



*Ministério da Educação*  
**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ**  
*Criada pela Lei nº10.435, de 24 de abril de 2002*

**Pró-Diretoria de Pesquisa e Pós-Graduação**  
**Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Energia**

**DETERMINAÇÃO DO RENDIMENTO DE  
HIDROGERADORES UTILIZANDO TÉCNICAS DE  
TERMOGRAFIA INFRAVERMELHA**

**ROBERTO TEIXEIRA SINISCALCHI**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação da Universidade Federal de Itajubá, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia de Energia.

Itajubá, Novembro de 2009



*Ministério da Educação*  
**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ**  
*Criada pela Lei nº10.435, de 24 de abril de 2002*

**Pró-Diretoria de Pesquisa e Pós-Graduação**  
**Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Energia**

**DETERMINAÇÃO DO RENDIMENTO DE  
HIDROGERADORES UTILIZANDO TÉCNICAS DE  
TERMOGRAFIA INFRAVERMELHA**

**ROBERTO TEIXEIRA SINISCALCHI**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação da Universidade Federal de Itajubá, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia de Energia.

Orientador:  
Prof. Dr. Edson da Costa Bortoni

Itajubá, Novembro de 2009

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Mauá –  
Bibliotecária Margareth Ribeiro- CRB\_6/1700

S617d

Siniscalchi, Roberto Teixeira

Determinação de rendimento de hidrogeradores utilizando técnicas de termografia infravermelha / Roberto Teixeira Siniscalchi.-- Itajubá, (MG) : [s.n.], 2009.

162 p. : il.

Orientador: Prof. Dr. Edson da Costa Bortoni.

Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Itajubá.

1. Hidrogeradores. 2. Rendimento. 3. Método colorimétrico. 4. Termografia infravermelha. I. Bortoni, Edson da Costa, orient. II. Universidade Federal de Itajubá. III. Título.

*Dedico este trabalho aos meus pais,  
irmãos, esposa e filhos.*

## Agradecimento

Agradeço à Deus por estar sempre iluminando meu caminho,

À FURNAS CENTRAIS ELÉTRICAS na pessoa do Eng. Emílio José de Pádua Piantino, pelas oportunidades que empresa vem me oferecendo;

Ao meu amigo e orientador Prof. Dr. Edson C. Bortoni pelo apoio, paciência, disponibilidade e incentivo;

Aos Professores e colegas do CESE pelas trocas de informações e oportunidades de aprimoramento;

Ao Eng. Schiavetto pelo apoio, incentivo e flexibilização dos horários de trabalho.

Aos Eng<sup>os</sup> Paulo e Carlos pela intermediação de minha inscrição junto ao CESE;

Aos colegas Laerte e Rodolfo pelas informações relevantes a respeito dos recursos das câmeras termográficas;

Aos colegas Pedro, Ferrarezi e Mario pelo apoio nas medições realizadas na UHE Manso.

Ao pessoal da UHE Manso pela recepção e hospitalidade.

Ao colega Wellington pelo apoio e informações relevantes a respeito de processamento de imagens.

Aos Eng<sup>os</sup> Adriano, Fabrício, Queles e Valeska pelo apoio na coleta de artigos técnicos.

Aos Profs.(as). Drs.(as) Horta (UNIFEI), Braga filho (PUC-Rio), Lavinne (Univ. Califórnia), Bertalanic (Univ. Zagreb, Croácia), Zlatanovic (Inst. Icenenerg, Romênia), Binder (Univ. Darmstadt, Alemanha), Traxler-Samek (Alstom, Canadá), Harmand, (Univ.Valenciannes, França) pelo senso de cooperação.

Aos colegas da Manutenção e Operação da UHE Furnas pelas informações e apoio nas medições; aos colegas supervisores o reconhecimento pelo espírito de equipe e que de certa forma, assumiram parte de nossas atividades durante as aulas presenciais.

## Resumo

De acordo com o novo modelo de mercado energético, as empresas do setor elétrico vêm se desenvolvendo de forma a se tornarem cada vez mais competitivas. Por outro lado, a demanda de energia vem aumentando ao longo dos anos e o investimento no setor elétrico não acompanha tal crescimento. Isto faz com que o sistema elétrico interligado venha a ser operado praticamente na sua capacidade máxima.

É indiscutível neste contexto, a constante preocupação com a redução de perdas e a análise do rendimento das unidades geradoras. Tanto nas normas brasileiras quanto nas normas internacionais, estão previstas uma série de metodologia para a determinação do rendimento de geradores síncronos, no entanto, praticamente todos os métodos exigem o desligamento da máquina.

Diante deste cenário, a solicitação de desligamento de uma unidade geradora de grande porte junto ao Operador Nacional do Sistema – ONS para ensaios de rendimento, torna-se, em determinadas situações operativas, impraticável.

Este trabalho tem como objetivo, propor um método expedito para a determinação do rendimento de hidrogeradores, com base no método calorimétrico, aliado às técnicas de termografia infravermelha. Através da termografia infravermelha, as medições de temperatura podem ser realizadas com segurança, sem contato com partes energizadas ou componentes girantes, com maior rapidez e com a grande vantagem de manter a máquina em operação.

A metodologia foi aplicada em dois hidrogeradores de grande porte e os resultados se demonstraram satisfatórios quando comparados com os métodos normatizados.

Palavras chave: Hidrogeradores, rendimento, método calorimétrico, termografia

## **Abstract**

According to the new energy market regulation, the electric system companies have been lead to become more and more competitive. However, the consumption of electric energy has increased along the years, and the investments in the electric system have not increased in the same proportion.

This makes the electrical grid operation close to its maximum capacity.

It's incontestable, in this context, the frequent concern with loss reduction, and the assessment of the synchronous machines' efficiency.

The Brazilians and the international standards describe several methods to determine the efficiency of synchronous machine, however, in almost all these methods the machine needs to be switch off.

By this way, the request to ONS (Operador Nacional do Sistema) for large generators switching offs in order to measure the efficiency, is almost unfeasible.

The aim of this work is to suggest an approach which uses the calorimetric method associated with the infrared thermographic techniques to determinate the efficiency of synchronous generator.

Using infrared thermal analysis, the temperature measurements can be carried out quickly and safety with no contact with electric parts or rotating components and the great advantage is to keep the generator running.

This method was applied in two large hydrogenerators and the results have showed acceptable when compared with standardized methods.

Key words: hydrogenerator, efficiency, calorimetric method, thermographic techniques.

## Lista de ilustrações

<b>Fig.</b>	<b>Descrição</b>	<b>Pág.</b>
3.1	Radiância espectral de um corpo negro	46
3.2	Região do espectro de emissão onde as leis de Wein, Rayleigh concordam com a lei de Planck	47
3.3	Câmera termográfica Flir – E4	50
3.4	Barramento elétrico (a).Termograma equivalente (b)	52
4.1	UHE Furnas - Ventiladores radiais superior (a).Inferior (b)	60
4.2	UHE Igarapava – Ventiladores Externos	61
4.3	UHE Itaipu - Barras estatóricas - (a). Corte transversal de uma barra estatórica resfriada a água (b)	63
4.4	UHE Corumbá -Trocador de calor do mancal escora	65
4.5	UHE Furnas -Trocador de calor do mancal guia da turbina	66
5.1	Trocas de Calor do Gerador	67
5.2	Distribuição da velocidade do ar em (m/s) através de um trocador de calor	71
5.3	UHE Furnas -Tampa do gerador	77
5.4	Representação do processamento da imagem termográfica	78
5.5	UHE Furnas -Tampa do gerador. Termograma (a). Função Isoterma (b)	79
5.6	Trocador de calor água/óleo (a). Termograma equivalente (b)	81
5.7	Medidor de Pressão Diferencial	83
5.8	Medidor Eletromagnético	83
5.9	Medidor de vazão ultrassônico	85
5.10	Condução de calor pelo eixo devido ao aquecimento do mancal	86
6.1	UHE Manso	92
6.2	Mapeamento da velocidade do ar	95
6.3	Distribuição da velocidade do ar (m/s)	95
6.4	Medidor de vazão ultrassônico	99
6.5	Temperatura do circuito de água do mancal guia superior	100



<b>Fig.</b>	<b>Descrição</b>	<b>Pág.</b>
6.6	Leitura de temperatura de água do mancal conjugado	102
6.7	Termograma de parte da tampa superior do gerador	103
6.8	Cálculo de área utilizando a função isoterma	104
6.9	Isoterma identificando a temperatura da vedação entre o concreto e gerador	112
6.10	Leitura de temperatura de óleo no trocador de calor do mancal conjugado	116
6.11	Leitura de temperatura de entrada e saída de óleo do trocador de calor do mancal guia superior	117
6.12	Termograma do eixo do gerador	118
6.13	Isotermas do eixo do gerador	121
6.14	Trecho da estrutura de concreto	122
A.1	Mancal guia (a). Termograma correspondente (b)	144
A.2	Termograma da tampa superior do gerador	147
A.3	Trocador de Calor do Mancal Conjugado (a). Termograma correspondente(b)	153
A.4	Entrada e saída de óleo do trocador de calor do mancal conjugado (a).Termograma correspondente (b)	155
A.5	Trocador de Calor do Mancal Guia (a). Termograma correspondente (b)	157

## Lista de Tabelas

<b>Tab.</b>	<b>Descrição</b>	<b>Pág.</b>
3.1	Condutividade térmica	34
3.2	Coefficiente de Transmissão de Calor por convecção	36
3.3	Valores típicos de emissividade	48
5.1	Correlações de acordo com o tipo de superfície	75
5.2	Correlações para se determinar o coeficiente convectivo em cilindros rotativos	89
5.3	Correlações para se determinar o coeficiente convectivo em discos rotativos	89
6.1	Medição da velocidade de ar no radiador 01	96
6.2	Medição de temperatura de ar dos radiadores	97
6.3	Medição de vazão da água de resfriamento do gerador	97
6.4	Medição de temperatura da água de resfriamento do gerador	97
6.5	Medição de vazão da água de resfriamento do mancal guia superior	99
6.6	Medição de temperatura da água de resfriamento do mancal guia superior	100
6.7	Medição de vazão da água de resfriamento do mancal conjugado	101
6.8	Medição de temperatura da água de resfriamento do mancal conjugado	102
6.9	Intervalos isotérmicos e áreas correspondentes da tampa superior do gerador	105
6.10	Medições de perdas na tampa inferior do gerador	106
6.11	Perdas por convecção na tampa superior do gerador	114
6.12	Medição de vazão de óleo lubrificante do mancal conjugado	115
6.13	Medição de temperatura de óleo do mancal conjugado	116
6.14	Medição de vazão de óleo lubrificante do mancal conjugado	117
6.15	Medição de temperatura de óleo do mancal conjugado	118
6.16	Perdas no eixo do gerador	122
6.17	Perdas na estrutura de concreto	123
6.18	Comparação dos resultados	126
A.1	Leitura das velocidades do ar no radiador (m/s)	139

<b>Tab.</b>	<b>Descrição</b>	<b>Pág.</b>
A.2	Medição de temperatura de ar dos radiadores	140
A.3	Medição de vazão da água de resfriamento do gerador	140
A.4	Medição de temperatura da água de resfriamento do gerador	141
A.5	Medição de vazão da água de resfriamento do mancal conjugado	141
A.6	Medição de temperatura da água de resfriamento do mancal conjugado	142
A.7	Perdas no mancal conjugado	143
A.8	Medição de vazão da água de resfriamento do mancal guia	143
A.9	Medição de temperatura da água de resfriamento do mancal guia	144
A.10	Perdas no mancal guia	145
A.11	Medições de perdas na tampa superior do gerador	148
A.12	Medições de perdas na tampa inferior do gerador	148
A.13	Perdas no eixo do gerador	151
A.14	Medição de vazão da água de resfriamento do gerador	152
A.15	Medição de temperatura da água de resfriamento do gerador	152
A.16	Medição de vazão da água de resfriamento do mancal conjugado	153
A.17	Medição de temperatura da água de resfriamento do mancal conjugado	154
A.18	Medição de vazão de óleo lubrificante do mancal conjugado	154
A.19	Medição de temperatura de óleo do mancal conjugado	155
A.20	Medição de vazão da água de resfriamento do mancal guia	156
A.21	Medição de temperatura da água de resfriamento do mancal guia	157
A.22	Medição de vazão de óleo lubrificante do mancal guia	158
A.23	Medição de temperatura de óleo do mancal guia	158
A.24	Medições de perdas na tampa superior do gerador	159
A.25	Medições de perdas na tampa inferior do gerador	160
A.26	Perdas no eixo do gerador	160
A.27	Resultado das Perdas antes da modernização	161
A.28	Resultado das Perdas após a modernização	161
A.29	Comparação dos resultados	162

## Sumário

<b>1</b>	<b>Introdução</b>	<b>13</b>
1.1	Apresentação do tema	13
1.2	Justificativa	14
1.3	Proposta e delimitação do objeto da dissertação	15
<b>2</b>	<b>Metodologias Utilizadas para a Determinação de Rendimento de Máquinas Síncronas</b>	<b>17</b>
2.1	Determinação das perdas pelo ensaio com a máquina calibrada	17
2.2	Determinação das perdas pelo ensaio com o fator de potência nulo	19
2.3	Determinação das perdas pelo ensaio em oposição	19
2.4	Determinação das perdas pelo método de retardamento	20
2.5	Determinação das perdas pelo método calorimétrico	21
2.6	Outras metodologias	29
<b>3</b>	<b>Transferência de Calor e Princípios da Termografia Infravermelha</b>	<b>32</b>
3.1	Mecanismos de transferência de calor	33
3.2	Dispositivos de medição de temperatura	37
3.3	Histórico da radiação térmica	41
3.4	A radiação térmica	43
3.5	A teoria da medição e detecção de radiação	45
3.6	Detetores e medidores de radiação	49
3.7	A Termografia infravermelha	51
<b>4</b>	<b>Perdas e Trocas de Calor em Máquinas Elétricas</b>	<b>53</b>
4.1	Perdas em máquinas elétricas	53
4.2	Trocas de calor e sistemas de resfriamento de hidrogeradores	58

<b>5</b>	<b>Detalhamento da Metodologia Proposta</b>	<b>67</b>
5.1	Modelagem: Volume de Controle	67
5.2	Perdas no Sistema de Resfriamento Principal do Gerador	69
5.3	Perdas por Convecção	72
5.4	Perdas nos mancais	80
5.5	Perdas por Condução e Convecção no Eixo do Gerador e Turbina	85
5.6	Perdas por Radiação	90
5.7	Perdas por Condução e Convecção no Concreto	91
<b>6</b>	<b>Aplicações da Metodologia Proposta</b>	<b>92</b>
6.1	Aplicação da Metodologia	93
6.2	Sugestões de Atualização de Normas	108
6.3	Análise e Comparação dos Resultados	125
<b>7</b>	<b>Conclusões e recomendações</b>	<b>128</b>
	<b>Referências bibliográficas</b>	<b>132</b>
<b>A1</b>	<b>Determinação do Rendimento do Hidrogerador UG06 da UHE Furnas</b>	<b>138</b>

# Capítulo 1

## Introdução

### 1.1 Apresentação do Tema

O novo modelo de mercado energético e o ambiente de negócios do setor elétrico obrigam as empresas produtoras e transmissoras de energia a se tornarem cada vez mais competitivas buscando soluções para a redução de custos, aliada ao aumento de confiabilidade e disponibilidade do sistema elétrico.

Neste contexto, a identificação das perdas, a análise do rendimento dos grupos hidrogeradores e a constante busca para o aumento da eficiência e disponibilidade dos geradores, tornam-se inquestionáveis metas objetivadas pelos agentes produtores de energia.

Tanto para a análise de perdas, como para a determinação do rendimento de unidades geradoras, estão previstas normas que utilizam várias metodologias, como o método da máquina calibrada, o método de retardamento e o método calorimétrico, entre outros. No entanto, na maioria destes métodos exige-se o desligamento da máquina para desacoplamento de outros componentes, a instalação de instrumentação para aquisição de dados e a montagem de circuitos complexos para ensaios.

