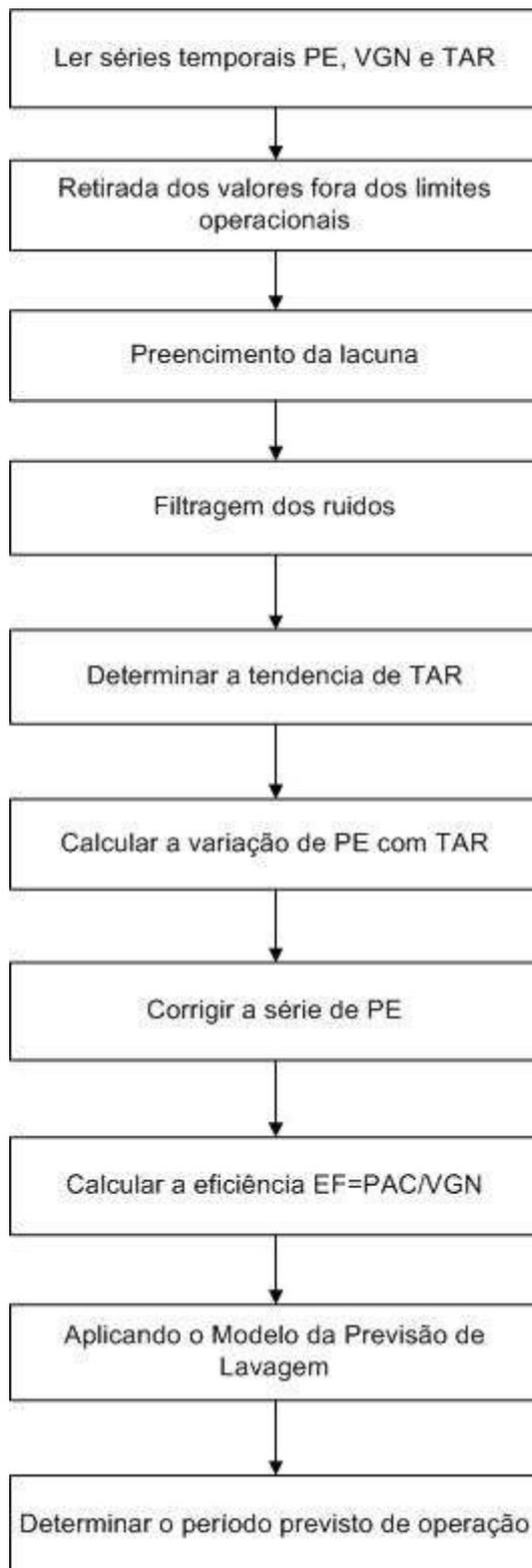


Figura 31 – Fluxograma do método para determinar o período previsto de operação

5.6 A PREVISÃO DE OPERAÇÃO E O PLANEJAMENTO DA MANUTENÇÃO

Na Unidade Termelétrica Rômulo Almeida, UTE-RA, as turbinas a gás operam em ciclo de aproximadamente 22 dias. Esse valor foi estabelecido pelo fabricante das turbinas após testes em loco durante a montagem e testes da planta. Esse ciclo é também relatado na literatura para turbinas de porte semelhante (RAO & NAIKAN, 2008). Entretanto, as turbinas estão sujeitas a diversos fatores como variações ambientais e variações sazonais, que podem alterar o desempenho das turbinas devido especialmente ao fenômeno do *fouling*. A previsão do desempenho real das turbinas, de forma a definir melhor os ciclos de operação e manter condições operacionais otimizadas, pode evitar custos operacionais desnecessários com lavagem e manutenção.

Aplicando o modelo de função linear aos ciclos operacionais de uma turbina ao longo do ano podemos calcular a quantidade de energia prevista para o ano e o número de paradas para lavagem da turbina.

Vamos considerar o modelo mostrado na Figura 32:

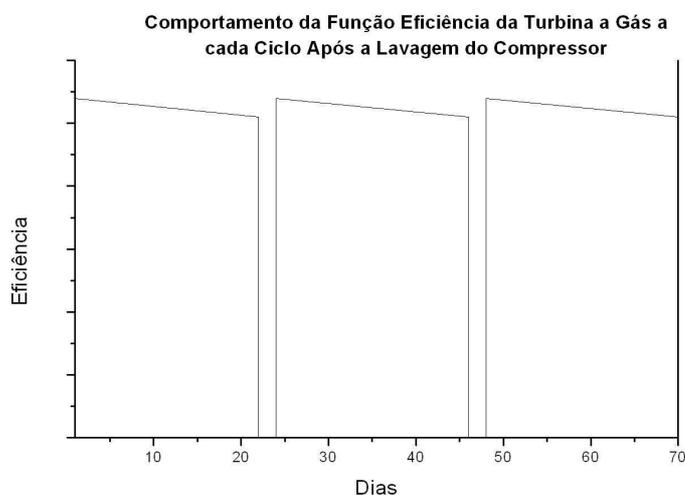


Figura 32 – Comportamento da função eficiência após lavagem do compressor.

Neste modelo consideramos a taxa de consumo constante. Aplicado à turbina, implica considerarmos que todos os ciclos de operação da turbina ao longo do ano terão o mesmo comportamento, o que não corresponde necessariamente à realidade. A eficiência da turbina pode variar devido a vários fatores ao longo do ano. Entretanto, essa é uma hipótese que deve ser assumida considerando que podemos calcular, a partir dos dados do ciclo

anterior (ou mesmo em curso), a previsão para o próximo ciclo da turbina mas, não temos como prever a sua evolução ao longo do ano. O modelo deve ser corrigido à medida que dados dos novos ciclos vão sendo adquiridos.

O modelo considera que a turbina parte de uma demanda de potência elétrica inicial (PEi) e deve ter o seu ciclo de operação interrompido para lavagem quando a potência (ou no caso no item 5.5.1, a eficiência PEC/VGN) atingir um percentual de perda (**pp**) de 3%.

A energia gerada em um ciclo de operação é dada pela área abaixo da reta que representa a eficiência da turbina entre o início de operação e o tempo **tI** previsto. O tempo de parada para lavagem no qual a turbina estará não operacional é dado por **tp**. Consideremos a reta de tendência da potência elétrica corrigida dada por:

$$PEC = a_{pe} \times t + b_{pe}$$

onde a_{pe} e b_{pe} são respectivamente os coeficientes angular e linear da reta. O tempo **tI** em que a eficiência cai de **pp** do valor inicial é dado por:

$$t_1 = \frac{-pp \times b}{14400 \times a} \quad \text{em dias,}$$

onde a e b são os coeficientes angular e linear da reta da eficiência.