## 1.2 Justificativa

Dentre os fatores que motivam este trabalho destacam-se:

- a) Dificuldade de desligamentos: atualmente, com o sistema elétrico operando no limite, as solicitações de intervenções no sistema elétrico para as manutenções preventivas e corretiva vem sendo atendidas após exaustivas negociações. Logo, as solicitações de desligamento de máquinas de grande porte, para ensaios de perdas, junto ao Operador Nacional de Sistemas - ONS, tornam-se praticamente inviáveis.
- b) Cenário do país frente ao contexto energético: problemas com a produção e transporte de gás natural, a constante busca por energia alternativa e as dificuldades de implementação de usinas a biodiesel, faz com que a produção e operação de hidrelétricas ainda seja viável.
- c) Acompanhamento preditivo: geralmente as diretrizes de manutenção dos trocadores de calor dos sistemas de resfriamento dos hidrogeradores são baseadas em intervalos de tempo. Através das técnicas de termografia infravermelha e análise do rendimento da máquina, estas diretrizes poderão se basear nas condições dos equipamentos. Logo, uma simples inspeção contribuirá para a definição do momento adequado da parada da unidade geradora para a limpeza nos trocadores de calor.
- d) Acompanhamento do envelhecimento do gerador: a maioria dos hidrogeradores de grande porte do parque gerador nacional estão operando com há mais de 30 anos. De acordo com EPRI (1989) uma das conseqüências do envelhecimento do gerador consiste no aumento das perdas. Portanto, um método expedito para acompanhamento da evolução das perdas dos geradores certamente contribuirá na definição do momento de modernização das unidades geradoras.

e) Otimização da operação dos hidrogeradores: Recentemente o país atravessou uma crise energética devido à um período de condições hidrológicas desfavoráveis e operação inadequada dos reservatórios, onde seus níveis chegaram a valores críticos. Tanto a indústria nacional como os consumidores residenciais sofreram os impactos desta crise. O conhecimento das perdas dos geradores, bem como o ponto ótimo de operação certamente poderão facilitar o manejo e controle dos níveis dos reservatórios.

### **1.3 Proposta e Delimitação do Objeto da Dissertação**

O objetivo do trabalho é propor o desenvolvimento de um método expedito para determinar do rendimento de hidrogeradores de grande porte, sincronizado no sistema elétrico, tendo como base o método calorimétrico e utilizando técnicas de termografia infravermelha e a medição de vazão dos fluídos refrigerantes por métodos não intrusivos. Ao invés da instalação de medidores de temperatura por contato nas entradas e saídas dos trocadores de calor e nas superfícies radiantes, serão realizadas medidas de temperatura à distância.

A termografia infravermelha permite a leitura de temperatura sem contatos com partes energizadas e componentes girantes, garantindo a segurança do pessoal envolvido com as medições. Outra vantagem proposta pela metodologia, além da rapidez e praticidade, está na permanência da unidade geradora sincronizada ao sistema elétrico.

A formulação teórica está dividido em três capítulos compreendendo os princípios de transferência de calor, perdas e metodologias utilizadas para determinação do rendimento de hidrogeradores.



O Capítulo 2 apresenta um estudo sobre principais metodologias utilizadas na determinação de rendimento de geradores síncronos e a descrição do método calorimétrico de acordo com as normas ABNT-NBR-5052 , STD (1985), IEEE- STD-115 (1995) e IEC – 34-2 (1972).

Em seguida, foi desenvolvido o Capítulo 3 abordando os princípios de transferência de calor e as técnicas da termografia infravermelha.

Ainda dentro do referencial teórico, o Capítulo 4 traz uma abordagem sobre perdas e trocas de calor em hidrogeradores, onde são apresentados os principais sistemas de resfriamento das máquinas de grande porte.

No capítulo 5 é detalhada a metodologia proposta. São apresentadas as técnicas de medição de vazão de ar, vazão de água, medição de temperatura através da termografia infravelha e processamento de imagens termográficas.

O estudo de caso, apresentado no capítulo 6, foi dividido em duas partes, onde primeiramente foi aplicada a metodologia a uma máquina síncrona de grande porte para primeiramente validar o método, e na segunda parte, foram determinadas as perdas no mesmo hidrogerador, porém, sugerindo melhorias aos métodos normatizados.

Finalmente, no Capítulo 7, são analisados os resultados, avaliadas as limitações do método e propostas sugestões para trabalhos futuros.

## Capítulo 2

### **Metodologias Utilizadas para a Determinação de Rendimento de Máquinas Síncronas.**

Apesar do enfoque do presente trabalho tratar do método calorimétrico, é conveniente apresentar outros métodos recomendados pela IEEE-STD-115 (1995), IEC-34-2 (1972) e a ABNT-NBR-5052 (1984), de forma a oferecer informações e facilitar futuras análises e comparações com a metodologia utilizada.

De acordo com os métodos normatizados o rendimento do gerador pode ser determinado por medição direta ou indireta. Na medição direta, mede-se a potência fornecida pela máquina e a potência absorvida pela mesma junto ao eixo da turbina. O caso da medição indireta, o rendimento é determinado de forma global ou medindo-se as perdas em separado.

Dentre os métodos mais utilizados destacam-se:

- Ensaio com a máquina calibrada;
- Fator de potência nulo;
- Ensaio de oposição;
- Ensaio de retardamento;
- Método calorimétrico;

#### **2.1 Determinação das Perdas pelo Ensaio com a Máquina Calibrada**

Este método consiste em desligar a máquina da rede, desacoplando-a, se possível, de seu acionamento original, para testá-la através de seu acionamento por um motor previamente calibrado.

Este motor de acionamento pode ser de corrente contínua, de indução ou síncrono. Porém, suas perdas e a potência fornecida no eixo devem ser conhecidas com grande precisão.

Geralmente não se recomenda utilizar acionamento por meio de correias ou engrenagens. Entretanto, se este for o caso, devem ser bem conhecidas suas condições de teste e, principalmente, a possibilidade da introdução de erros.

Um outro fator importante é proceder o teste com as máquinas em condições estáveis de temperatura visando evitar os erros nas perdas por atrito e ventilação e, principalmente, sob condições de rotação nominal, evitando-se efetuar leituras durante a aceleração e desaceleração da máquina.

Além de um motor elétrico calibrado, este teste também pode ser realizado por um dispositivo mecânico (motor Otto, Diesel, turbina a gás entre outros). Em certas condições pode-se utilizar um dinamômetro, o qual permite conhecer o conjugado exigido e determinar a potência absorvida pela máquina sob teste.

De acordo com a norma ABNT-NBR-5052 (1984), a potência ativa absorvida pode ser obtida através da expressão:

$$P = \frac{C \cdot n}{9552} \quad (2.1)$$

onde:

$C$ - Conjugado medido pelo dinamômetro (N.m)

$n$  – Velocidade (rpm)

$P$  – Potência ativa (W)

Na norma IEEE-STD-115 (1995), este método é denominado *separate-drive method* e mostra com mais detalhes como utilizar os ensaios de curto-circuito, a vazio e curvas de saturação, afim de medir e calcular, separadamente, os tipos de perdas da máquina ensaiada.

## **2.2 Determinação das Perdas pelo Ensaio do Fator de Potência Nulo.**

Através deste método, a máquina deve ser operada como motor a vazio, com rotação nominal. A excitação deve ser ajustada de forma a fazer circular a corrente nominal na armadura e a tensão deve ser aplicada de forma a produzir perdas magnéticas de mesmo valor que na operação em vazio em condições nominais de tensão. Desta forma, a potência absorvida da rede é equivalente às perdas totais do gerador.

## **2.3 Determinação de Perdas pelo Ensaio em Oposição.**

Trata-se de um método bastante limitado e pouco utilizado devido à necessidade da disponibilidade de duas máquinas idênticas. Neste ensaio, as máquinas são acopladas elétrica ou mecanicamente, sendo que uma delas opera como motor e outra como gerador. O valor da potência transmitida depende da diferença entre os ângulos de fase das mesmas. As perdas são supridas pela rede à qual estão conectadas, por um variador de tensão ou mesmo por um motor de acionamento calibrado.

Cabe uma observação de que neste método as perdas são obtidas de forma global.

## 2.4 Determinação das Perdas pelo Método de Retardamento

O método de retardamento pode ser empregado para determinar perdas nas máquinas de corrente contínua e de indução, contudo, é aplicável principalmente em máquinas síncronas de grande porte.

Este método consiste em acelerar a máquina a uma velocidade pouco acima da rotação nominal e em seguida desconectá-la ou desligá-la de seu acionamento, efetuando-se as medições das perdas nas várias condições de ensaio (excitação, em curto ou a vazio) em um intervalo de desaceleração de 110 a 90% da rotação nominal.

Ensaio a vazio e sem excitação, é possível medir as perdas por atrito e ventilação durante a sua desaceleração.

No ensaio a vazio, com excitação constante, durante a desaceleração pode-se determinar as perdas totais em circuito aberto. Se este ensaio for repetido para várias correntes de excitação é possível traçar uma curva do tipo perdas a vazio versus tensão, de forma que as perdas no ferro podem ser obtidas subtraindo as perdas por atrito e ventilação (já determinadas) das perdas totais em circuito aberto.

No ensaio em curto com excitação constante durante a desaceleração pode-se determinar as perdas totais de curto-circuito somadas as perdas mecânicas. Repetindo este ensaio para vários valores de corrente de excitação, é possível traçar uma curva do tipo perdas totais em curto-circuito versus corrente na armadura. Subtraindo-se as perdas as perdas por atrito e ventilação das perdas totais, obtém-se as perdas em curto-circuito. Subtraindo as perdas no cobre, que podem ser calculadas pela temperatura do enrolamento, das perdas de curto-circuito, obtém-se as perdas suplementares.

Além da grande quantidade de informações que o método de retardamento oferece sobre as perdas, é possível calcular o momento de inércia da máquina a partir da equação:

$$J = \frac{45600 \cdot P \cdot t}{\delta \cdot n^2} \quad (2.2)$$

onde:

$J$ - Momento de inércia (kg.m<sup>2</sup>)

$P$ - Potência absorvida (W)

$n$  – Rotação nominal (rpm)

$n \cdot (1 + \delta)$  – Rotação superior à nominal, a partir da qual se inicia as medições (rpm).

$n \cdot (1 - \delta)$  – Rotação inferior à nominal, a partir da qual se termina as medições (rpm).

$t$  – Tempo entre os instantes em que as velocidades são  $n(1+\delta)$  e  $n(1-\delta)$ , respectivamente (s).

## 2.5 Determinação das Perdas pelo Método Calorimétrico

O método calorimétrico, que na realidade é o objeto de estudo deste trabalho, consiste em determinar as perdas da máquina calculando o calor absorvido pelos meios refrigerantes. Trata-se de um método bastante prático e em alguns casos o único método aplicável.

De uma forma geral, o método calorimétrico vem sendo amplamente utilizado tanto para a determinação de perdas em máquinas elétricas quando para a validação de outras metodologias ou em pesquisas relacionadas com o desempenho das máquinas elétricas.

Através do método calorimétrico, Bertalanic (1998) obteve pequenas discrepâncias nos resultados de ensaios de eficiência dos hidrogeradores da UHE Varazdin, na Croácia, quando comparados os ensaios para levantamento das perdas de forma global com o levantamento das perdas em separado.

Bogdanovic (2005) analisou as perdas dos hidrogeradores da UHE Iron Gates, na Romênia, comparando, pelo método calorimétrico, as perdas através do circuito de resfriamento de ar com as perdas pelo circuito de resfriamento secundário de água.

Para a verificação de aumento da eficiência dos hidrogeradores modernizados da UHE Djerdap, na Servia, e na UHE Iron Gates, na Romênia, Zlatanovici (2006) aplicou o método calorimétrico antes e após a modernização destes geradores.

Em recente pesquisa, o método calorimétrico foi utilizado para efetuar análise térmica e distribuição de perdas em geradores de alta velocidade Aglen (2003). Este trabalho vem contribuindo para uma reavaliação de valores aceitáveis de perdas na especificação de geradores.

Para a determinação de perdas suplementares, Bradley (1991) utiliza o método calorimétrico em motores de indução e comparara os seus resultados com o método direto recomendado pela norma IEEE- STD-112 (1995).

Nesta mesma linha de pesquisa, Nagorny (2004) propõe testes para a determinação de perdas suplementares em motores de indução utilizando uma plataforma de testes com variação de frequência e comparando seus resultados com o método calorimétrico.

Devido à sua facilidade de implementação, este método também tem sido aplicado a outros equipamentos elétricos. Bowman (1991) propõe o aprimoramento das técnicas de medição de perdas em transformadores de potência utilizando o método

calorimétrico. Coletta (1999) efetua comparações entre métodos elétricos e calorimétricos para determinar perdas em condutores elétricos.

No segmento da indústria eletrônica, este método vem sendo aprimorado ampliando a cada dia as suas aplicações. Schouten (2003) utiliza métodos calorimétricos para determinar perdas em inversores a base de IGBT. Ritchie (2004) utiliza o método calorimétrico para determinar perdas em componentes eletrônicos. É interessante observar que, neste trabalho, técnicas de termografia são aplicadas para verificar a distribuição de temperatura em um calorímetro isotérmico.

A seguir será apresentada a metodologia para a determinação das perdas tanto em máquinas resfriadas a ar e a água conforme recomendadas pela ABNT-NBR-5052 (1984), IEEE-STD-115 (1995) e IEC-34-2 (1972).

### 2.5.1 Máquinas Resfriadas a Ar

Para determinar a elevação de temperatura do ar refrigerante, os dutos de entrada e saída de ar devem ser subdivididos em seções parciais de acordo com a seguinte equação:

$$Z = \alpha \cdot \sqrt{\Sigma A} \quad (2.3)$$

onde:

$\alpha$ - Coeficiente variando entre 50 e 100

$\Sigma A$  – Seção transversal total do duto (m<sup>2</sup>)

$Z$  – Seção parcial

Devem ser feitas medições de velocidade e de elevação de temperatura em cada uma das seções e, em seguida, calcula-se as médias de cada uma dessas grandezas.



A norma ABNT-NBR-5052 (1984) recomenda uma dispersão máxima de 10% entre as médias parciais e média geral. Caso contrário, deve-se calcular a potência absorvida pela corrente de ar para cada seção parcial na entrada e saída de ar.

A velocidade do ar, geralmente, é medida por meio de um anemômetro. Entretanto, Tubos de Pitot ou Prandtl podem ser usados para esta medição. A velocidade do ar pode ser obtida através da seguinte equação:

$$V = \sqrt{\frac{0,204 \cdot p_d}{\rho}} \quad (2.4)$$

Onde:

$V$ - Velocidade do ar (m/s)

$p_d$  – Pressão dinâmica (Pa)

$\rho$  - Massa específica do ar (kg/m<sup>3</sup>)

A massa específica do ar pode ser determinada pela equação:

$$\rho = 3,48 \times 10^{-3} \cdot \frac{p_e}{T} \quad (2.5)$$

$p_e$  – Pressão estática (Pa)

$T$  – Temperatura absoluta do ar (K)

A vazão do ar refrigerante pode ser calculada pela expressão:

$$Q = V_{med} \cdot \Sigma A \quad (2.6)$$

onde:

$Q$  – Vazão de ar refrigerante ( $\text{m}^3/\text{s}$ )

$\Sigma A$  – Somatório das seções parciais do duto ( $\text{m}^2$ )

$V_{med}$  – Média das velocidades nas seções parciais ( $\text{m/s}$ )

De acordo com a norma, a elevação de temperatura é medida nas seções parciais de entrada e saída dos dutos, de preferência através de termopares, e em seguida, é realizada uma média geral dos valores medidos.

As perdas absorvidas pelo ar são expressas pela equação:

$$P_v = Q \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (2.7)$$

Onde:

$P_v$  - Perdas absorvidas pelo ar refrigerante (kW)

$c_p$  – Calor específico do ar sob pressão constante ( $\text{kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$ )

$\Delta T$  - Diferença de temperatura da entrada e saída do ar ( $^\circ\text{C}$ )

Por outro lado, se houver diferença de velocidades do ar entre a entrada e a saída, deve-se ainda adicionar a potência necessária para a aceleração do ar desde  $V_o$  até  $V$ . Esta potência pode ser calculada por:

$$P_a = \frac{Q \cdot \rho}{2000} \cdot (V^2 - V_o^2) \quad (2.8)$$

onde:

$P_a$  – Potência necessária para a aceleração do ar (kW)

### 2.5.2 Máquinas Resfriadas a Líquido.

Para a medição de vazão do líquido de resfriamento, a norma ABNT-NBR-5052 (1984) propõe o emprego de medidores de vazão de líquidos do tipo bocais ou tubos de Venturi montados na tubulação.

Esta norma também estabelece que o líquido refrigerante, escoado num intervalo de tempo pré-estabelecido, seja recolhido em um recipiente adequado e pesado, afim de se obter sua vazão mássica.

As perdas absorvidas pelo líquido refrigerante são calculadas por:

$$P = Q \cdot cp \cdot \Delta T \quad (2.9)$$

onde:

$P$  – Perdas absorvidas pelo líquido refrigerante (kW)

$Q$  – Vazão do líquido refrigerante (kg/s)

$cp$  – Calor específico do líquido refrigerante (kJ/kg.°C)

$\Delta T$  - Diferença de temperatura da entrada e saída do líquido refrigerante (°C)

### 2.5.3 Perdas nos Mancais Guia e Escora

No caso de mancais lubrificados a óleo, munidos de circuitos de resfriamento independente a água, é possível determinar suas perdas pelo método calorimétrico. Para se utilizar a vazão de água e a elevação de temperatura da água, a norma IEEE-STD-115 (1995) propõe a seguinte expressão:

$$P = 0,264 \cdot Q \cdot \Delta T \quad (2.10)$$

Onde:

$P$  – Perdas absorvidas pelo sistema de resfriamento dos mancais (kW)

$Q$  – Vazão da água (Gl/min)

$\Delta T$  - Diferença de temperatura da entrada e saída da água ( $^{\circ}\text{C}$ ).

Considerando 1 galão igual a 3,787 litros, e a vazão fornecida em (kg/s) a equação anterior pode ser reescrita da seguinte forma:

$$P = 4,185 \cdot Q \cdot \Delta T \quad (2.11)$$

Para a medição de temperatura a norma IEEE-STD-115 (1995) recomenda o uso de termômetro inserido diretamente na água ou em compartimentos fechados para evitar perdas por radiação na tubulação.

Pode-se usar um medidor de vazão tipo turbina, ultrassônico ou pesando a quantidade de água escoada num intervalo de tempo e recolhida em um recipiente adequado.

De acordo com a norma IEEE-STD-115 (1995), as perdas nos mancais também podem ser obtidas tanto pelo circuito de óleo lubrificante quanto pelo circuito de água de resfriamento. Entretanto a IEC-34-2 (1972) recomenda a utilização do circuito de água de resfriamento pelo fato de que as propriedades da água são mais conhecidas.

### 2.5.4 Perdas por Convecção e Radiação

As perdas por convecção e radiação podem ser consideráveis, dependendo das dimensões da máquina e da quantidade de superfície operando acima da temperatura ambiente.

Geralmente a variação de temperatura pode ser obtida através da instalação de termopares ou termômetros apropriados nas superfícies radiantes.

Para o cálculo das perdas por convecção e radiação, a norma ABNT-NBR-5052 (1984) propõe a seguinte fórmula:

$$P_s = h \cdot \Delta T \cdot A \quad (2.12)$$

onde:

$P_s$  – Perdas por radiação e convecção (W)

$h$  – Coeficiente de película variando entre 10 e 20 (W/m<sup>2</sup>.°C)

$\Delta T$  - Elevação de temperatura da superfície radiante sobre a temperatura do ar ambiente (°C)

$A$  – Área da superfície radiante da máquina (m<sup>2</sup>).

A norma IEEE-STD-115 (1995), entretanto, propõe a seguinte equação:

$$P_s = 0,008 \cdot \Delta T \quad (2.13)$$

Estas perdas são dadas em (W/pol<sup>2</sup>). Ao inserir a área da superfície na equação e converter polegadas ao quadrado para metros ao quadrado, resulta:

$$P_s = 12,4 \cdot \Delta T \cdot A \quad (2.14)$$

Quando não há interferência de correntes de ar sobre a superfície em estudo, a norma IEC-34-2 (1972) propõe utilizar o valor  $h = 15$  (W/m<sup>2</sup>.K) para o coeficiente de película. Caso contrário, esta norma recomenda as seguintes equações:

$$h = 11 + 3 \cdot V \quad (2.15)$$

para superfícies externas do gerador em contato com o ar ambiente, onde:

$V$  – velocidade de escoamento do ar ambiente (m/s)

e

$$h = 5 + 3 \cdot V \quad (2.16)$$

para superfícies em contato com o ar refrigerante, onde:

$V$  – velocidade de escoamento do ar refrigerante (m/s)

De uma forma geral, apesar de pequenas particularidades, verifica-se que as recomendações das normas analisadas são muito semelhantes. Logo, a escolha da norma certamente não implicará em discrepâncias nos resultados.

## 2.6 Outras Metodologias

Devido às particularidades de cada planta elétrica, incluindo restrições operativas e disponibilidade de instrumentação, os métodos convencionais, como o método do fator de potencia nulo, da máquina calibrada e da oposição são, muitas vezes,

impraticáveis. Por outro lado, novas técnicas vêm sendo desenvolvidas em laboratórios, universidades e empresas do setor elétrico:

Filippin (2003) propõe a medição do rendimento do gerador elétrico através da deformação sofrida no eixo do mesmo sob carregamento de flexão ou de tração associado ao carregamento de torção. Para a medição destas deformações são utilizados extensômetros com sensores fixados no eixo da máquina e a transmissão de dados efetuadas por um sistema de telemetria.

Soltani (2002) faz experimentos em um gerador síncrono de baixa potência acionado por um motor síncrono. Neste gerador, com dois enrolamentos no rotor defasados mecanicamente, são aplicadas uma tensão DC constante e uma tensão DC variável. Através da defasagem destas duas tensões, foi possível simular uma variação do ângulo interno de carga e as perdas determinadas através de grandezas de corrente e tensão de entrada e saída do gerador, sem a necessidade de acoplar uma carga mecânica ao eixo da máquina, caracterizando um carregamento sintético. Uma outra forma de aplicar esta metodologia, de acordo com Soltani (2002), é simular a variação de carga através do carregamento sintético e medir as perdas pelo método calorimétrico.

Os Métodos Numéricos também têm sido objetos de estudos, e recomendados para a avaliação das perdas no ferro e das perdas suplementares das máquinas elétricas. Dupré (1998) apresenta resultados satisfatórios na avaliação das perdas eletromagnéticas utilizando a técnica dos elementos finitos em 3D. Dentro desta mesma linha, Silva (1996) também utilizou a técnica dos elementos finitos em 3D para calcular as perdas em laminados do estator de máquinas síncronas de grande porte.

A avaliação das perdas em hidrogeradores também tem sido feita utilizando o método estatístico, como proposto por Traxler-Samek (2006). Neste caso, as perdas totais são decompostas em 10 (dez) tipos de perdas parciais. Cada tipo de perda recebe um fator de ponderação de acordo com a sua contribuição nas perdas totais do gerador.

De acordo com cálculos preliminares, para as perdas no ferro, principalmente nas ranhuras e dentes do estator, chapas de fixação do laminado do estator e na superfície da sapata polar, são atribuídos os maiores percentuais de perdas. Durante os testes com a máquina em funcionamento, estes fatores de ponderação são reajustados.

Este método não tem como propósito determinar o rendimento de um hidrogerador em operação, mas fazer uma análise comparativa entre as perdas calculadas com as perdas medidas no comissionamento e servir como base para projetos futuros.

De qualquer forma, não existe uma regra para definir qual a melhor metodologia a ser utilizada para se determinar o rendimento de geradores, ou seja, um método pode se mostrar melhor que outro em função da instrumentação disponível, equipamentos, facilidade de acesso à determinados componentes da máquina, disponibilidade operacional, etc. Do mesmo modo, todos os métodos carregam uma pequena parcela de erro em seus resultados, os quais dependem de uma série de fatores.



## Capítulo 3

### **Transferência de Calor e Princípios da Termografia Infravermelha**

O calor pode ser definido, segundo Holst (2000), como a transferência de energia de um objeto para outro. Esta energia é originada a partir da vibração molecular do objeto quente e flui do objeto quente para o mais frio. Eventualmente, após algum tempo, estes objetos alcançam uma temperatura comum denominada de temperatura de equilíbrio.

Trata-se de uma grandeza intangível, uma vez que não se mede diretamente o calor, mas o seu efeito, através da variação de temperatura. Para Sonntag (2003), um corpo nunca contém calor, ou seja, o calor só pode ser identificado quando atravessa a fronteira de um sistema.

O estudo da transferência de calor é imprescindível para todos os segmentos da ciência e principalmente da engenharia. Na indústria e nos estudos relacionados à fundição, tratamento térmico ou de projetos de refrigeração, o calor pode ser desejável e outras vezes, torna-se um grande problema.

É indiscutível que o processo de transferência de calor afeta não somente os processos industriais, mas também o cotidiano de cada cidadão, através do resfriamento e aquecimento de suas residências, no funcionamento de veículos e principalmente o meio ambiente é o mais afetado.

### 3.1 - Mecanismos de Transferência de Calor

O processo de transferência de calor pode ocorrer de três formas distintas: condução, convecção e radiação.

#### a) Condução

A condução é o processo de transferência de calor em que a energia é transferida de uma região de alta temperatura para outra de baixa temperatura dentro de um meio, que pode ser sólido, líquido ou gasoso ou entre meios diferentes em contato direto. A fonte de calor excita diretamente as moléculas de um meio ou objeto, aumentando sua vibração interna e a condução ocorre via a colisão e conseqüentemente a transferência de energia de uma molécula para outra.

A velocidade deste processo varia de acordo com o meio ou material. A grandeza que determina esta velocidade é denominada de condutividade térmica.

Se a superfície de um objeto possui duas temperaturas diferentes, pode-se dizer que existe um gradiente de temperatura neste objeto e, que a temperatura decresce uniformemente da superfície quente para a superfície fria. A taxa de transferência de calor pode ser expressa pela *lei de Fourier da condução de calor*.

$$q = \frac{k \cdot A \cdot (T_2 - T_1)}{L} \quad (3.1)$$

Onde:

$q$  – Taxa de transferência de calor (W)

$L$  - Espessura entre as faces das superfícies 1 e 2 (m)

$k$  – Coeficiente de condutividade térmica (W/mK)

$A$  - Área da face da superfície ( $m^2$ )

$T$  – Temperaturas das superfícies (K)

A condutividade térmica é uma propriedade inerente de cada material. A tab.3.1 apresenta alguns valores típicos de condutividade térmica.

Tab. 3.1 – Condutividade Térmica (Bertulani, 2006).

Material	Condutividade Térmica (kcal/s.m.K)
Alumínio	$4.9 \times 10^{-2}$
Cobre	$9.2 \times 10^{-2}$
Aço	$1.1 \times 10^{-2}$
Ar	$5.7 \times 10^{-6}$
Amianto	$2 \times 10^{-5}$

## **b) Convecção:**

A convecção é o processo de transferência de calor devido a um movimento macroscópico de fluídos, carregando partes da substância ou fluído, de uma região quente para uma região fria. O movimento do ar quente dentro de um forno ou da água quente dentro de um sistema de aquecimento são dois bons exemplos de convecção. Este mecanismo está ligado à pressão e à densidade da região onde se localiza o fluído.

A título de ilustração, considere uma região onde o ar se aquece. À medida que o ar se aquece, as moléculas de ar se espalham, fazendo com que esta região se torne menos densa que o ambiente restante, provocando o deslocamento de uma parte

dessa massa de ar. Este movimento, também pode ser registrado em ambientes com pressões diferentes.

Uma forma simplificada para representar a taxa de transferência de calor por convecção é através da *lei de Newton de resfriamento*:

$$q = h \cdot A \cdot (T_s - T_{amb}) \quad (3.2)$$

Onde:

$q$  - Taxa de transferência de calor (W)

$A$  - Área (m<sup>2</sup>)

$T_s$  - Temperatura da superfície (K)

$T_{amb}$  - Temperatura ambiente (K)

$h$  - Coeficiente de transferência de calor por convecção (W/m<sup>2</sup>K)

O coeficiente de calor por convecção também é conhecido por *coeficiente de película* ou *condutância de película* que, de acordo com Holman (1983), é devido à sua relação com o processo de condução na fina camada de fluido estacionário junto à superfície aquecida.

O coeficiente de transferência de calor por convecção, segundo Moran (2002) não é uma propriedade termodinâmica. Trata-se de um parâmetro empírico que incorpora a relação de transferência de calor, a natureza do escoamento à superfície, as propriedades do fluido e a geometria da superfície sólida.

Na tabela 3.2 são apresentados alguns valores típicos de coeficiente de transferência de calor por convecção.

Tab. 3.2 Coeficiente de transferência de calor por convecção, Moran (2002)

Fluído	$h$ (W/m <sup>2</sup> K)
Gases – convecção natural	2 - 25
Gases – convecção forçada	25 - 250
Líquido – convecção natural	50 - 1000
Líquido – convecção forçada	50 – 20.000

### c) Radiação

A radiação é o processo de transferência de calor no qual a superfície mais quente transfere calor para a superfície mais fria quando os mesmos estão separados por um meio material ou por vácuo.

Neste processo não existe transferência de energia cinética e tampouco movimento de fluido. A chamada radiação térmica é feita sob forma de ondas eletromagnéticas, ou seja, à velocidade da luz, enquanto que, na condução e convecção, a velocidade de transferência de calor depende do meio ou material envolvido.

Todos os corpos acima do zero absoluto emitem radiação e a intensidade dessa radiação depende da temperatura e do tipo da superfície emitente.

Um exemplo clássico seria o aquecimento da superfície da terra pela energia solar propagada através do vácuo.

A garrafa térmica, de acordo com Holst (2000), é um outro exemplo de dispositivo para reduzir as perdas de calor, ou seja, através de duas paredes de vidro, separadas por vácuo, podemos reduzir as perdas por condução e convecção. As

paredes internas são espelhadas de forma a refletir a energia radiante, evitando as perdas por radiação. Como resultado obtém-se um líquido com temperatura constante por mais tempo.

Este processo é tratado com mais detalhes na seção 3.4.

### **3.2 Dispositivos de Medição de Temperatura**

Conforme definido na seção anterior, o calor é a energia em transito ou a forma de energia que é transferida através da fronteira de um sistema em virtude da diferença de temperatura.

Em se tratando de uma grandeza intangível, sua presença é monitorada pela variação de temperatura de um objeto.

Os dispositivos de medição de temperatura estão divididos em instrumentos de primeira classe, em que o sensor está em contato físico com o meio ou objeto a ser monitorado, e os de segunda classe, onde o elemento sensível não está em contato com o meio ou objeto.

Os dispositivos de segunda classe também são chamados de instrumentos sem contato e geralmente são utilizados para medir a transferência de calor por radiação. Os mais comuns são os detetores pirométricos, os pirômetros óticos e os sistemas de imagem térmica. Estes instrumentos serão mais detalhados no item 3.6.

### **3.2.1 Dispositivos de Medição de Temperatura por Contato Físico**

Os instrumentos de primeira classe, ou de contato são utilizados para medir a temperatura através da transferência de calor por condução e convecção. Os instrumentos mais utilizados são os termômetros de expansão, termopares, termoresistências e termistores.

#### **a) Termômetros de dilatação de líquido em recipiente de vidro.**

São instrumentos que se baseiam na expansão do volume de um líquido com o aumento da temperatura dentro de um recipiente fechado. Os líquidos mais usados são o mercúrio, tolueno, álcool e acetona.

Com o termômetro de mercúrio, pode-se trabalhar de  $-38$  a  $550^{\circ}\text{C}$ , enquanto que com o termômetro de álcool a faixa de uso é de  $-100$  a  $70^{\circ}\text{C}$ .

Para a medição com este tipo de termômetro, o calor flui do objeto para o termômetro até a temperatura de equilíbrio. Desta forma, a massa de equilíbrio deve ser pequena em relação ao objeto a ser medido para não afetar o resultado.

#### **b) Termômetro de dilatação de líquido em recipiente metálico.**

São instrumentos que também se baseiam na expansão do volume de um líquido, porém este líquido preenche todo o recipiente, e com o aumento da temperatura este líquido se expande e deforma um sensor volumétrico.