Ou ainda, considerando uma queda **pp** de 3%,

$$t_1 = \frac{-0,03 \times b}{144 \times a} \quad \text{em dias.}$$

A Energia total produzida em um período de operação **tI** é dada pela área sob a reta da potência energética entre o início da operação (t=0) e o tempo **tI**.

$$E_p = \int_0^{t_1} (a_{pe} \times t + b_{pe}) dt$$

ou

$$E_p = \frac{a_{pe} \times t_1^2}{2} + \frac{2 \times b_{pe} \times t_1}{2}$$

substituindo t_1 ,

$$E_p = \frac{a_{pe}}{2} \times \left(\frac{pq \times b}{144 \times a} \right)^2 + b_{pe} \times \left(\frac{pq \times b}{144 \times a} \right) \quad \text{com } pq = pp/100$$

Tomando o período de operação previsto t_1 para uma turbina e considerando essa tendência se repetindo ao longo do ano, o número de ciclos de operação no ano é dado por:

$$n = \frac{365}{t_1 + t_p}$$

onde t_p é o tempo, em dias, que a turbina fica parada durante a operação de lavagem do compressor. Normalmente esse tempo de parada é da ordem de 50 horas (2,1 dias) (RAO & NAIKAN, 2008).

A energia anual produzida anualmente por uma turbina baseada na previsão de período de operação proposto será dada por:

$$E_{anual} = E_p \times n$$

ou

$$E_{anual} = \left(\frac{a_{pe}}{2} \times \left(\frac{pq \times b}{144 \times a} \right)^2 + b_{pe} \times \left(\frac{pq \times b}{144 \times a} \right) \right) \times \frac{365}{t_1 + t_p} \quad \text{com } pq = pp/100$$

Assim, podemos aplicar a equação acima, com taxa de redução de eficiência constante, para calcular a energia total que será produzida em um ano em cada turbina considerando o período previsto de operação. Na Tabela 20 temos os valores calculados para a energia total anual produzida pelas turbinas, em MWh, considerando os períodos previstos pela queda de 3% da eficiência e aplicados sobre a série da potência elétrica PE e também os valores de energia total anual considerando os ciclos de operação de 22 dias determinados

pelo fabricante das turbinas. Foi calculada também a quantidade de energia deixada de produzir pelo número de paradas a mais por ano quando se usa o período contratual.

Observamos que a aplicação da metodologia para definir o tempo de parada baseado no cálculo de uma função eficiência corrigida pode levar (veja exemplo da TG2) a quase 5% a mais de energia produzida no ano o que compensaria a perda pelo *fouling*, levando a uma maior disponibilidade operacional do sistema.

Tabela 20 – Energia total anual para os períodos de operação previstos para cada turbina

	TG1	TG2	TG3	TG3
Periodos projetados (3% perda de EF) (dias)	23,8	48,8	36,2	31,6
Etotal anual p/ n periodos projetados (MWh)	212.938	209.743	204.302	222.925
Etotal anual p/ periodos de 22 dias (MWh)	211.535	199.706	197.318	217.023
Energia deixada de produzir em 2,1 dias	1.333	1.259	1.244	1.368
n=periodos por ano com p=t1	14,09	7,17	9,53	10,83
Diferença de E em m-n paradas (MWh)	1.403	10.037	6.983	5.901
Diferença percentual	0,66	4,79	3,42	2,65

m = no. De paradas para p=22 dias

Esse modelo considera uma taxa de consumo constante, ou seja, o uso da mesma equação que prevê a tendência de queda da eficiência, para todos os **n** períodos de operação ao longo do ano. Na prática, entretanto, devemos esperar que função de eficiência definida por $E_f = PEC/VGN$ varie a cada ciclo devido especialmente a fatores sazonais e, portanto novos coeficientes devem ser calculados a cada ciclo. O mais aconselhado operacionalmente é que mesmo a previsão de um ciclo de operação seja obtida a partir das séries ao longo do próprio ciclo. Assim sendo, a energia total anual é dada por:

$$E_{anual} = \sum_{i=1}^n \left(\left(\frac{a_{pe_i}}{2} \times \left(\frac{pq \times b_i}{144 \times a_i} \right)^2 + b_{pe_i} \times \left(\frac{pq \times b_i}{144 \times a_i} \right) \right) \times \frac{365}{t_i + tp_i} \right)$$

5.7 RESULTADOS E CONCLUSÕES

A malha energética brasileira encontra-se cada vez mais dependente de formas alternativas de geração de energia especialmente devido ao avanço da demanda de energia necessária ao crescimento da economia do país e à fragilidade do sistema de geração hidroelétrica, fortemente dependente de variações climáticas. Entre essas novas formas de geração observou-se- nos últimos anos um crescimento na instalação de usinas termelétricas,

especialmente as que utilizam turbinas a gás, devido principalmente à crescente oferta de gás natural, não só produzido nos campos petrolíferos brasileiros como também importados de outros países sul-americanos.

Entretanto, o custo da energia produzida pelas termelétricas a gás é muito superior ao produzido pelas hidrelétricas além dos impactos ambientais causado pela queima de combustíveis fósseis. Como consequência, metodologias que tornem a produção das termelétricas mais otimizadas, reduzindo o custo operacional da geração, permitindo maior disponibilidade operacional e menor impacto no meio ambiente, são muito bem vindas.

As turbinas a gás, utilizadas nas termelétricas a gás, estão sujeitas a perdas de eficiência durante o ciclo de operação devido ao fenômeno de *fouling*, causado pelo acúmulo de depósitos nas paletas dos compressores. Por isso, as turbinas necessitam ser desligadas periodicamente para lavagem do compressor, resultando em perdas e custos operacionais.

Esse trabalho se propõe a determinar a partir de variáveis do processo produtivo da planta termelétrica, historiadas em bancos de dados temporais, o melhor período para interromper o ciclo de operação das turbinas devido à necessidade de lavagem dos compressores.

A partir de séries de dados historiadas das variáveis estudadas: A potência elétrica produzida (PE), o volume de gás injetado na turbina (VGN), a temperatura do ar (TAR), a temperatura do gás (TGN), a pressão do gás (PGN) e a temperatura dos gases exaustos da turbina (TGEX), procurou-se obter uma função que representasse a eficiência da turbina. Essa função foi então utilizada em um Modelo de Previsão de Lavagem para calcular o melhor período de operação das turbinas com a recomposição dos parâmetros operacionais da turbina após a lavagem dos compressores.

As séries estudadas foram inicialmente submetidas a processos de condicionamento para a retirada de valores não representativos da dinâmica da turbina tais como valores espúrios, ruídos e valores fora dos limites operacionais. A recomposição das lacunas existentes devido a problemas de aquisição dos dados foi realizada através de interpolação e/ou clonagem. Filtros passa-baixa foram aplicados às séries para a retirada de ruídos de alta frequência de forma a melhor observação dos componentes de tendência e sazonalidade (ciclicidade diária) das séries temporais.

O estudo da correlação entre as variáveis comprovou a forte relação entre as variáveis PE e VGN, e a correlação inversa com a temperatura do ar, TAR. Essa relação inversa já era esperada uma vez que o rendimento da turbina possui uma relação inversa com a temperatura ambiente. Quando a temperatura do dia aumenta a eficiência da turbina é

reduzida e vice-versa no ciclo de menor temperatura do dia. Entretanto, essa correlação é mais forte quando a turbina está operando em *baseload* devido ao fato de que a válvula de controle do gás, por já estar operando no limite operacional, não consegue compensar o efeito da temperatura para manter estável a geração da potência demandada.