Os principais elementos deste termômetro são o bulbo, o capilar e o elemento de medição, que no caso é utilizado o Tubo de Bourdon, podendo ser do tipo C, espiral ou helicoidal.

### **c) Termômetros a pressão de gás**

Construído de forma semelhante ao termômetro de dilatação de líquido. É composto de um bulbo, um elemento de medição e um tubo capilar. O conjunto é preenchido com gás, cuja pressão varia com a temperatura. Este princípio é baseado na Lei de Gay-Lussac.

Sua faixa de medição, dependendo da construção e do tipo de gás, pode variar de  $-100$  a  $600^{\circ}\text{C}$ . Os principais gases utilizados são o Hélio, Hidrogênio, Nitrogênio e o dióxido de Carbono.

### **d) Termômetro à dilatação de sólidos.**

A construção deste termômetro baseia-se no princípio da dilatação linear dos metais quando submetidos ao aumento de temperatura. Consiste em duas lâminas metálicas sobrepostas e de diferentes coeficientes de dilatação. Com a variação de temperatura esta lâmina bimetálica se deforma proporcionalmente numa escala pré-ajustada.

Para aumentar a sensibilidade, a lâmina bimetálica é construída de forma espiral ou helicoidal. A faixa de uso destes termômetros varia entre  $-50$  e  $800^{\circ}\text{C}$ .

### **e) Termopares**

Um termopar é composto por dois condutores de metais distintos unidos por uma junta de medição. Com o aquecimento desta junta, é criada uma força eletromotriz a qual é medida por um voltímetro com escala graduada de forma proporcional a variação da temperatura (com a utilização de transdutores adequados, pode-se optar por medidores digitais).



Existem diversas combinações de pares de ligas metálicas operando como termopar e de acordo com suas aplicações, podem ser classificados como termopares básicos, Nobres e Especiais.

Os termopares básicos, com características próprias de força eletromotriz produzida e faixa de uso, apresentam um baixo custo e precisão razoável: tipo T (cobre/cobre-Níquel), tipo J (Ferro/ cobre-níquel), tipo E (Níquel-cromo/Cobre-Níquel), tipo K (Níquel-cromo/Níquel-Alumínio). Sua aplicação abrange os setores metalúrgicos, siderúrgicos, fundição, mineração, petroquímica, cerâmica e outros.

Os termopares Nobres Tipo S, Tipo R e Tipo B são construídos em ligas de platina e Ródio, exigindo instrumentos receptores de alta sensibilidade devido à pequena força eletromotriz produzida. Possuem elevada precisão e conseqüentemente custos mais elevados. Suas aplicações estão na indústria de cerâmica, vidro, fundição e laboratórios.

Os termopares especiais, construídos com ligas de Tungstênio e Rhênio, são projetados para condições específicas de processos industriais e podem trabalhar com temperatura de até 2750°C.

## **f) Termoresistências**

As termoresistências são sensores que funcionam pelo princípio de variação da resistência em função da temperatura. Os materiais mais utilizados são o cobre, o níquel e a platina, pois estes apresentam boas propriedades elétricas e mecânicas. Os sensores de cobre e níquel apresentam boas características até 300°C.

As termoreistências de platina – PT100 ( $100\Omega$  a  $0^{\circ}\text{C}$ ) são largamente utilizadas nas indústrias devido a sua estabilidade, alta precisão e alto fator de repetibilidade. Sua faixa de uso varia de  $-200$  a  $660^{\circ}\text{C}$ .

### **3.3 Histórico da Radiação Infravermelha e Ensaio Térmico**

A natureza da luz branca foi demonstrada pela primeira vez por Newton em 1664, quando foi decomposta a luz solar por meio de um prisma, projetando-a em uma tela a imagem alongada e colorida do sol e foi chamada por ele de espectro.

A experiência de Newton foi repetida em 1800 pelo astrônomo inglês William Herschel, que revelou a existência do espectro de radiação infravermelha. Na realidade, ele queria proteger seus olhos quando observava o sol. Para seu experimento, ele usou um prisma que separava várias cores do vermelho e do azul. Utilizando um termômetro de mercúrio, ele notou que a máxima elevação de temperatura ocorreu na banda vermelha onde a radiação não era visível. Herschel observou que o calor estava localizado em uma parte do espectro e dependia do comprimento de onda.

Da descoberta de Herschel, pode-se considerar primeiramente ele estava preocupado com a similaridade entre calor e luz, chamando sua descoberta de raios que provocam calor. Herschel demonstrava também que era possível medir quantitativamente parte do espectro eletromagnético utilizando o termômetro de mercúrio. Por último, ele mostrava que a transmissão desses raios invisíveis eram afetados pelas propriedades dos materiais.

Em 1829, Leopold Nobili, inventor do galvanômetro estático, inventou o termopar baseado no efeito termoelétrico descoberto em 1821 por Thomas Seebeck.

Em 1833, Macedônio Meloni construiu a primeira termopilha conectando vários termopares, resultando em um aumento da sensibilidade e concentrando o aumento da radiação de forma a detectar uma pessoa a 10 metros de distância.

A primeira imagem infravermelha foi produzida por John F. W. Herschel, filho de William Herschel em 1840. Em seu experimento, utilizou o evaporógrafo, um dispositivo no qual a imagem infravermelha é formada pelo diferencial de evaporação de um fino filme de óleo.

Em 1880, Samuel Pierpont Langley inventou o bolômetro, detector térmico que utilizava a variação da condutividade elétrica. Mais tarde este instrumento foi aperfeiçoado por Charles Creeley Abbott, o qual era capaz de detectar o calor de um animal a 400 m de distância.

Em 1917 foi desenvolvido um detector de fotocondutância, que, ao invés de ser sensível com o aumento de temperatura causado pela radiação incidente, o sinal era originado pela interação com fótons. Este detector era mais rápido e mais sensível que os detectores térmicos disponíveis na época.

Uma das primeiras aplicações do infravermelho aos ensaios não destrutivos foi marcada em 1935 por Nichols, que usou o radiômetro para verificar a uniformidade de uma chapa de aço aquecida em um laminador industrial.

Em 1941, De Forest utilizou termopares para teste em tubos e chapas para a identificação de sua espessura.

O primeiro equipamento de mapeamento linear de infravermelho foi desenvolvido em 1946. Juntando as linhas mapeadas, era possível a formação de uma imagem bidimensional a qual leva aproximadamente uma hora para ser produzida. Já em 1954,

os equipamentos criavam diretamente a imagem bidimensional em 45 minutos e, em 1960, este tempo foi reduzido para 5 minutos.

Em 1966, foi produzido comercialmente o primeiro equipamento com imagens em tempo real, onde 20 imagens eram produzidas por segundo. A partir de então, houve um acelerado avanço tecnológico e uma vasta aplicação na medicina, na indústria e principalmente no campo militar.

Esta técnica foi muito difundida entre a população nos anos 90 pelos meios de comunicação durante a Guerra do Golfo e no uso de imagens termográficas nas telas do cinema.

### **3.4 A Radiação Térmica**

Um corpo pode emitir radiação sob o efeito de diversas excitações ou perturbações, seja de origem térmica ou elétrica, as quais podem ser representadas sob forma de ondas eletromagnéticas.

O espectro de ondas eletromagnéticas é formado por uma faixa muito larga de frequências, a qual é subdividida em grupos como raios X, raios gama, radiação térmica, ondas de rádio, etc. Esta divisão torna-se necessária para facilitar os estudos relativos à forma de produção e principalmente a seus efeitos. A faixa compreendida entre 0,1 e 100  $\mu\text{m}$  está ligada à produção de radiação por variação de temperatura de um corpo e, por isso, recebe o nome de radiação térmica. A radiação térmica está subdividida em três grupos: Ultravioleta, luz visível e infra-vermelho.

A radiação Ultravioleta é parcela do espectro eletromagnético compreendida entre 100 a 400 nm e de acordo com a comissão internacional de iluminação (CIE) está dividida em três partes:

- a) UV-A – de 315 a 400 nm, que atravessa materiais translúcidos, vidros e provoca fluorescência.
- b) UV-B - de 280 a 315 nm, tem ação terapêutica e fonte de vitamina D.
- c) UV-C – de 100 a 280 nm, tem ação germicida, pode ser utilizado em processos de esterilização e muito nociva à pele humana.

A luz visível ao olho humano está compreendida entre 380 a 780 nm aproximadamente, passando pelas sete cores do espectro.

A radiação infravermelha é a parcela do espectro eletromagnético compreendida entre 780nm e 1mm. De acordo com a Comissão Internacional de Iluminação, também é dividida em três partes:

- a) IR-A – de 780 a 1400 nm, também chamado de infravermelho próximo.
- b) IR-B de 1400 a 3000 nm, também chamado de infravermelho médio.
- c) IR-C – de 3000 nm a 100  $\mu\text{m}$ , também chamado de infravermelho longínquo.

Apesar de não visível, a radiação infravermelha pode ser percebida pela forma de calor e possuem aplicações muito importantes:

- a) Pecuária: na criação de animais e aves, aquecendo o ambiente.
- b) Indústria automobilística: na secagem de tintas e vernizes.
- c) Medicina: no tratamento de dores reumáticas e sinusites.
- d) Indústria Têxtil: na evaporação de componentes voláteis.
- e) Automação: acionamento de válvulas, dispositivos de alarmes, portas de elevadores, dispositivos de segurança em prensas e máquinas operatrizes, etc.

### 3.5 Teoria da Medição e Detecção de Radiação.

A teoria da transferência de calor por radiação teve um grande marco a partir de 1860, quando Gustav Kirchoff demonstrou que um bom absorvedor de radiação é também um bom emissor. Ele propôs o termo *Corpo Negro* para se referir a um objeto que absorve toda a energia radiante que incide sobre o mesmo.

A partir das equações de Maxwell em 1873, concluía-se que luz visível e radiação dos corpos aquecidos estavam relacionadas.

Em 1879, Joel Stefan, deduziu a partir de dados experimentais a lei que relaciona a energia radiante de um corpo negro com a temperatura. Em 1884, Ludwig Boltzmann chegou as mesmas conclusões a partir de estudos baseados na termodinâmica, resultando na Lei de Stefan-Boltzmann:

$$E = \sigma \cdot T^4 \quad (3.3)$$

onde:

$T$  – Temperatura absoluta (K)

$\sigma$  - Constante de Stefan- Boltzmann –  $5,67 \times 10^{-8}$  (W/m<sup>2</sup>. K<sup>4</sup>)

$E$  – Energia radiante (W/m<sup>2</sup>).

A Fig. 3.1 mostra a potência irradiada por um corpo negro em função do comprimento de onda para três temperaturas distintas.

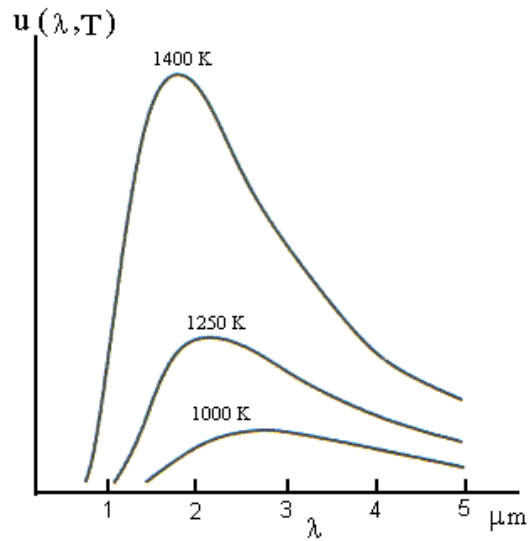


Fig. 3.1 – Radiância espectral de um corpo negro (Mundin, 1997)

Em 1884, W. Wein publicou a *lei do deslocamento*, que permitia calcular o comprimento de onda correspondente à intensidade de radiação máxima para uma dada temperatura.

$$\lambda_{\max} \cdot T = 2897,6 \quad (3.4)$$

Onde:

$\lambda_{\max}$  – Comprimento de onda correspondente a intensidade máxima de radiação ( $\mu\text{m}$ )

$T$  – Temperatura (K)

Todavia a experiência de Wien se aplicava à baixas temperaturas e pequenos comprimentos de onda.

Em 1900, Rayleigh e Jeans desenvolveram uma nova teoria relacionando a radiação do corpo negro com o comprimento de onda. Embora seja utilizado até os dias atuais, seus estudos se aplicavam a uma pequena parte do espectro, ou seja, eram válidos para os grandes comprimentos de onda.

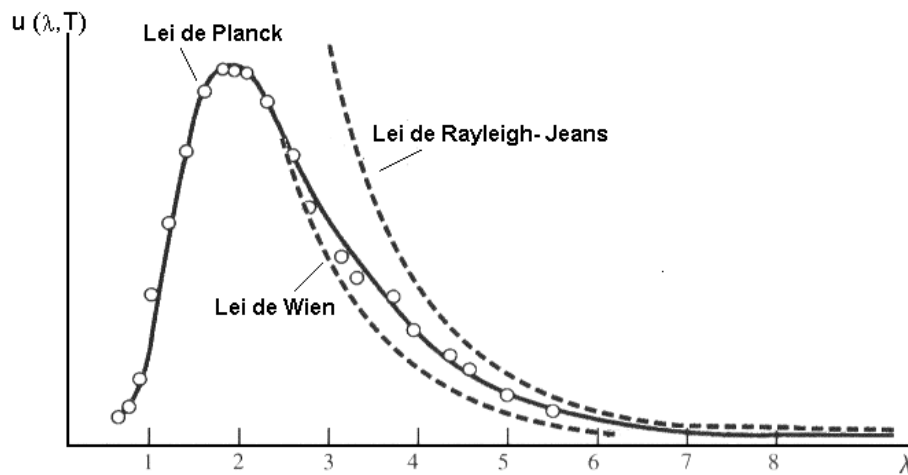


Fig. 3.2 – Região do espectro de emissão onde as leis de Wien e Rayleigh concordam com a lei de Planck. Múndin (1997).

Planck procurou interpolar os resultados de Wien e Rayleigh-Jeans, como mostra a Fig. 3.2. e, com a introdução do conceito do quantum de energia, chegou, em 1900, na equação para a distribuição de radiação do corpo negro.

$$E_{\lambda} = \frac{c_1}{\lambda^5} \cdot \left( \frac{1}{e^{\frac{c_2}{\lambda T}} - 1} \right) \quad (3.5)$$

onde:

$E_{\lambda}$  - Irradiância espectral do corpo negro ( $\text{W}/\text{m}^2 \cdot \mu\text{m}$ )

$c_1$  - Constante de radiação -  $3,7411 \times 10^8$  ( $\text{W} \cdot \mu\text{m}^4/\text{m}^2$ )

$c_2$  - Constante de radiação -  $1,4388 \times 10^8$  ( $\mu\text{m} \cdot \text{K}$ )

$\lambda$  - Comprimento de onda ( $\mu\text{m}$ );

Conforme descrito anteriormente, o corpo negro é elemento de estudo ideal com capacidade total de absorção de energia radiante sobre ele incidido. Os objetos reais



não emitem toda a radiação conforme descrito na lei de Planck, ou seja, emitem uma fração que chamamos de emissividade:

$$\varepsilon = \frac{E_{real}}{E_{corpo.negro}} \quad (3.6)$$

A emissividade é um número adimensional variando de 0 a 1, como mostra a Tab. 3.2, e não é uma propriedade simples de ser determinada, podendo variar com o comprimento de onda, forma do objeto, temperatura, qualidade da superfície e ângulo de incidência.

Tab. 3.2 – Valores típicos de emissividade (Holst, 2000)

Material	Emissividade
Corpo negro ideal	1,00
Pele humana	0,98
Barramento de cobre	0,40
Aço inox polido	0,16
Refletor ideal	0,00

Quando a radiação incide sobre uma superfície, parte pode ser transmitida, absorvida ou refletida:

$$E_{trans} + E_{abs} + E_{ref} = E_{incid} \quad (3.7)$$

Esta equação é chamada de *lei da conservação de energia*. Para a maioria dos corpos sólidos a radiação transmitida é igual a zero, porém, o não conhecimento destes valores, pode inserir erros nas medições.

Para minimizar tais erros, geralmente, usam-se tabelas com materiais conhecidos ou ajustam-se os sensores de radiação através de calibração ou

comparação com medições realizadas através de processos de contato (termoresistência, termopar, etc).

### **3.6 Detetores e Medidores de Radiação.**

Devido à grande aplicação e o desenvolvimento tecnológico, existe atualmente uma infinidade de instrumentos utilizados para a detecção de calor. Em função de sua aplicação, podem variar a sua forma construtiva, dimensão, precisão e, conseqüentemente os seus custos.

#### **a) Pirômetro ótico**

O pirômetro é um tipo de instrumento que mede a temperatura média de uma região de uma superfície, pela radiação emitida e para uma determinada faixa de comprimento do espectro visível.

Trata-se de um instrumento onde a luminosidade de um objeto é comparada com a luminosidade conhecida de uma fonte padrão a qual é convertida em temperatura. Os limites de utilização do pirômetro óticos podem variar de 750 a 2850 °C e com de filtros especiais pode-se chegar a 5500 °C.

#### **b) Pirômetro de radiação.**

Também chamado de radiômetro, funciona basicamente segundo a lei de Stefan-Boltzmann. A radiação é coletada por um arranjo ótico e dirigido a um detetor do tipo termopilha ou um circuito mais sofisticado, utilizando semicondutores, onde é gerado sinal elétrico que em seguida é amplificado e convertido em temperatura.

São medidores pontuais, sendo que a varredura deve ser feita mecanicamente. Os mais sofisticados são microprocessados, permitindo que os dados coletados sejam armazenados e posteriormente trabalhados.

### **c) Sistema de imagem térmica por varredura (scanning)**

Também chamados de termovisores, são câmeras de vídeo com sistema de infravermelho as quais criam figuras eletrônicas a partir de um determinado cenário onde as diferentes cores ou tonalidades representam níveis de radiação térmica.

Estes equipamentos que podem varrer (scanear) uma superfície em alta velocidade através de deflexões de espelhos. Através de detetores de varredura horizontais e verticais e um prisma com movimento rotativo, uma imagem termográfica pode ser reproduzida em alguns milisegundos.

### **d) Sistemas imageadores matriciais (detector array)**

São os termovisores mais modernos com resolução de temperatura de até  $0,05^{\circ}\text{C}$  podendo representar a emissão de radiação através de 256 cores ou tonalidades de cinza. A faixa de operação está entre  $-5$  e  $2000^{\circ}\text{C}$ . Não existe o mecanismo de espelhos rotativos, e por este motivo sua dimensão e peso são muito menores, como mostra a Fig. 3.3. Os detetores são fixos e em grande número, de forma matricial, sem necessidade de varreduras, monitoram pontualmente cada região durante todo o tempo da inspeção.



Fig. 3.3 – Câmera Termográfica Flir E4. FLIR (2006)

### 3.7 A Termografia Infravermelha

A termografia infravermelha é a técnica mais avançada de inspeção e testes não destrutivos. Através de sensoriamento remoto permite-se a medição das temperaturas e mapeamento térmico com o objetivo de analisar as condições operacionais de um equipamento ou um processo. Dentre as vantagens de sua aplicação, pode-se citar:

- a) **Segurança:** permite a inspeção sem contato com distâncias adequadas de fornos, redes elétricas, etc;
- b) **Produtividade:** as inspeções podem ser realizadas com equipamentos em pleno funcionamento sem a interferência na produção.
- c) **Eficiência:** reduz o número de homem-hora de manutenção preventiva pela exatidão da localização da anormalidade e eliminando intervenções desnecessárias.
- d) **Flexibilidade:** Em alguns casos permite o acompanhamento de anormalidades para intervenção em datas convenientes de acordo com as programações de produção.

A termografia infravermelha encontra aplicação nos seguintes campos:

- a) **Sistemas mecânicos:** monitoramento de rolamentos, mancais, vazamentos de vapor, análise de isolamentos térmicos, extrusoras de plásticos, cabines de pintura, etc.
- b) **Processos industriais:** fábrica de vidro, papel, placa de circuitos eletrônicos.
- c) **Construção civil:** isolamento térmico, assentamento de massa asfáltica.
- d) **Siderurgia:** análise de refratários, laminação de aço.

**e) Aeroportos:** medição da temperatura do corpo dos passageiros para a identificação de febres, gripes ou doenças contagiosas contraídas em outras regiões com risco de provocar uma epidemia.

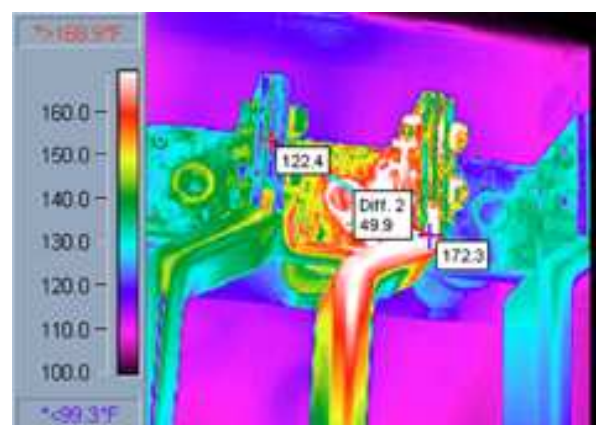
**f) Medicina:** possibilita a detecção de doenças da tiróide, alterações neurológicas, alterações nos sistemas circulatórios e auxilia no tratamento de doenças relacionadas as articulações e auxilia nas avaliações de recuperação do organismo quando submetido à fisioterapia.

**g) Atividades militares:** identificação de indivíduos, equipamentos e veículos em inspeções noturnas.

**h) Sistemas elétricos:** identificação de contatos oxidados de seccionadoras e disjuntores, identificação de cordoalhas danificadas, sobreaquecimento em comutadores, identificação de falha de conexões, como mostra a Fig. 3.4, sobrecarga de equipamentos, etc.



(a)



(b)

Fig. 3.4 – Barramento elétrico (a) .Termograma equivalente (b). FLIR (2006)

## Capítulo 4

### Perdas e Trocas de Calor em Máquinas Elétricas

#### 4.1 Perdas em Máquinas Elétricas

Para estudar as metodologias de cálculo de rendimento, torna-se necessário, primeiramente, conhecer as principais perdas das máquinas elétricas, tanto no aspecto qualitativo quanto no aspecto quantitativo.

Estes fatores são preocupantes devido ao custo de conversão ou geração. De acordo com Rocha et alli (2001) o custo inicial de um gerador de 65 MVA - 13,8kV pode ser acrescido de 11% quando o seu rendimento passa de 98,24% para 98,65%.

Diante de um mercado competitivo e com dificuldades de intervenção no sistema elétrico, torna-se primordial o conhecimento do comportamento destas perdas que afetam o custo de conversão e geração de energia elétrica. Um outro aspecto que vale a pena ressaltar seria o acompanhamento da manutenção, pois um sobreaquecimento nos componentes do gerador pode contribuir para a deterioração dos materiais isolantes, do óleo lubrificante dos mancais e, conseqüentemente, pode reduzir a vida útil da máquina.

Existe uma vasta literatura sobre a classificação e composição das perdas de máquinas elétricas, no entanto, Jordão (1980) argumenta que as perdas podem ser agrupadas em perdas variáveis e perdas constantes.

As perdas variáveis são as perdas que variam com o quadrado da corrente de carga nos enrolamentos da armadura, no circuito de campo, enrolamentos

compensadores, interpolos ou de forma próxima da linear da corrente de carga como nos contatos entre escovas e anéis coletores.

As perdas consideradas constantes, geralmente, não dependem da corrente de carga e, fazendo parte de grupo, estão as perdas mecânicas por atrito e ventilação e as perdas no ferro.

Embora as perdas mecânicas sejam consideradas constantes, é importante ressaltar, que com o aumento da carga, aumentam-se os esforços nos mancais e conseqüentemente, ocorre uma pequena variação dessas perdas.

#### **4.1.1 Perdas no Cobre**

São perdas devido ao efeito Joule que provocam o aquecimento dos enrolamentos da máquina pela circulação da corrente elétrica. São expressas pelo produto da resistência elétrica do enrolamento pelo quadrado da corrente elétrica ( $Ri^2$ ).

Os valores da resistência  $R$  são determinados para corrente contínua e para uma temperatura de 75(°C). Para uma condição diferente de temperatura deve-se utilizar a seguinte expressão:

$$\frac{R'}{R} = \frac{234,5 + T'}{234,5 + T} \quad (4.1)$$

Fazem parte das perdas no cobre, as perdas nos circuitos da armadura e circuito do campo da máquina.

#### **4.1.2 Perdas no Ferro**

É a somatória das perdas causadas pela Histerese e pelas correntes parasitas de Foucault. Estas correntes, juntamente com as perdas por atrito e ventilação, são chamadas de perdas rotacionais a vazio.

As perdas por corrente de Foucault podem ser expressas pela seguinte equação:

$$P_f = K_f \cdot (B \cdot f \cdot e)^2 \quad (4.2)$$

e as perdas por corrente de Histerese podem ser expressas pela equação:

$$P_h = K_h \cdot f \cdot B_m^n \quad (4.3)$$

onde:

$P_f$  – Perdas por corrente de Foucault (W)

$P_h$  – Perdas por histerese (W)

$K_f$  e  $K_h$  – Coeficientes que dependem do volume e propriedade do material ferromagnético

$f$  - Frequência (Hz)

$B$  – Densidade de fluxo (Wb/m<sup>2</sup>)

$e$  – Espessura das chapas (mm)

$n$  – Expoente que depende da propriedade do material, geralmente varia de 1,5 a 2,5

Para estes cálculos, geralmente, são utilizadas curvas fornecidas pelos fabricantes das chapas magnéticas. No entanto, o cálculo das perdas no ferro baseado nas equações acima, não é muito simples, sendo que os valores dos coeficientes diferem de acordo com a região do circuito magnético da máquina.

Uma maneira interessante de se analisar as perdas no ferro, é descrita por Reeve (2003), o qual apresenta uma metodologia de processamento de imagens em que a distribuição do campo magnético é analisado por elementos finitos e os dados processados com o auxílio do MATLAB.



### 4.1.3 Perdas Mecânicas

É o resultado do somatório de perdas causadas por atrito nos mancais, atrito entre escovas e anéis coletores do sistema de excitação e as perdas por ventilação.

As perdas por atrito em mancais dependem do tipo de mancal (se rolamento ou casquilho), tipo de lubrificação, coeficiente de atrito, força exercida sobre os mancais e a velocidade periférica.

As perdas por atrito nas escovas sobre os anéis coletores dependem do tipo de escovas, da área de contato, do coeficiente de atrito, das pressões da escova sobre a área de contato e da velocidade periférica do comutador.

As perdas por ventilação dependem praticamente da velocidade da máquina e do coeficiente de atrito com o ar. Aglen (2003) cita uma equação simplificada que permite calcular as perdas em unidades geradoras de alta velocidade devido ao atrito com o ar ou outro fluido:

$$P = C_f \cdot \pi \cdot \rho \cdot \omega^3 \cdot r^4 \cdot L \quad (4.4)$$

Onde:

$C_f$  – Coeficiente de atrito do fluido

$\rho$  – Densidade do fluido ( $\text{kg/m}^3$ )

$\omega$  – Rotação angular (rad/s)

$r$  – Raio do rotor (m)

$L$  – Comprimento do rotor (m)

Segundo Aglen (2003), para um cálculo mais preciso, outras variáveis devem ser levadas em consideração como exemplo as dimensões do entreferro.

De acordo com a ABNT- NBR-5117 (1984),

As perdas em máquinas auxiliares tais como ventiladores externos e bombas de óleo, que não constituem parte integrante da máquina consideradas, mas se destinam exclusivamente a ela, devem ser incluídas somente mediante acordo entre fabricante e comprador.

#### **4.1.4 Perdas Elétricas nos Contatos**

Estas perdas consistem do produto da corrente de excitação da máquina pela queda de tensão existente entre as escovas e o comutador. A queda de tensão entre as escovas e o comutador depende do tipo de material da escova e da pressão da mola exercida pela escova sobre o comutador.

De acordo com a ABNT-NBR-5052 (1984) os valores totais admitidos para queda de tensão são:

- 2,0 (V) para escovas de carbono ou de grafite
- 0,6 (V) para escovas metalizadas.

Os valores de queda de tensão  $\Delta V = R_c \cdot i$  são praticamente fixos, pois à medida que a corrente de excitação aumenta, a resistência de contato decresce. Este comportamento é atribuído à formação da *patina*, ou seja, uma fina película de óxido de carbono sobre a superfície do anel coletor.

#### **4.1.5 Perdas Suplementares**

Consiste no somatório de todas as outras perdas que não puderam ser determinadas diretamente durante os ensaios ou simplificadas nos cálculos. Dessas simplificações fazem parte, o efeito pelicular em circuitos de corrente alternada e o fluxo de dispersão nas peças estruturais como parafusos e suportes.

De acordo com a ABNT-NBR-5117 (1984), são consideradas as perdas suplementares em carga:

5.8.5.4.1 – Perdas introduzidas pela carga no ferro e outras partes metálicas.

5.8.5.4.2 – Perdas por corrente Foucault nos condutores do enrolamento primário.

## **4.2 Trocas de Calor e Sistemas de Resfriamento de Hidrogeradores**

Basicamente todas as perdas nas máquinas elétricas são transformadas em calor, caracterizando a elevação de temperatura nos enrolamentos do estator e rotor, no material ferromagnético, carcaça e mancais.

A norma ABNT-NBR-5110 (1981) - Máquinas Elétricas Girantes – Classificação dos Métodos de Resfriamento, apresenta uma quantidade razoável de métodos de resfriamento de máquinas, bem como métodos de circulação do meio refrigerante e formas de remoção de calor.

Esta Norma também prevê a utilização de vários meios refrigerantes podendo ser gasosos como o ar, o Nitrogênio, Hidrogênio e Dióxido de Carbono, ou líquidos, compreendendo a água e o óleo. No entanto, para geradores síncronos, a utilização de ar, água, óleo e hidrogênio são mais comuns.

Particularmente no caso de máquinas síncronas de grande porte com pólos lisos (turbogeradores e compensadores síncronos), os sistemas de refrigeração são mais complexos. É comum o emprego do hidrogênio como meio refrigerante para os enrolamentos do rotor. Para o resfriamento do estator, pode-se utilizar a circulação de hidrogênio, óleo ou água no interior das barras estatóricas.

Os sistemas de resfriamento de hidrogeradores de grande porte utilizam o ar ou água como meio refrigerante da parte ativa e água ou óleo como meio refrigerante dos mancais guia e escora.

#### **4.2.1 – Resfriamento da Parte Ativa de Hidrogeradores**

Conforme descrito anteriormente, os enrolamentos e material ferromagnético dos hidrogeradores normalmente são resfriados a ar ou água.

##### **a) Máquinas Resfriadas a Ar**

São máquinas cujo resfriamento consiste na circulação forçada de ar através do núcleo magnético e dos enrolamentos do estator e rotor. Os aspectos construtivos destas máquinas são menos complexos quando comparados aos outros meios refrigerantes.

Os maiores hidrogeradores construídos com essa tecnologia se encontram instalados na UHE de Guri II, na Venezuela, com unidades de 805 MVA e na UHE de Grand Coulee II, nos Estados Unidos, com unidades de 672 MVA.

Grande parte dos hidrogeradores resfriados a ar são providos de ventiladores radiais acoplados no eixo do rotor. Em sistemas a circuito aberto, utilizados em geradores de pequeno e médio porte, o ar quente é retirado do interior da máquina e substituído por uma massa de ar mais fria oriundo de uma tomada de ar externa.

No caso de hidrogeradores de grande porte o sistema de ar é construído em circuito fechado, ou seja, o ar quente retirado do interior da máquina por meio de

ventiladores radiais, atravessa trocadores de calor ar/água e, através de dutos, retorna ao interior da máquina com menor temperatura.

Neste sistema, a água bruta que circula no circuito secundário do trocador de calor normalmente é drenada por gravidade da caixa espiral ou bombeada do canal de fuga. Em usinas hidrelétricas, devido à abundância de água, não se utiliza torres de resfriamento no circuito secundário dos trocadores de calor do gerador.

A Fig. 4.1 mostra detalhes da Unidade Geradora da UHE Furnas, onde os ventiladores radiais superior e inferior são montados no eixo do rotor.