Assim, definiu-se a função eficiência da turbina como a razão entre a potência elétrica corrigida para a temperatura ambiente e o volume de gás.

$$Ef = \frac{PEC}{VGN}$$

Considerou-se, portanto, que a degradação da eficiência da turbina é principalmente causada pelo efeito de *fouling* somado ao efeito da tendência da temperatura do ar. Uma metodologia foi então proposta para a retirada do efeito da tendência da temperatura do ar na série temporal representativa da potência elétrica PE.

Em seguida, foram determinados os coeficientes das funções lineares de 1º grau representando a eficiência das turbinas. Então, considerando-se uma perda de eficiência da ordem de 3%, determinou-se os ciclos previstos de operação para as turbinas.

Das análises e metodologias utilizadas podemos concluir:

1 – Existe uma forte correlação inversa entre a potência elétrica gerada pela turbina em *baseload* e a temperatura do ar.

2 – A eliminação da influência da tendência da temperatura do ar como fator de variação da eficiência da turbina conduz a uma função de eficiência mais coerente com a realidade do funcionamento da turbina, assumindo-se que a influência restante é predominantemente devido ao *fouling*.

3 – A nova função representativa da eficiência conduz a previsão de ciclos de operação maiores que o estipulado pelo fabricante das turbinas, de 22 dias. De uma maneira geral podemos ver na Figura 33 que todas as turbinas consideradas poderiam ter os seus ciclos de operações estendidos quando consideradas perdas de eficiência acima de 3%.

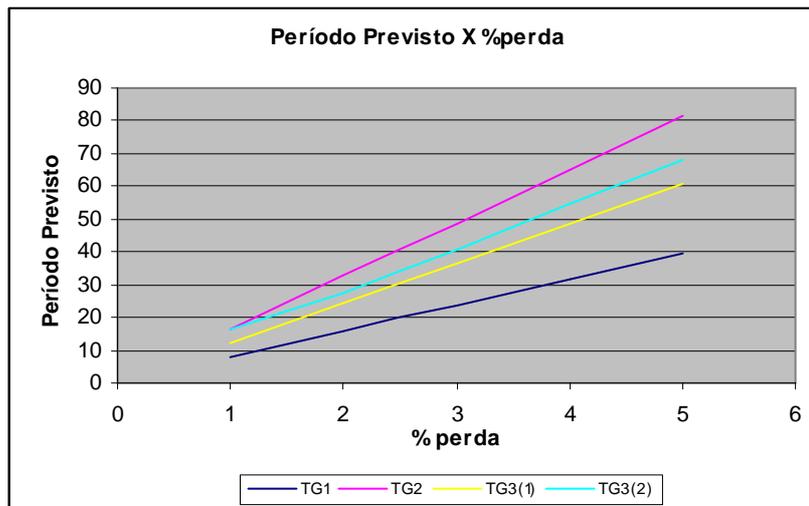


Figura 33 – Período de operação previsto (dias) versus % de perda de eficiência

4 – Os ciclos de operação previstos variam de turbina para turbina o que sugere uma diferença de condições operacionais entre elas, uma vez que os períodos de operação foram tomados em épocas diferentes. Daí a necessidade de calcular a cada ciclo (ou mesmo após algumas semanas de iniciado o ciclo de produção) novos coeficientes para a função de eficiência de forma a obter uma melhor previsão do momento de parada da turbina para lavagem.

5 – Os resultados da metodologia aplicada na determinação das funções de eficiência demonstram que a perda de eficiência devido ao *fouling* pode ser determinada pelo uso de variáveis operacionais comumente historiadas nos bancos de dados temporais, conduzindo no caso das turbinas a gás da UTE-RA a períodos mais longos de operação o que resulta em uma economia, sobretudo de insumos e mão de obra no processo de lavagem das turbinas, garantindo principalmente uma maior disponibilidade operacional do sistema com menos paradas por ano, podendo levar a um aumento na geração anual superior a 5% o que, a exemplo da turbina 2 (TG2) estudada, considerando os valores de comercialização emitidos pela CCEE (Câmara Comercializadora de Energia Elétrica) para o MWh no mês de novembro de 2013, representa cerca de US\$800,000.00/ano, o que está de acordo com a literatura (Capítulo 2).

6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

As proposições iniciais deste trabalho foram plenamente realizadas: a obtenção de funções de eficiência baseadas em variáveis operacionais comumente historiadas para fins de controle de demanda e gestão da planta termelétrica. Uma metodologia foi estabelecida para obtenção dessas funções de forma a representar a variação da eficiência das turbinas devido principalmente à presença do *fouling* nas paletas dos compressores das turbinas, resultando na previsão de ciclos operacionais mais longos o que resulta em maior disponibilidade operacional da planta termelétrica. A redução do número de lavagens no ano resulta em uma economia dos insumos com impactos nos custos operacionais e meio-ambiente bem como valores de geração anual com acréscimo em torno de 5%.

Não foi estudada a correlação entre a eficiência da turbina e a temperatura dos gases exaustos. A variação percentual de TGEX ao longo do ciclo de operação parece estar mais relacionada à variação da temperatura ambiente do que à eficiência da turbina, o que sugere que a energia perdida com a queda da eficiência é dissipada por efeito joule na própria estrutura da turbina. Entretanto, sugere-se como trabalho futuro a investigação desta dependência uma vez que alguns autores a mencionam.

Também não foram considerados os efeitos da umidade relativa do ar na contaminação por *fouling*. Alguns autores sugerem haver uma forte correlação entre a umidade do ar e o *fouling* (STALDER, 2001). Essa variável não foi considerada neste estudo por não termos tido acesso a suas series temporais. Sugerimos como trabalho futuro, a análise das correlações entre a umidade do ar e a variação da eficiência da turbina.

O *fouling* é causado por contaminantes presentes no ar que é injetado nos compressores da turbina, o que resulta em perda de eficiência da etapa compressora. Esse efeito depende do ambiente onde a planta está instalada e é tanto menor quanto maior for a qualidade do ar injetado na turbina. Assim, a aplicação de filtros de ar mais eficientes pode reduzir a contaminação do compressor e elevar o ciclo operacional das turbinas permitindo uma maior disponibilidade operacional e reduzindo os custos com os insumos de lavagem. A metodologia apresentada neste trabalho pode então, também, ser utilizada para avaliar a redução da perda de eficiência ao longo do tempo devido a aplicação de novos filtros de ar, quando for o caso.

REFERÊNCIAS

- ANEEL, Agencia Nacional de Energia Elétrica. **Banco de Informações de Geração (BIG)**, 2011.
- ARETAKIS, N.;Roumeliotis, I.; Doumouras, G.; Mathioudkis, K. Compressor Washing Economic Analysis and Optimization for Power Generation – **Applied Energy**, 95, 77-86, 2012.
- BAKER, J., **Analysis of Sensitivity of Multi-stage Axial Compressor to Fouling at Various Stages**. 2002. Thesis (Master of Science in Mechanical Engineering) – Naval Postgraduate School – Monterey,California
- CHATFIELD, C., **The Analysis of Time Series An Introduction**. 5 ed. Chapman & Hall. 1995.
- HOVLAND, G.;ANTOINE, M. Economic Optimisation of Gas Turbine Compressor Washing **Australasian Universities Power Engineering Conference , Brisbane, Australia**, 2004.
- HOVLAND, G.;ANTOINE, M. Scheduling of gas turbine compressor washing g. h. **Intelligent Automation and Soft Computing**, 11(X), 1-12, 2005.
- KURZ, R.; BRUN, K. Degradation in Gas Turbine Systems. **ASME - The American Society of Mechanical Engineers**, 2000.
- KURZ, R., & BRUN, K. Gas Turbine Tutorial - Maintenance And Operating Practices Effects on Degradation and Life. **Proceedings of The Thirty-sixth Turbomachinery Symposium**, 173-185, 2007.
- KURZ, R., & BRUN, K. Degradation of Gas Turbine Performance in Natural Gas Service. **Journal of Natural Gas Science and Engineering**, 1(3), 95-102, 2009.
- LI, Y. G., Performance-analysis-based gas turbine diagnostics: a review. Proc. Instrument Mechanics Engineering vol 216 – **Journal of Power and Energy**, 363-377, 2002.
- LI, Y. G., & NILKITSARANONT, P. Gas Turbine Performance Prognostic for Condition-based Maintenance. **Applied Energy**, 86(10), 2152-2161, 2009.
- MEHER-HOMJI, C. B., BROMLEY, A. Gas Turbine Axial Compressor Fouling and Washing. **Proceedings of The Thirty-third Turbomachinery Symposium**, 163-192, 2004.
- OGAJI, S. O. T.; SAMPATH, S.; SINGH, R.; PROBERT, S. D. Parameter selection for diagnosing a gas-turbine's performance-deterioration. **Applied Energy**, 73, 25-46, 2002.

RAO, P. N. S.; NAIKAN, V. N. A. An Optimal Maintenance Policy for Compressor of a Gás Turbine Power Plant. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, March 2008, Vol 130.

SÁ BARRETTO, S. Desenvolvimento de Metodologia para Atualização em Tempo Real de Modelos Matemáticos de Processos Decisórios. 2009. Dissertação (Mestrado em Mecatrônica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal da Bahia.

SÁNCHEZ, D.; CHACARTEGUI, R.; BECERRA, J. A. and SÁNCHEZ, T., Determining Compressor Wash Programmes for Fouled Gás Turbine. **Journal of Power and Energy**, 233, 467-476, 2009.

SARAVANAMUTTOO, H. I. H.; ROGERS, G. F. C.; COHEN, H. **Gás Turbine Theory**. 5.ed. Dorchester: Prentice Hall, 2001.

SEDDIGH, F.; SRAVANAMUTTOO, H. I .H. A Proposed Method for Assessing the Susceptibility of Axial Compressors to Fouling. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, 113, 595-601, 1991

SHUMWAY, R. H., STOFFER, D. S., **Time Series Analysis and Its Applications**. 2 ed. Springer – 2006.

STALDER, J., Gas Turbine Compressor Washing State of the Art : Field Experiences. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, 2001, 123, 363-370, May.

TARABRIN, A. P.; SCHUROVSKY, V. A.; BODROW, A. I.; STALDER, J. P. An Analysis of Axial Compressor Fouling and a Blade Cleaning Method. **Journal Turbomachinery**, 120, 256-261, 1998.

URBAN, L. A., **Gas Turbine Engine Parameter Interrrelationships**, 2st edition, 1969 (HSD UTC, Windsor Locks, CT).

VEER, T.; HAGLEROD, K.; BOLLAND, O. Measured Data Correction for Improved Fouling and Degradation Analysis of Offshore Gas Turbine. **ASME/IGTI TURBOEXPO Conference** - Vienna - 1-8, June 2004.

WYLEN, Gordon; SONNTAG, Richard; BORGNAKKE, Claus. **Fundamentos da Termodinâmica clássica**. 4.ed. São Paulo: Blücher, 1994.

APÊNDICE A – GRÁFICOS DAS SÉRIES HISTÓRICAS UTILIZADAS

Gráficos das series temporais utilizadas para a determinação da função eficiência obtidos diretamente do banco de dados temporais Plant Information (PI) da Petrobras.

Turbina 1 - TG1 – 18/11/2008 a 12/12/2008

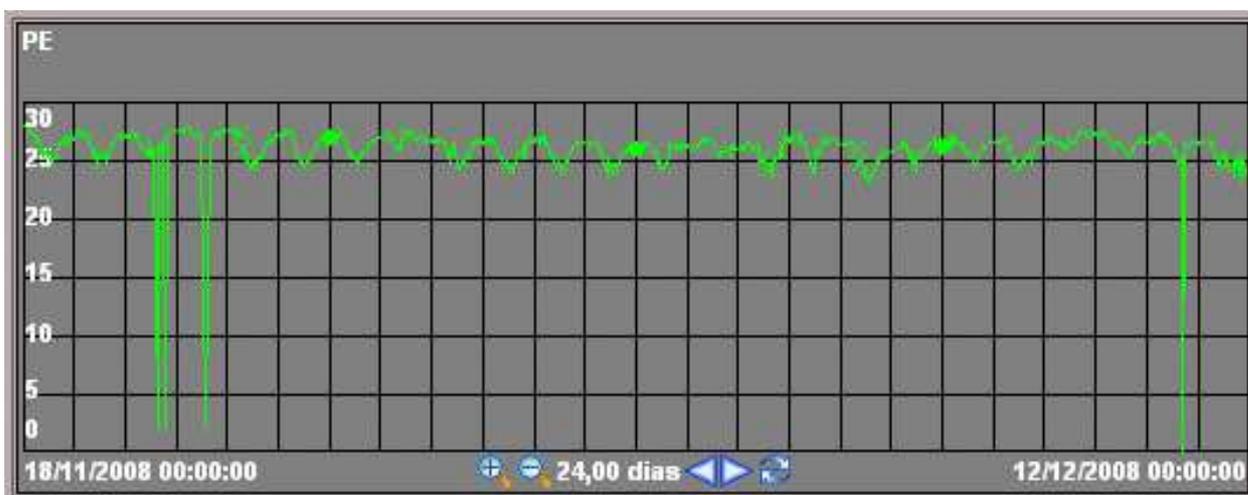


Figura 34 – Potência elétrica na TG1 (MW)