(a)



(b)

Fig. 4.1 – UHE Furnas - Ventiladores radiais superior (a). Inferior (b)

Uma outra forma de retirada de calor da parte ativa de hidrogeradores consiste na utilização de ventiladores externos. Por meio de circulação forçada, em circuito fechado, o ar quente é retirado da máquina e direcionado para trocadores de calor ar/água. No sistema secundário é utilizada água bruta do próprio reservatório.

A Fig. 4.2 mostra detalhes do sistema de resfriamento das unidades geradoras da UHE Igarapava, utilizando ventiladores externos e trocadores de calor ar/água.



Fig. 4.2 – UHE Igarapava – Ventiladores externos

## **b) Máquinas Resfriadas a Água**

Esta categoria é dividida em três grupos: Geradores com estator resfriado a água e geradores com o estator e rotor resfriados a água e geradores com circulação de água nos condutores do estator, rotor e laminado do estator. É comum o funcionamento de máquinas com as barras estáticas resfriadas à água juntamente com a forma tradicional de resfriamento a ar onde os ventiladores radiais montados no eixo do rotor retiram o ar quente do interior da máquina.

A utilização de sistema de circulação de água somente no estator é o mais usual. Por se tratar de um esquema sofisticado, é somente utilizado em máquinas de potências elevadas, posto que dadas as suas dimensões, seriam inviáveis o resfriamento a ar.

As maiores máquinas construídas com essa tecnologia se encontram instaladas na UHE de Sanxia (Três Gargantas), na China, com unidades de 840 MVA, seguidas

da UHE Itaipu, no Brasil, com unidades geradoras de 766 MVA. Dentre outros exemplos, citam-se os hidrogeradores da UHE Grand Coule I, nos Estados Unidos, com unidades de 750 MVA e a UHE Sayano-Shushenskoe, na Rússia, com geradores de 711 MVA.

A Fig. 4.3 mostra as barras estatóricas resfriadas à água de uma das unidades geradoras da UHE Itaipu.

Nas unidades geradoras da UHE Itaipu parte do calor é retirado através do sistema tradicional, utilizando ventiladores radiais montados no eixo do rotor e 16 trocadores de calor ar/água bruta por máquina.

As barras estatóricas são resfriadas por meio de um sistema água pura/água bruta, cuja circulação de água pura no circuito primário é feita por meio de duas motobombas, estando uma em operação e outra em *stand by*. No caso de falha nas duas motobombas, o carregamento do gerador é reduzido automaticamente.

A isolação do estator, nos níveis de tensão de operação, é obtida utilizando terminações hidráulicas recobertas por teflon e água purificada com valores de condutividade extremamente baixos (na ordem de 2  $\mu\text{S}/\text{cm}$ ). Para manter a água de resfriamento nestas condições, utiliza-se a filtragem permanente através de filtros mecânicos e magnéticos, além de sua desmineralização e desionização em resinas iônicas e catiônicas.

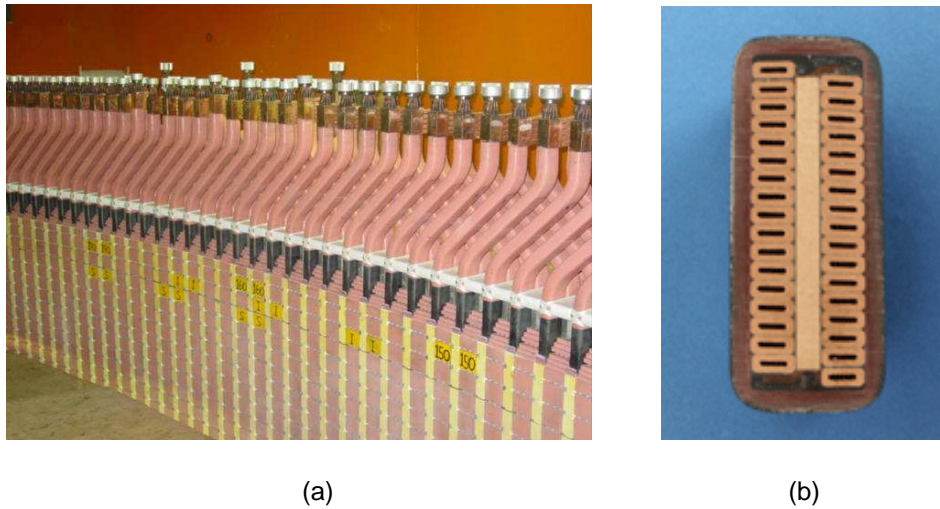


Fig.4.3 – UHE Itaipu - Barras estáticas (a). Corte transversal de uma barra estática resfriada a água (b).

As grandes vantagens do resfriamento à água consistem na operação das barras estáticas com temperaturas mais baixas, aumentando a vida útil das máquinas e na possibilidade de operar com menor fluxo de ar oriundo dos ventiladores radiais, o que reduzem as perdas por ventilação e níveis de ruído na casa de força. Outro fator importante está na melhor uniformidade de temperatura entre as barras condutoras do estator e o material ferromagnético, o que reduz o movimento relativo entre as barras e as ranhuras, e conseqüentes defeitos nas camadas isolantes e semicondutoras.

Por outro lado, este arranjo apresenta como desvantagens o uso de complexos sistemas de desionização, filtragem e bombeamento, o que por sua vez, contribui para sistemas de controles, alarmes e programas de manutenções mais complexos.

No segundo grupo, o resfriamento do hidrogenador consiste na circulação de água nos enrolamentos do estator e rotor. As primeiras máquinas de grande porte, construídas pela Brown Boveri Corporation, entraram em operação em 1963 na UHE Bavona, na Suíça, com unidades de 86 MVA, seguidas em 1965 da UHE Tonstad, na Noruega, com unidades de 190 MVA.



Os maiores hidrogeradores operando com essa tecnologia estão instalados na UHE Bieudron, na Suíça, com máquinas de 500 MVA e UHE Raccon Mountain, nos Estados Unidos, com unidades de 476 MVA.

Estes processos são caros e pouco utilizados, pois além da complexidade dos sistemas de desionização, filtragem e bombeamento da água pura no estator, agrava-se quando utilizado em componentes girantes.

O terceiro grupo, ainda mais raro, utiliza o resfriamento à água nos condutores e laminado do estator e nos enrolamentos dos pólos do rotor. Neste grupo, cita-se a UHE Silz, na Áustria, com unidades de 352 MVA.

#### **4.2.1 – Resfriamento dos Mancais**

Geralmente, os grupos geradores montados em eixo horizontal utilizam, dependendo de suas dimensões, mancais de rolamentos ou mancais bipartidos.

No caso de hidrogeradores de grande porte, tipicamente, utilizam-se construções em eixo vertical, possibilitando diversos tipos de arranjos de montagem. Estas montagens diferenciam pelo posicionamento dos mancais guia de ação radial e escora de ação axial.

Estes mancais são compostos por sapatas recobertas por uma camada de metal patente e lubrificadas por um filme de óleo. Neste sistema as perdas por atrito nos mancais são transformadas em calor que, por sua vez, são retiradas do conjunto por meio de um sistema de resfriamento óleo/água e em alguns casos sistema óleo/óleo.

A Fig. 4.4 mostra o trocador de calor do mancal escora da UHE Corumbá. O trocador de calor óleo/água é do tipo placas onde a circulação de óleo no circuito

primário é realizada através de bombeamento. A circulação de água no circuito secundário é feita por gravidade utilizando uma tubulação derivada da caixa espiral. Por se tratar de uma instalação mais moderna, este sistema de resfriamento dispõe de um conjunto de filtros para a água bruta do circuito secundário, além de um sistema de retro-lavagem dos trocadores de calor, contribuindo para o aumento do intervalo de limpeza destes trocadores de calor. Outra vantagem deste sistema consiste na utilização de dois trocadores em paralelo, com funcionamentos independentes, permitindo sua limpeza com a máquina em operação.



Fig.4.4 – UHE Corumbá -Trocador de calor do mancal escora

A Fig. 4.5 mostra o trocador de calor óleo/água do mancal guia de uma unidade da UHE Furnas, composto por duas unidades do tipo feixe tubular paralelos e de montagem horizontal.

Nesta configuração, o mancal guia da turbina é constituído por uma bucha segmentada em quatro partes com uma fina camada de metal patente, cuja lubrificação é feita por um filme de óleo tipo Mobil DTE ISO VG série 20.

A circulação de óleo lubrificante pela bucha do mancal é efetuada pelo movimento de rotação do eixo, não havendo a necessidade de bombeamento.

Através de canais longitudinais existentes na bucha, o óleo quente sai pela parte superior do mancal seguindo para os trocadores de calor. Do trocador de calor o óleo sai com a temperatura mais baixa para a caixa de óleo e que, por sua vez, retorna ao mancal.



Fig. 4.5 - UHE Furnas Trocador de calor do mancal guia da turbina

No circuito secundário, a água utilizada para resfriamento é captada no canal de fuga por meio de bombeamento. Esta água não recebe nenhum tipo de tratamento ou filtragem, o que reduz o intervalo de limpeza dos trocadores de calor. Outra desvantagem deste sistema consiste na necessidade de desligamento da unidade geradora para a limpeza destes trocadores.

## Detalhamento da Metodologia Proposta

A proposta metodológica para a determinação do rendimento tem como base o método calorimétrico, partindo do princípio que a somatória das perdas das máquinas são traduzidas na forma de calor. Este capítulo faz uma abordagem dos princípios que nortearam e tornaram possível a aplicação do Método Calorimétrico para a determinação de rendimento de hidrogeradores empregando a termografia infravermelha.

### 5.1 Modelagem – Volume de Controle

A Fig. 5.1 apresenta de forma simplificada as fronteiras de estudo juntamente com as possíveis trocas de calor com o meio externo.

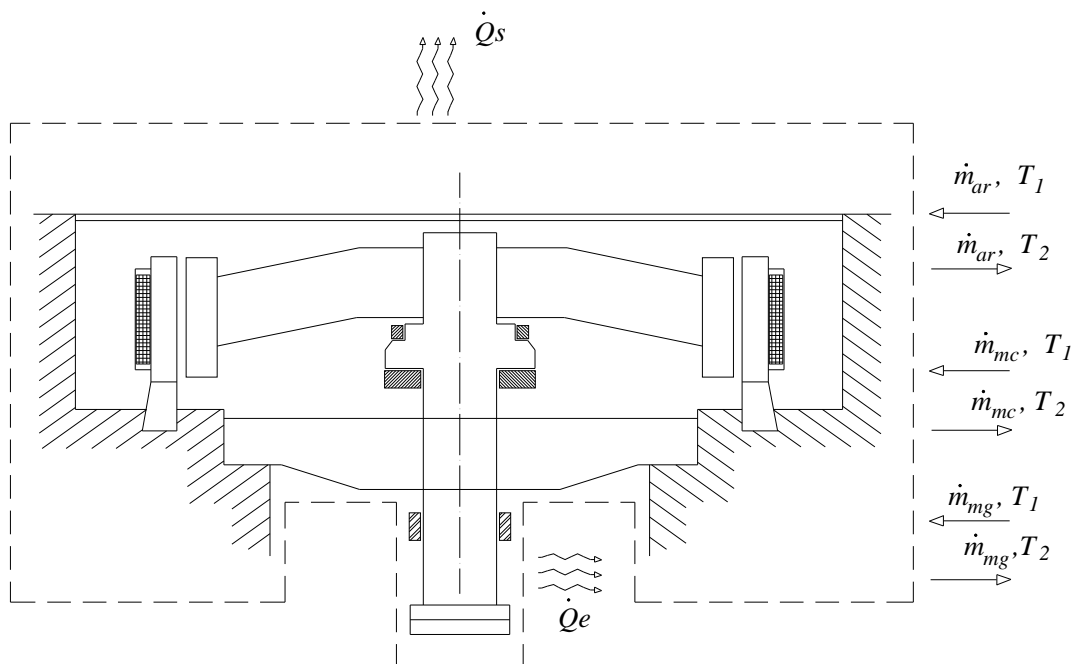


Fig. 5.1 – Trocas de Calor do Gerador

São consideradas basicamente as trocas de calor do gerador através dos trocadores de calor ar/água do sistema de resfriamento principal do gerador, trocas de calor nos mancais conjugado e guia, perdas por convecção nas superfícies radiantes da tampa do gerador, carcaças dos mancais, dentre outras. Vale ressaltar que, de maneira inédita, também são consideradas perdas por convecção no eixo do gerador e pelo concreto.

Nestes termos, o cálculo do rendimento do hidrogerador é dado pela seguinte expressão:

$$\eta = \frac{P_{el}}{P_{el} + \Sigma P} \quad (5.1)$$

Onde:

$\eta$  – Rendimento (pu)

$P_{el}$  – Potência elétrica disponível nos bornes do gerador (W)

$\Sigma P$  – Somatório das perdas no gerador (W)

O somatório das perdas é obtido através da seguinte equação:

$$\Sigma p = P_g + P_{mc} + P_{mg} + P_s + P_c + P_e \quad (5.2)$$

Onde:

$P_g$  – Perdas absorvidas pelo circuito de resfriamento principal do gerador (W)

$P_{mc}$  – Perdas no mancal conjugado (W)

$P_{mg}$  – Perda no mancal guia (W)

$P_s$  – Perdas nas superfícies radiantes do gerador (W)

$P_c$  – Perda por condução e convecção no concreto (W)

$P_e$  – Perdas por condução e convecção no eixo que conecta o gerador à turbina (W)

## 5.2 Perdas no Sistema de Resfriamento Principal do Gerador

As perdas no sistema de resfriamento principal do gerador consistem da soma das perdas nos enrolamentos e no material magnético, traduzidas na forma de calor, retirado da máquina, através do fluido refrigerante. Trata-se da porção mais significativa no cálculo global do rendimento do gerador sendo representada pela seguinte equação:

$$P_g = Q \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (5.3)$$

Onde:

$P_g$  – Perdas absorvidas pelo circuito de resfriamento principal do gerador (kW)

$Q$  – vazão do ar (m<sup>3</sup>/s)

$c_p$  – calor específico do ar sob pressão constante (kJ/kg.°C)

$\rho$  - massa específica do ar (kg/m<sup>3</sup>)

$\Delta T$  - diferença de temperatura da entrada e saída do ar (°C)

A massa específica do ar pode ser determinada pela equação

$$\rho = 3,48 \times 10^{-3} \cdot \frac{p_e}{T} \quad (5.4)$$

$p_e$  – pressão estática (Pa)

$T$  – Temperatura absoluta do ar (K)

Estas perdas também podem ser calculadas através do calor absorvido pela água do circuito secundário do sistema de resfriamento principal.

Vale ressaltar que a norma IEC-34-2 (1972) sugere a utilização o circuito de ar no caso de máquinas com circuitos abertos, ou seja, desprovidas de circuitos secundários de água ou, na impossibilidade de medições de vazão e temperatura no circuito secundário de água.

### **5.2.1 Medição de Temperatura do Ar**

São medições relativamente simples e geralmente são efetuadas através de termopares. Dependendo da exatidão desejada e dos recursos de instrumentação disponíveis, pode-se utilizar dos medidores de temperatura da entrada e saída de ar instalados na própria máquina a ser ensaiada.

### **5.2.2 Medição de Vazão de Ar**

A distribuição do fluxo de ar nos trocadores de calor não é homogênea devido à vários fatores como o arranjo físico dos trocadores de calor, quantidade de trocadores, disposição dos ventiladores, dentre outros.

As normas IEC-34-2 (1972) e ABNT-NBR-5052(1972) sugerem o cálculo da vazão de ar utilizando a velocidade média do ar através dos trocadores de calor, conforme Eq.2.6. No entanto, esta prática pode levar a erros consideráveis na determinação do rendimento do gerador.

Nestes termos, propõe-se determinar a vazão de ar do sistema de resfriamento do gerador através da seguinte equação:

$$Q = \sum_{i=1}^n V_i \cdot A_i \quad (5.5)$$

Onde:

$V_i$  – Velocidade do ar nas seções parciais (m/s)

A velocidade do ar é medida em cada seção por meio de um anemômetro ou por meio de Tubo de Pitot ou Prandtl.