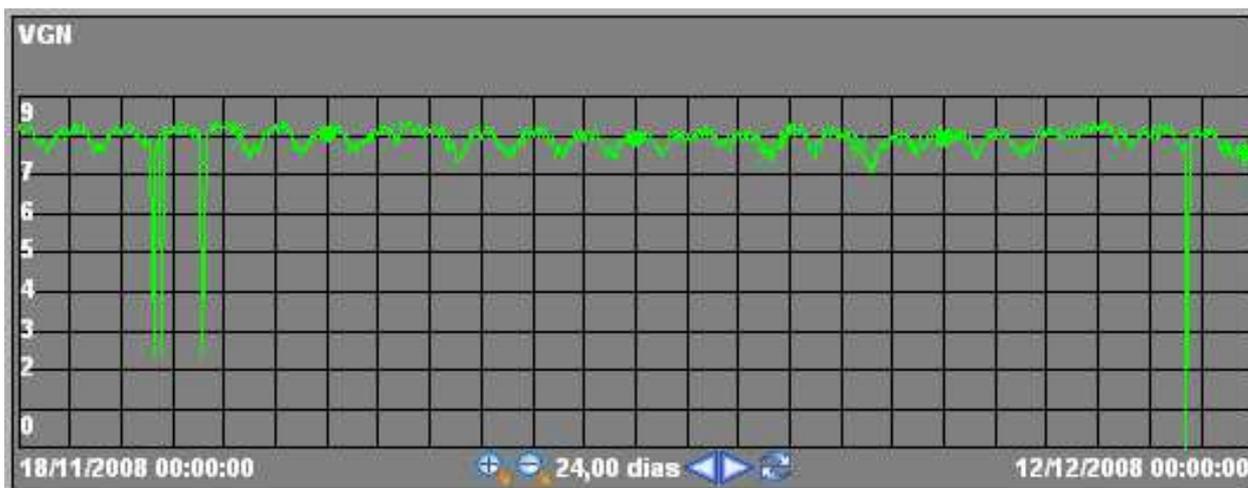


Figura 35 – Volume de gás na TG1 (K m³/h)

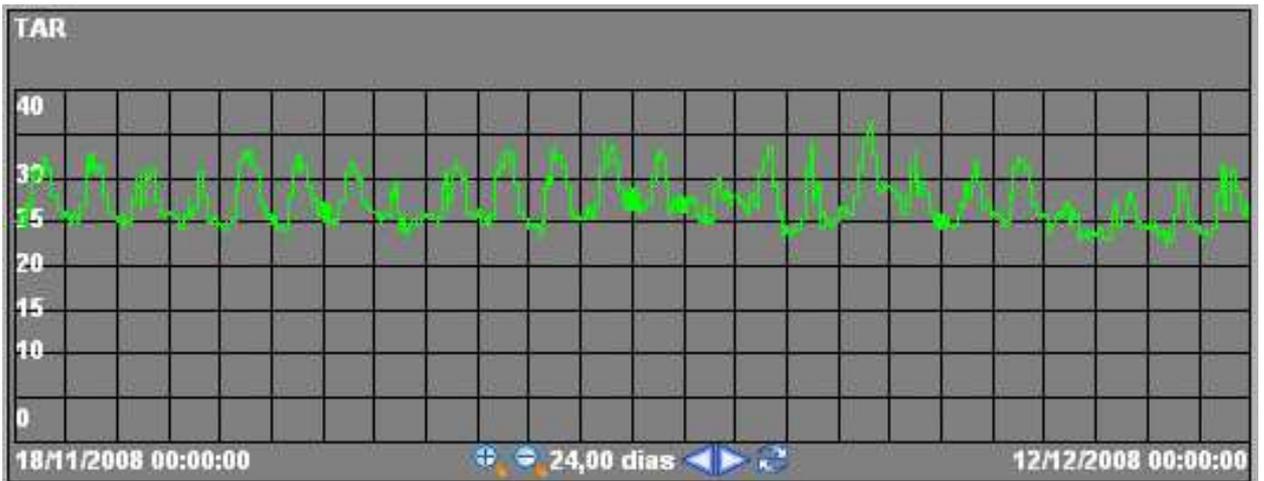


Figura 36 – Temperatura do ar na TG1 (°C)



Figura 37 – Temperatura do gás na TG1 (°C)

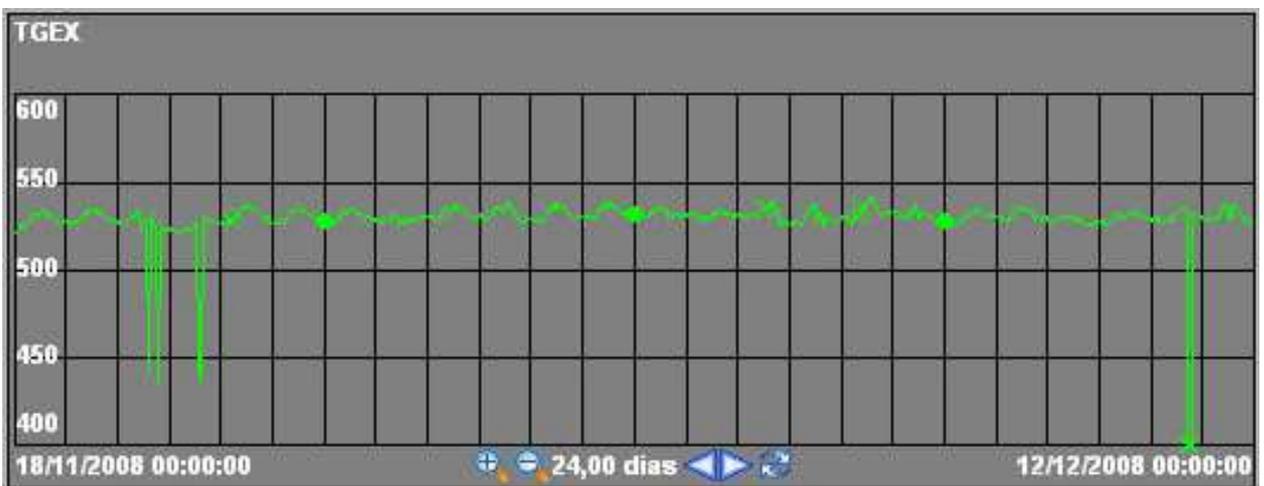


Figura 38 – Temperatura dos gases exaustos na TG1 (°C)

Turbina 2 - TG2 – 14/11/2008 a 10/12/2008

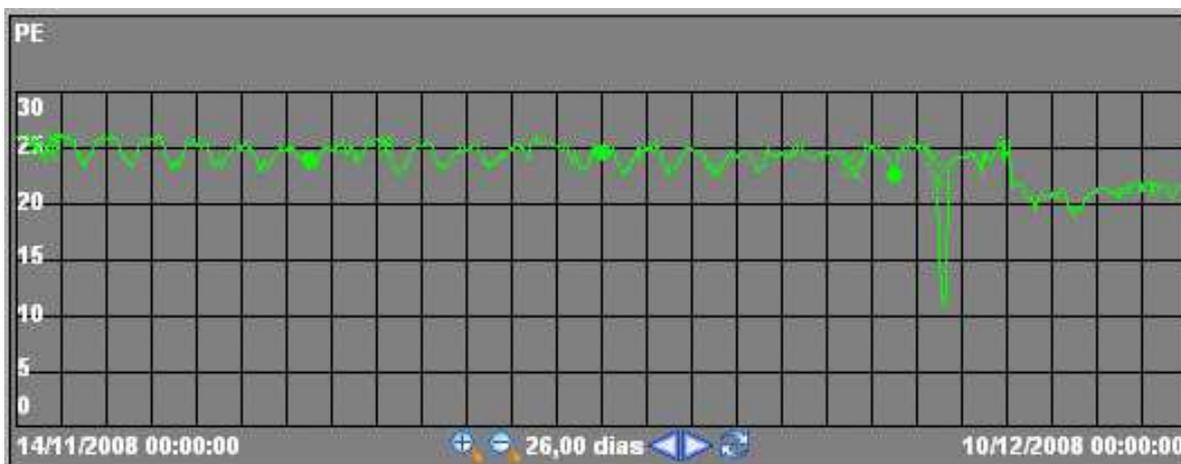


Figura 39 – Potência elétrica na TG2 (MW)

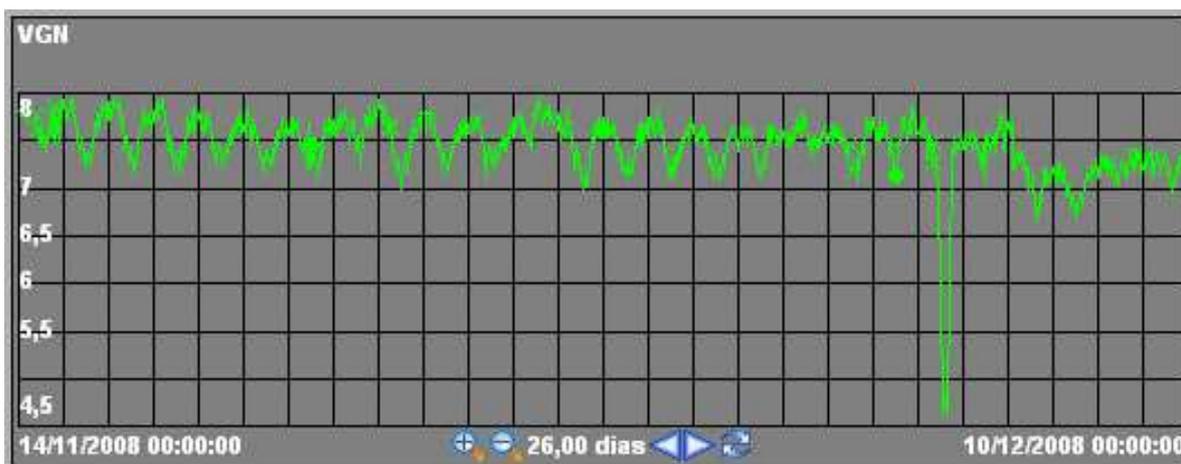


Figura 40 – Volume de gás na TG2 (K m³/h)



Figura 41 – Temperatura do ar na TG2 (°C)

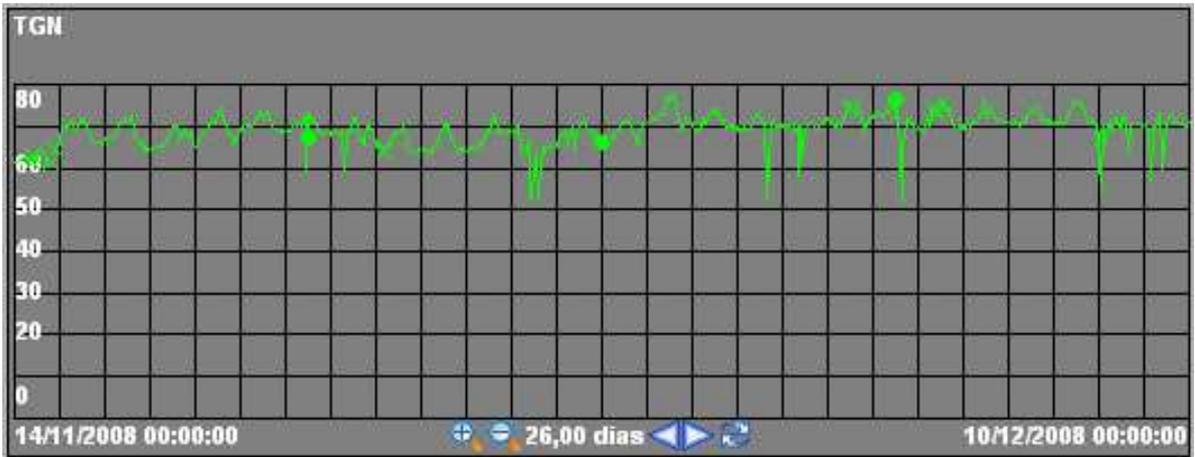


Figura 42 – Temperatura do gás na TG2 (°C)

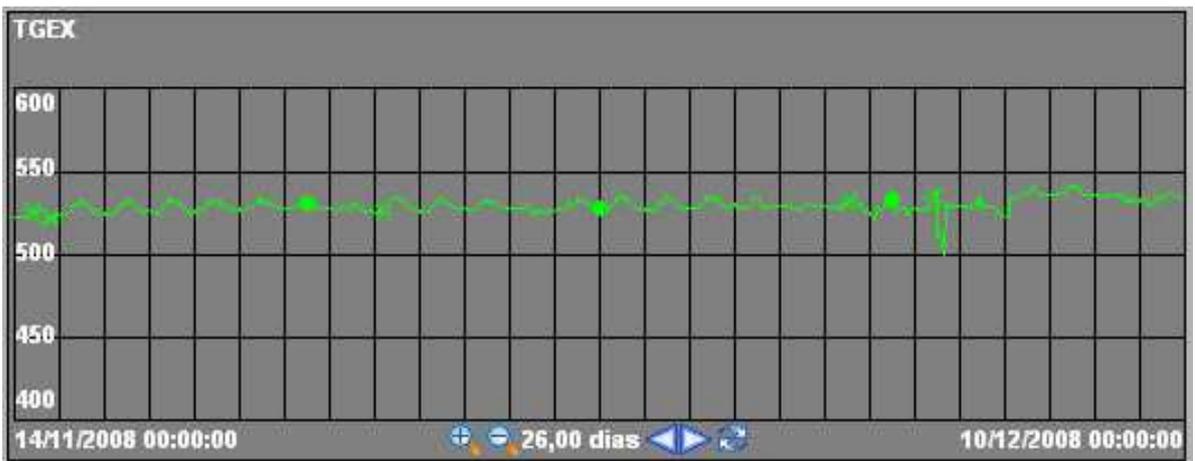


Figura 43 – Temperatura dos gases exaustos na TG2 (°C)

Turbina 3 - TG3(1) - 1/1/2010 a 25/1/2010



Figura 44 - Potência elétrica na TG3(1) (MW)