A Fig. 5.2 apresenta a distribuição de ar nos radiadores elaborada por Bogdanovic (2005), onde foi realizado o ensaio de eficiência em um hidrogerador de 216 MVA da Usina de Iron Gates, na Romênia. Neste trabalho foram levantadas as velocidades do fluxo de ar em 50 pontos do trocador de calor em seções parciais de 12 por 15 cm.

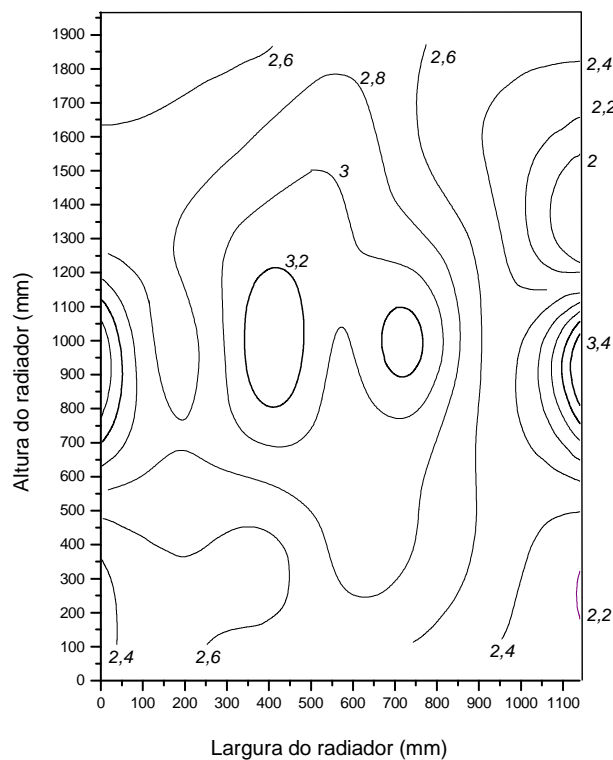


Fig. 5.2 – Distribuição da velocidade do ar em (m/s) através de um trocador de calor. Bogdanovic (2005)



Dependendo da variação do fluxo de ar e da configuração do sistema de resfriamento e da precisão desejada, a Norma IEC-34-2 (1972) sugere a subdivisão dos trocadores em malhas de até 10 por 10 cm.

Logo, para se utilizar a velocidade média do ar, baseada na Eq. 2.6, propõe-se, inicialmente, a divisão do radiador em 4 por 4 seções. Após efetuadas as medições sugere-se uma análise da variação da velocidade do ar baseada na ABNT-NBR-5052 (1984), ou seja, variação máxima de 10% em relação ao valor médio global das velocidades.

Caso isso não ocorra, o número de seções deve ser aumentado ou recomenda-se a aplicação da Eq.5.5.

### 5.3 Perdas por Convecção

São perdas em forma de calor trocadas entre as superfícies radiantes do gerador e o ar ambiente através da tampa superior, inferior e carcaça dos mancais do gerador.

São calculadas através da equação:

$$P_s = h \cdot A \cdot (T_s - T_{amb}) \quad (5.6)$$

Onde:

$A$  - Área da superfície radiante ( $m^2$ )

$T_s$  - Temperatura da superfície (K)

$T_{amb}$  - Temperatura ambiente (K)

$h$  - Coeficiente de película ( $W/m^2K$ )

### 5.3.1 Determinação do Coeficiente de Película:

Dentre as Normas analisadas, cada uma propõe um valor ou estabelece uma forma de determinar o coeficiente de película.

De uma forma mais simples, a ABNT-NBR-5052 (1984) propõe um valor entre 10 e 20 (W/m<sup>2</sup>K). No entanto não especifica em quais situações utilizar um ou outro valor, o que certamente contribuirá para erros significativos.

A Norma IEEE-STD-115 (1995) propõe a utilização de  $h = 12,4$  (W/m<sup>2</sup>K). Este valor é fixo e não considera as condições do local e as propriedades do fluido.

Se não houver a interferência de correntes de ar sobre a superfície em estudo, a norma IEC-34-2 (1972) recomenda um valor para  $h = 15,0$  (W/m<sup>2</sup>K). Caso contrário, esta norma sugere considerar a velocidade de escoamento do fluido, para as seguintes situações:

$$h = 11 + 3 \cdot V \quad (5.7)$$

para superfícies externas, em contato com ar ambiente, ou

$$h = 5 + 3 \cdot V \quad (5.8)$$

para superfícies internas, em contato com o ar refrigerante, onde:

$V$  – velocidade de escoamento do ar (m/s)

Conforme abordado no Capítulo 3, o coeficiente de película depende da geometria da superfície, da viscosidade do fluido, da velocidade de escoamento e das propriedades térmicas do fluido.

Nestes termos, ao invés da utilização dos valores do coeficiente de película recomendados pelas normas, propõe-se o seu cálculo levando em consideração todas as propriedades acima mencionadas de acordo com a equação:

$$h = \frac{k \cdot Nu}{L} \quad (5.9)$$

onde:

$k$  – Condutibilidade térmica do fluido (W/mK)

$Nu$  – Número de Nusselt

$L$  – Comprimento da superfície aquecida (m)

Para Kreith (1977) o número de Nusselt pode ser fisicamente interpretado como a relação entre o gradiente de temperatura no fluido imediatamente em contato com a superfície e o gradiente das temperaturas de referência  $(T_s - T_{amb})/L$ .

O número de Nusselt pode ser representado pela seguinte equação:

$$Nu = C \cdot (Gr \cdot Pr)^m \quad (5.10)$$

onde  $Gr$  é conhecido como Número de Grashof e  $Pr$  conhecido como Número de Prandtl. As constantes  $C$  e  $m$  que dependem do tipo de escoamento, geometria da superfície e posição da superfície em relação ao escoamento.

O Número de Prandtl é o parâmetro que relaciona as espessuras relativas das camadas hidrodinâmicas e térmicas. Para Incropera (2008), o Número de Prandtl fornece uma medida de efetividade relativa do momento e o transporte de energia por difusão nas camadas limites de velocidade e térmica respectivamente.

O produto do número do Número de Grashof pelo Número de Prandtl é conhecido por Número de Rayleigh:

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (5.11)$$

De acordo com a geometria e posição da superfície isotérmica e tipo de escoamento, Holmann (1983) propõe as correlações conforme Tab. 5.1.

Tab. 5.1 – Correlações de acordo com o tipo de superfície.

Superfície isotérmica	Correlação	Critério de validade	Eq.
Placas ou cilindros na vertical	$Nu = 0,59 \cdot (Gr \cdot Pr)^{\frac{1}{4}}$	$10^4 \leq Gr \cdot Pr \leq 10^9$	(5.12)
	$Nu = 0,10 \cdot (Gr \cdot Pr)^{\frac{1}{3}}$	$10^9 \leq Gr \cdot Pr \leq 10^{13}$	(5.13)
Cilindro na horizontal	$Nu = 0,53 \cdot (Gr \cdot Pr)^{\frac{1}{4}}$	$10^4 \leq Gr \cdot Pr \leq 10^9$	(5.14)
	$Nu = 0,13 \cdot (Gr \cdot Pr)^{\frac{1}{3}}$	$10^9 \leq Gr \cdot Pr \leq 10^{13}$	(5.15)
Placa horizontal com superfície superior aquecida	$Nu = 0,54 \cdot (Gr \cdot Pr)^{\frac{1}{4}}$	$10^4 \leq Gr \cdot Pr \leq 10^9$	(5.16)
	$Nu = 0,14 \cdot (Gr \cdot Pr)^{\frac{1}{3}}$	$10^9 \leq Gr \cdot Pr \leq 10^{13}$	(5.17)
Placa horizontal com superfície inferior aquecida	$Nu = 0,58 \cdot (Gr \cdot Pr)^{\frac{1}{5}}$	$10^5 \leq Gr \cdot Pr \leq 10^{11}$	(5.18)

O Número de Grashof, segundo do Holmann (1983), pode ser interpretado fisicamente como um número adimensional que representa a relação entre as forças de empuxo e as forças viscosas na convecção natural. Este Número pode ser definido segundo a equação abaixo:

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot L^3 \cdot (T_s - T_{amb})}{\nu^2} \quad (5.19)$$

Onde:

$Gr$  – Número de Grashof

$g$  – Aceleração da gravidade ( $m/s^2$ )

$\beta$  - Coeficiente de expansão térmica ( $K^{-1}$ )

$L$  – Comprimento característico da superfície irradiante (m)

$\nu$  - Viscosidade cinemática ( $m^2/s$ )

$T_s$  – Temperatura na superfície (K)

$T_{amb}$  - Temperatura ambiente (K)

Para placas circulares Braga Filho (2004) recomenda utilizar  $L = \text{Área}/\text{Perímetro}$ .

Analisando as equações acima, verifica-se que a adoção de um valor fixo para o coeficiente de película pode levar à erros significativos nos resultados. De acordo com a metodologia proposta, para cada superfície radiante, ou seja, tampa do gerador, carcaça dos mancais guia, será determinado o coeficiente de película considerando a geometria da superfície e as propriedades térmicas do fluido.

### 5.3.2 - Medição de Temperatura na Tampa do Gerador

Geralmente a medição é realizada por vários sensores térmicos e o valor da temperatura é calculado pela média aritmética dos valores medidos.

Por se tratar de superfícies com temperaturas irregulares, muitas vezes a quantidade de termopares instalada pode ser insuficiente, além da média aritmética não traduzir com precisão as perdas nas superfícies radiantes. Através dos recursos da termografia infravermelha, estes inconvenientes podem ser minimizados. A Fig. 5.3 mostra uma imagem termográfica da casa de força da UHE Furnas onde é possível a análise térmica das tampas dos geradores.

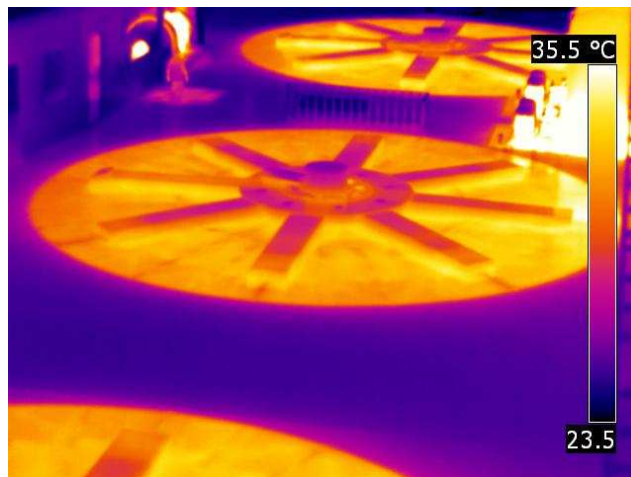


Fig .5.3 – UHE Furnas -Tampa do gerador

A primeira proposta de análise de imagem termográfica, consiste na utilização do processamento digital, que baseia-se no princípio da integração numérica de toda a superfície, conforme representado de forma pela Fig. 5.4. Neste caso, o valor da área

de cada pixel da imagem termográfica será multiplicado pela temperatura do referido ponto.

Vale ressaltar que as Câmaras termográficas comerciais podem gerar arquivos de dados de até 76800 pontos em uma matriz 320 por 240.

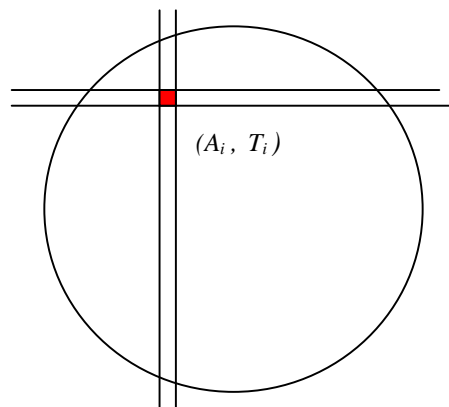


Fig. 5.4 – Representação do processamento da imagem termográfica

As perdas por convecção na tampa do gerador serão dadas por:

$$P = h \cdot \sum_{i=1}^n (Ts_i - Tamb) \cdot A_i \quad (5.20)$$

Este recurso exige ferramentas de processamento digital tanto para retirar os pontos não desejados, registrados pela imagem térmica, como para o processamento das incertezas.

É importante ressaltar que este processo certamente apresenta resultados satisfatórios em superfícies planas, o que realmente ocorre na maioria dos hidrogeradores.

A segunda proposta consiste em segmentar a superfície em pequenas regiões com as mesmas faixas de temperatura, denominadas de isotermas, conforme mostra a Fig. 5.5. Neste caso, são selecionadas as paletas de cores de acordo com as faixas temperaturas desejadas. Desta forma, com ferramentas mais simples, é possível transferir a figura em escala adequada para outro aplicativo, calcular a área, e associá-las às respectivas temperaturas.

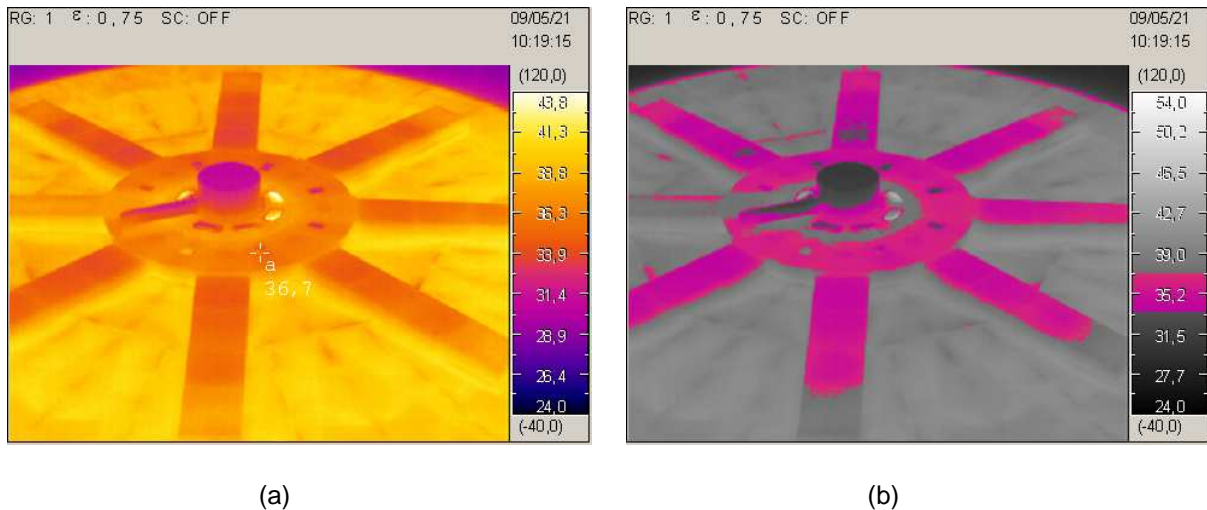


Fig 5. 5 – UHE Furnas – Tampa do gerador. Termograma (a). Função isoterma (b).

Uma maneira simples pode ser efetuada através do AUTOCAD, onde após transferir a figura em escala adequada, delimita-se e calcula-se a área desejada através de funções específicas. As perdas são determinadas pela Eq. 5.20, onde  $n$  é igual ao número de intervalos isotérmicos.



## 5.4 Perdas nos Mancais

A maior parte do calor gerado pelo atrito entre o eixo do gerador, as sapatas do mancal e o óleo lubrificante é retirado pelo fluído refrigerante e pode ser expresso pela equação:

$$P_m = Q \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (5.21)$$

Onde:

$P_m$  – Perdas nos mancais (kW)

$c_p$  – Calor específico do fluído refrigerante (kJ/kg.°C)

$\rho$  - Massa específica da fluído refrigerante (kg/m<sup>3</sup>)

$Q$  – Vazão do fluído refrigerante (m<sup>3</sup>/s)

$\Delta T$  - Diferença de temperatura da entrada e saída do fluído (°C).

### 5.4.1 Medição de Temperatura

Nos métodos normatizados, as medições de temperatura de entrada e saída dos fluídos refrigerantes são efetuadas através de termopares. A instalação dos referidos termopares, muitas vezes são próximas à componentes girantes ou energizados, afetando a segurança do pessoal envolvido com os ensaios.

Logo, para a instrumentação e instalação dos sensores de temperatura, geralmente, a máquina de desligada do sistema.