Figura 45 - Volume de gás na TG3(1) (K m³/h)



Figura 46 - Temperatura do ar na TG3(1) (°C)

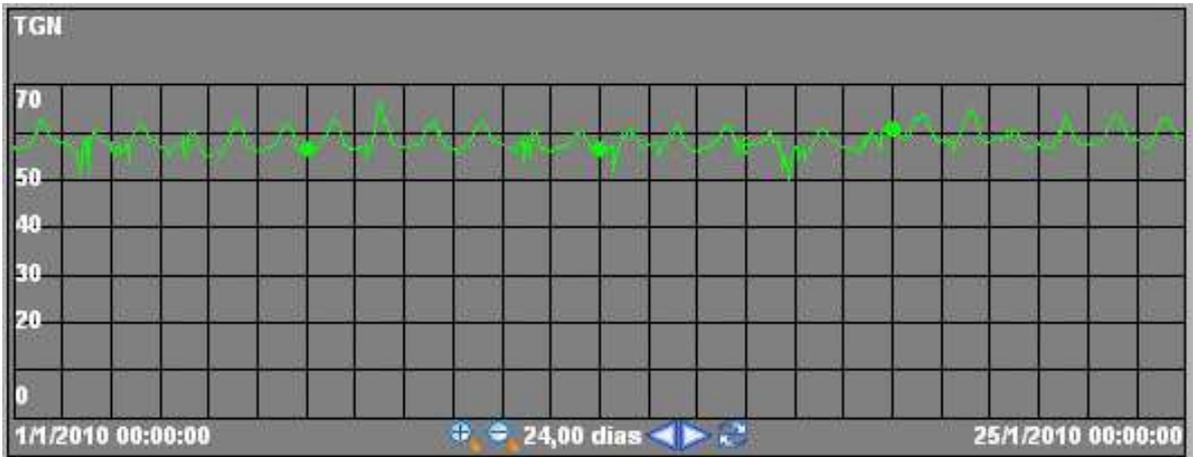


Figura 47 – Temperatura do gás na TG3(1) (°C)



Figura 48 – Temperatura dos gases exaustos na TG3(1) (°C)

Turbina 3 - TG3(2) - 2/9/2010 a 27/9/2010



Figura 49 - Potência elétrica na TG3(2) (MW)



Figura 50 - Volume de gás na TG3(2) (K m³/h)



Figura 51 - Temperatura do ar na TG3(2) (°C)

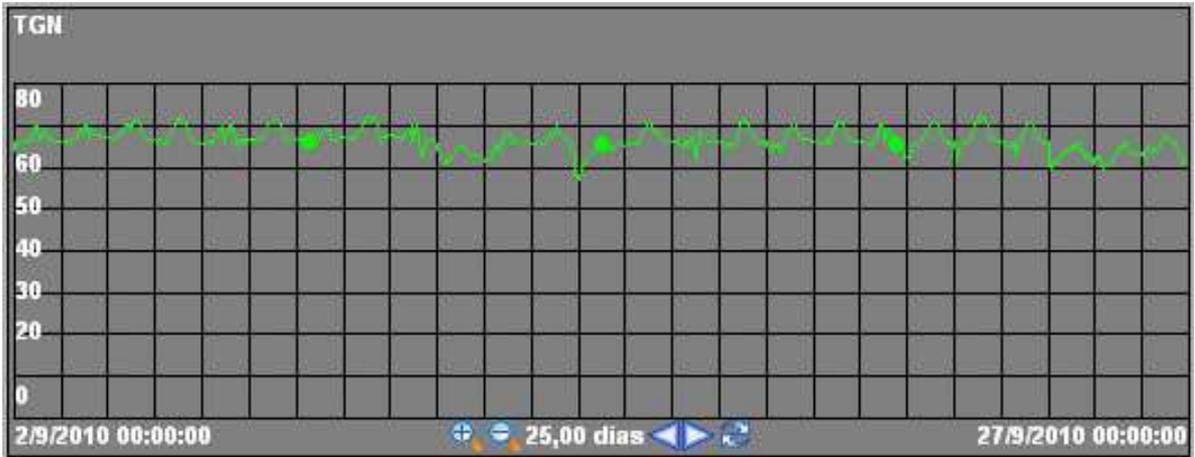


Figura 52 – Temperatura do gás na TG3(2) (°C)



Figura 53 – Temperatura dos gases exaustos na TG3(2) (°C)

Turbina 3 - TG3(3) - 6/11/2010 a 16/12/2010



Figura 54 - Potência elétrica na TG3(3) (MW)

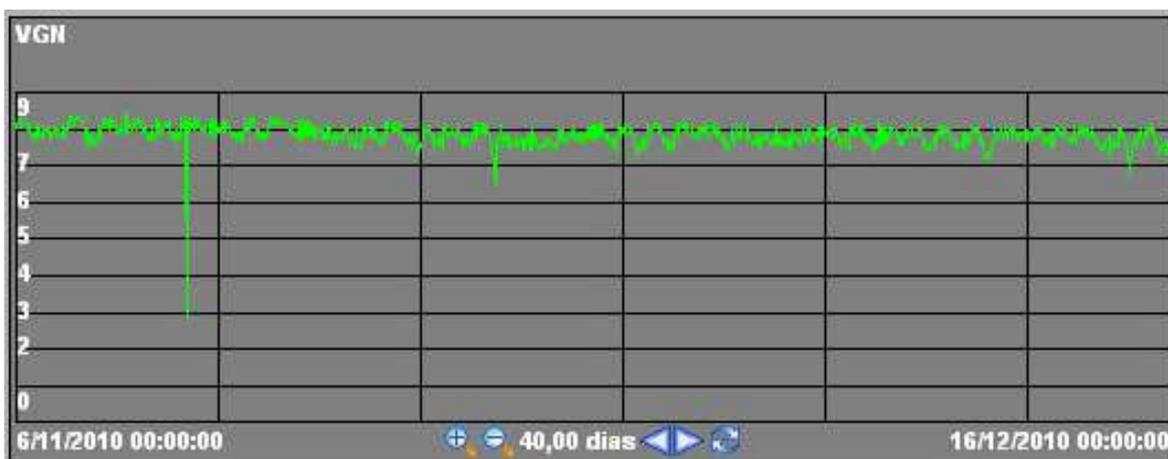


Figura 55 - Volume de gás na TG3(3) (K m³/h)



Figura 56 - Temperatura do ar na TG3(3) (°C)

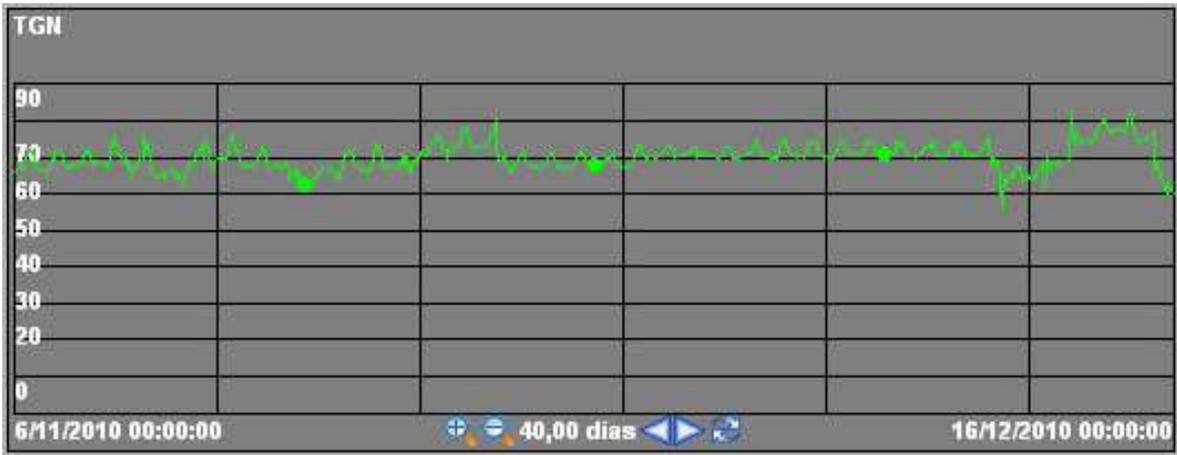


Figura 57 – Temperatura do gás na TG3(3) (°C)

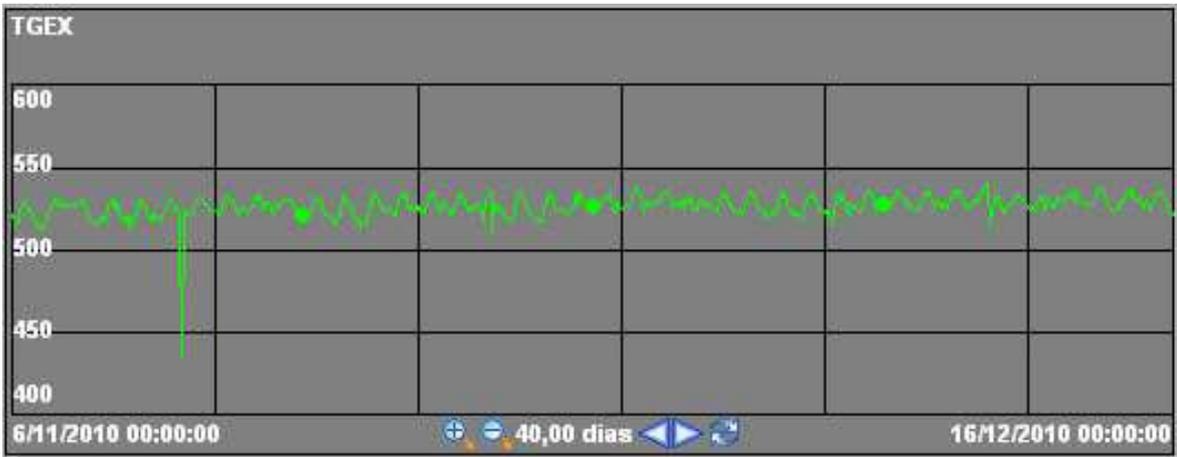


Figura 58 – Temperatura dos gases exaustos na TG3(3) (°C)

**APÊNDICE B – TABELA COM EXEMPLO DE VALORES EXTRAIDOS DO
PI**

Exemplo de valores extraído do banco de dados temporal para as variáveis da TG1

	PE	VGN	PGN	TGN	TAR	TGEX
	MW	km³/h	bar_g	°C	°C	°C
18/11/08 0:00	27,986	8,223	41,209	65,625	25,159	521,558
18/11/08 0:10	27,844	8,219	41,225	65,616	25,213	521,777
18/11/08 0:20	27,764	8,200	41,254	65,503	25,134	521,776
18/11/08 0:30	27,793	8,140	41,200	65,497	25,169	521,826
18/11/08 0:40	27,876	8,219	41,176	65,369	25,110	521,924
18/11/08 0:50	27,852	8,173	41,207	65,506	25,252	521,778
18/11/08 1:00	27,754	8,184	41,234	65,631	25,154	521,484
18/11/08 1:10	27,836	8,209	41,203	65,625	25,154	521,484
18/11/08 1:20	27,810	8,224	41,207	65,576	24,874	521,387
18/11/08 1:30	27,951	8,234	41,170	65,564	24,805	521,484
18/11/08 1:40	27,867	8,158	41,243	65,570	24,992	521,631
18/11/08 1:50	27,672	8,191	41,206	65,460	25,228	521,777
18/11/08 2:00	27,642	8,158	41,181	65,399	25,645	522,314
18/11/08 2:10	27,443	8,202	41,207	65,521	25,817	523,828
18/11/08 2:20	27,354	8,177	41,234	65,552	25,979	524,365
18/11/08 2:30	27,336	8,117	41,236	65,741	26,107	524,414
18/11/08 2:40	27,383	8,126	41,181	66,211	26,156	524,414
18/11/08 2:50	27,336	8,152	41,194	66,705	26,142	525,293
18/11/08 3:00	27,333	8,146	41,172	67,230	26,196	525,342
18/11/08 3:10	27,336	8,147	41,229	67,682	26,097	525,293
18/11/08 3:20	27,332	8,155	41,268	67,950	26,166	525,220
18/11/08 3:30	27,345	8,218	41,229	68,365	26,063	525,000
18/11/08 3:40	27,328	8,181	41,154	68,518	25,950	525,000
18/11/08 3:50	27,357	8,179	41,149	68,564	25,896	525,000
18/11/08 4:00	27,313	8,164	41,188	68,811	25,645	526,172
18/11/08 4:10	27,322	8,241	41,180	68,884	25,547	525,879
18/11/08 4:20	27,514	8,225	41,232	68,983	25,380	525,586
18/11/08 4:30	27,644	8,219	41,242	68,921	24,977	525,370
18/11/08 4:40	27,635	8,248	41,156	68,994	24,717	525,052
18/11/08 4:50	27,644	8,211	41,153	69,011	24,564	525,293
18/11/08 5:00	27,606	8,218	41,179	69,054	24,589	525,293
18/11/08 5:10	27,402	8,172	41,179	69,031	24,643	525,586
18/11/08 5:20	27,655	8,232	41,180	69,006	24,628	525,293
18/11/08 5:30	27,652	8,248	41,204	69,037	24,574	525,293
18/11/08 5:40	27,329	8,230	41,202	69,104	25,036	525,879
18/11/08 5:50	27,336	8,181	41,175	69,158	25,513	526,265
18/11/08 6:00	27,344	8,202	41,200	69,330	25,793	526,362
18/11/08 6:10	27,129	8,122	41,208	69,593	26,088	526,804
18/11/08 6:20	27,011	8,140	41,191	69,451	26,864	527,781
18/11/08 6:30	26,969	8,116	41,224	69,598	27,286	527,739
18/11/08 6:40	26,958	8,172	41,214	69,794	26,923	527,586