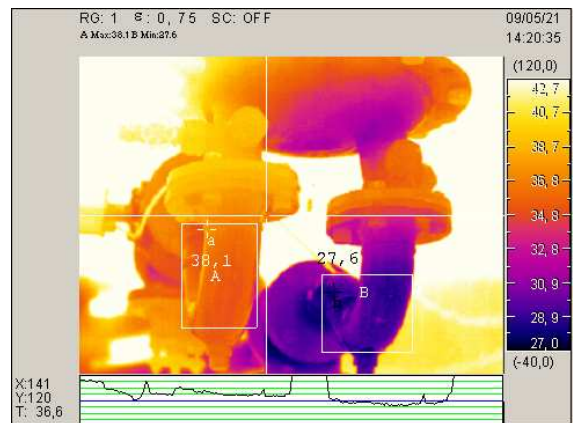
Dentro da metodologia proposta, para manter a máquina em operação, recomenda-se a medição de temperatura através da termografia infravermelha, uma vez que, atualmente, estes equipamentos chegam a ser tão precisos quantos os

termopares. A câmara termográfica FLIR SC-620, por exemplo, possui uma sensibilidade térmica de 0,045 (°C) e classe de exatidão de 1%.

A fig 5.6 mostra parte de um trocador de calor e o termograma utilizando uma câmara NEC TH9100. É possível verificar que, neste caso, as diferentes cores da pintura da tubulação não influenciam na leitura da temperatura e, por sua vez, possuem emissividades muito próximas. No termograma podem ser utilizados o recursos gráficos para analisar o perfil de temperatura próximo aos flanges e uma função específica para localizar os pontos de máxima e mínima temperatura em uma região da tubulação cuja temperatura esteja mais estável e conseqüentemente com menor influência da carcaça do trocador de calor.



(a)



(b)

Fig - 5.6 –Trocador de calor água/óleo (a). Termograma correspondente (b).

#### 5.4.2 Medição de Vazão de Água de Resfriamento dos Mancais

A medição de vazão está presente em praticamente todos os processos industriais, o que proporciona, um vasto mercado de medidores de vazão,

representados pelos mais variados princípios de funcionamento e para as mais variadas aplicações.

Para as tubulações pressurizadas, utilizando a água como fluido, dentre os métodos mais utilizados, destacam-se o Tubo de Pitot duplo ou Tubo de Prandtl, medidores tipo Turbina, eletromagnéticos, vortex, medidores Ultra-sônicos e os medidores de pressão diferencial, tais como placas de orifício e venturis.

O método de Pitot Duplo ou Prandtl, mede a velocidade pontual do fluido. De acordo com Delmée (2003), para obter o perfil de velocidade com precisão em uma tubulação cilíndrica, deve-se proceder uma exploração ao longo de vários raios de um mesmo plano formando entre si ângulos iguais.

Em tubulações que compõem os sistemas de resfriamento de hidrogeradores, onde exige uma supervisão permanente da vazão de água, são utilizados os medidores tipo deslocamento positivo, turbina, vortex, magnéticos e os medidores de pressão diferencial.

Para a medição de vazão de óleo, devido à sua alta viscosidade, dá-se preferência ao medidor de deslocamento positivo ou de pressão diferencial. Para medição de vazão de água, desde que esta apresente um valor mínimo de condutividade, usa-se o medidor eletromagnético pela sua alta exatidão e reduzida perda de carga.

Os medidores de pressão diferencial, utilizando arranjos tipo bocal de Venturi, embora apresentam uma considerável perda de carga e exatidão entre 2% e 3%, são aplicados no monitoramento de vazão, tanto em circuito de água de resfriamento como no circuito de óleo lubrificante dos mancais. A Fig. 5.7 mostra um exemplo de aplicação deste medidor em um circuito de óleo lubrificante de um mancal.



Fig. 5.7- Medidor de Pressão Diferencial

Por não obstruir a tubulação, os medidores eletromagnéticos apresentam uma perda pequena de carga reduzida. Baseiam-se no princípio da condutividade do fluido, onde duas bobinas eletromagnéticas induzem uma tensão no fluido proporcional à velocidade do fluxo que, por sua vez, é medida por uma par de eletrodos. A fig. 5.8 apresenta o medidor de vazão eletromagnético MAG 5000 no sistema de resfriamento de mancais guia e conjugado.



Fig. 5.8 – Medidor Eletromagnético

Os medidores do tipo turbina são os mais precisos na medição de vazão de sistema de resfriamento, podendo alcançar uma precisão de 0,25%. Nestes medidores, o fluido passa através das palhetas de um rotor montado axialmente na tubulação gerando pulsos proporcionais à velocidade de escoamento. Apesar da boa precisão, os

medidores tipo turbina apresentam limitações quanto ao diâmetro da tubulação e alguns inconvenientes, ao longo do tempo, como desgastes de partes móveis e acúmulo de material orgânico no rotor do medidor.

Dentre os métodos mencionados acima, todos necessitam de intervenções nas tubulações para a instalação de dispositivos e sensores. Desta forma, estes medidores são aplicáveis caso estejam previamente instalados e com uma precisão adequada para os ensaios. Caso contrário, estes métodos distanciam da finalidade deste trabalho, cuja proposta é apresentar uma metodologia através de ensaios que não interfiram na operação do gerador.

Logo propõe-se métodos de medição de vazão com a instalação de dispositivos externos à tubulação, ou seja, métodos não intrusivos, tais como os medidores ultrassônicos, os quais podem se basear no efeito Doppler ou no tempo de trânsito de uma onda ultrassônica ao longo do fluido.

Nos medidores ultrassônicos de Efeito Doppler, os transdutores emitem sinais em elevadas frequências, geralmente acima de 25 kHz, e as partículas contidas no fluido refletem as ondas emitidas em frequências diferentes e proporcionas à velocidade de escoamento do fluido. Neste processo é fundamental a presença de partículas no fluido.

Nos medidores ultrassônicos baseados no tempo de trânsito, dois transdutores instalados na parte externa da tubulação, utilizando montagem direta ou refletiva, emitem e recebem ondas ultrassônicas de curta duração. O tempo de trajeto destes pulsos servem como base para a determinação da velocidade do fluido.

Estes medidores baseados no tempo de trânsito, certamente são os mais indicados, pela facilidade de instalação, manuseio, parametrização e principalmente

pela variedade de marcas e modelos disponíveis no mercado. A Fig. 5.9 mostra a utilização deste medidor com montagem reflexiva.



Fig 5.9 – Medidor de vazão ultrassônico

Os fabricantes destes instrumentos garantem precisões satisfatórias desde que observadas algumas recomendações como a correta instalação, parametrização das tubulações e das características dos fluídos. Seguindo corretamente as recomendações, um medidor ultrassônico de vazão por tempo de trânsito, pode fornecer resultados com erros inferiores a 1%.

## 5.5 Perdas por Condução e Convecção no Eixo do Gerador e Turbina

Grande parte do calor gerado pelo atrito entre as sapatas dos mancais e o óleo lubrificante é retirado através dos sistemas de resfriamento. Uma pequena parte como já mencionado no item 5.3 consiste no fluxo de calor pela carcaça dos mancais.

Uma outra parte do calor se transfere por condução através do eixo do gerador e turbina.

Por se tratar de uma perda de calor relativamente menor, as normas ABNT-NBR-5052 (1984) e IEEE-STD-115 (1995) não contemplam comentários sobre este assunto.

A Norma IEC-34-2 (1972) menciona a existência destas perdas e afirma, no entanto, que são usualmente desconsideradas pela dificuldade de medição.

Por se tratar de medições sem contato físico, a termografia infravermelha é uma ferramenta que pode contribuir para estimar estas perdas. Atualmente é possível a leitura de sistemas dinâmicos com grande exatidão, posto que as modernas câmaras termográficas podem registrar até 10.000 quadros por segundo. A Fig. 5.10 mostra variações de temperatura em um eixo de uma máquina rotativa devido ao aquecimento do mancal.

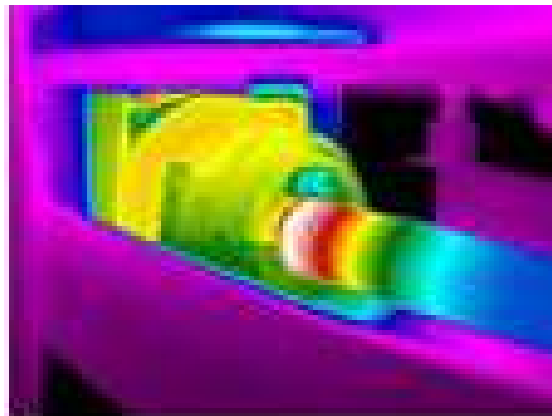


Fig 5.10. Condução de calor pelo eixo devido ao aquecimento do mancal. IRT (2007)

Desta forma, propõe-se a utilização da termografia infravermelha para a leitura das temperaturas em determinados pontos do eixo do gerador e turbina. Com medições de temperatura entre a caixa do mancal e o eixo do gerador, é possível mapear a distribuição de temperatura ao longo do eixo causada pela condução de calor e determinar a dissipação deste calor para o ar ambiente no poço da turbina.

As perdas no eixo podem ser determinadas pela equação Eq. 5.6, já mencionada no item 5.3, para perdas por convecção nas superfícies do gerador.

$$P_s = h \cdot A \cdot (T_s - T_{amb}) \quad (5.6)$$

Uma vez mapeada a temperatura, através do recurso das isothermas, a próxima etapa é determinar um coeficiente convectivo de transferência de calor adequado para cilindros rotativos. Como já mencionado no item 5.3.1:

$$h = \frac{k \cdot Nu}{L} \quad (5.9)$$

Para se determinar o Número de Nusselt, deve-se primeiramente analisar o tipo de convecção. Dependendo do comprimento do eixo, diâmetro, rotação e temperatura, considera-se apenas os efeitos da convecção forçada.

Braga (2004) considera que os efeitos da convecção natural podem ser desprezados quando:

$$Gr / Re^2 < 0,1 \quad (5.22)$$

Onde:

$Gr$  – Número de Grashof

$Re$  – Número de Reynolds

Para Incropera (2008), os efeitos da convecção naturais tornam-se significativos quando:

$$Re < 4,7 \cdot (Gr^3 / Pr)^{0,137} \quad (5.23)$$

Logo, satisfeitas as condições acima, em caso de cilindros rotativos em convecção forçada sem fluxo de ar cruzado, Kays (1958) propõe a seguinte correlação:



$$Nu = \frac{Re \cdot Pr \cdot \sqrt{CD / 2}}{5 \cdot Pr + 5 \cdot \ln(3 \cdot Pr + 1) + \sqrt{2 / CD} - 12} \quad (5.23)$$

para  $600 < Re < 2500$

e

$$Nu = 0,095 Re^{0,66} \quad (5.25)$$

para  $2500 < Re < 50.000$

Onde:

$Pr$  – Número de Prandtl

$CD$  – Coeficiente de arraste.

Na mesma época, em experimentos semelhantes, Dropkin et Carmi (1957) chegaram à seguinte correlação:

$$Nu = 0,073 \cdot Re^{0,7} \quad (5.26)$$

Para  $15.000 < Re < 433.000$

O número de Reynolds, para cilindros rotativos pode ser determinado através da seguinte equação:

$$Re = \frac{\omega \cdot D^2}{2 \cdot \nu} \quad (5.27)$$

Onde:

$\omega$  - Velocidade angular (rad/s)

$D$  – Diâmetro do eixo (m)

$\nu$  - Viscosidade cinemática (m<sup>2</sup>/s)

A tabela 5.2 apresenta outras correlações, para se determinar o coeficiente convectivo em cilindros rotativos, propostas em experimentos mais recentes.

Tab. 5.2 – Correlações para se determinar o coeficiente convectivo em cilindros rotativos

Autor	Correlação	Critério de validade	Eq.
Becker (1963)	$Nu = 0,133 \cdot Re^{2/3} \cdot Pr^{1/3}$	$800 < Re < 10^5$	(5.28)
Shimada (1992)	$Nu = 0,046 \cdot (Re^2 + 8 \cdot Gr)^{0,35}$	$3 \times 10^2 < Re < 3 \times 10^3$	(5.29)
Kendoush (1996)	$Nu = 0,6366 \cdot (Re \cdot Pr)^{0,5}$	$10^3 < Re < 10^4$	(5.30)
Ozerdem (2000)	$Nu = 0,318 \cdot Re^{0,571}$	$2 \times 10^3 < Re < 4 \times 10^4$	(5.31)

A parte plana do flange de acoplamento entre o gerador e a turbina pode ser modelada como um disco rotativo. Neste caso, propõe-se a utilização das correlações apresentadas na Tab. 5.3.

Tab. 5.3 – Correlações para se determinar o coeficiente convectivo em discos rotativos

Autor	Correlação	Critério de validade	Eq.
Wagner (1948)	$Nu = 0,335 \cdot Re^{0,5}$	$Pr = 0,74$	(5.32)
Millsaps (1952)	$Nu = 0,326 \cdot Re^{0,5}$	$Pr = 0,71$	(5.33)
Cobb (1956)	$Nu = 0,0193 \cdot Re^{0,8}$	$10^5 < Re < 2,4 \times 10^5$	(5.34)
Kreith (1959)	$Nu = 0,34 \cdot Re^{0,5}$	$2 \times 10^5 < Re < 2,5 \times 10^5$	(5.35)
Popiel (1975)	$Nu = 0,0188 \cdot Re^{0,8}$	$Re > 2,5 \times 10^5$	(5.36)

No caso da impossibilidade de mapear a distribuição de temperatura ao longo do eixo, os cálculos de fluxo de calor não são triviais, pois assumem características multidimensionais e exigem métodos gráficos, analíticos ou numéricos como diferenças finitas ou elementos finitos.

Em algumas situações, a presença da tampa inferior do gerador ou outros dispositivos impedem a leitura direta da temperatura. A solução para estes casos são os métodos reversos.

Os métodos reversos, através de soluções numéricas, consistem em determinar o fluxo de calor e a temperatura de entrada de um sistema a partir da temperatura de saída deste sistema. Neste aspecto, vários algoritmos vêm sendo apresentados para reduzir os recursos computacionais Tikhonov (1977) e Beck (1985).

O método reverso vem sendo aplicado para a determinação de fluxo de calor juntamente com técnicas termográficas. Reulet (2003), utilizando a termografia infravermelha, estima um fluxo de calor em ponto inacessível através de um algoritmo com base em funções cosseinoidais. Outro experimento, nesta mesma linha, foi efetuado por Seghir-Ouali (2006) que também utilizou a termografia infravermelha associada aos métodos analíticos e reversos para identificar o coeficiente de transferência de calor no interior de cilindros rotativos ocos com fluxo de ar axial.

## **5.6 Perdas por Radiação**

Estas perdas podem ser determinadas da mesma forma que as perdas por convecção nas superfícies radiantes do gerador. A medição de temperatura nestas

superfícies podem ser efetuadas através da termografia infravermelha e as perdas podem ser estimadas pela seguinte equação:

$$P_i = \varepsilon \cdot \sigma \cdot \sum_{i=1}^n (T_{s_i}^4 - T_{amb}^4) \cdot A_i \quad (5.37)$$

Onde:

$P_i$  – Perdas por radiação (W)

$\varepsilon$  - Emissividade

$\sigma$  - Constante de Stefan- Boltzmann ( $W/m^2 \cdot K^4$ )

## 5.7 Perdas por Condução e Convecção no Concreto

Da mesma forma que são tratadas as perdas por condução no eixo do gerador e turbina, as perdas através do concreto geralmente não são consideradas pelos métodos normatizados.

Parte do calor dos enrolamentos e material magnético do gerador que não é retirado pelos fluídos refrigerantes é transferido para as fundações e estruturas que suportam o estator.

Através da termografia infravermelha é possível efetuar medidas de temperatura à distância e estimar as perdas por condução e convecção pelo concreto na forma multidimensional, aplicando métodos gráficos ou métodos numéricos.

Quando a fonte de calor não é acessível, o fluxo de calor pode ser determinado através de métodos reversos conforme descrito no item 5.5.

## Capítulo 6

### Aplicações da Metodologia Proposta

O método proposto foi aplicado à unidade Geradora UG04 da UHE Manso por ser uma máquina recém construída, apresentando dados de projeto do fabricante e dados de ensaio rendimento realizado recentemente pela empresa Argentina IMPSA Hydro.

A UHE Manso, mostrada parcialmente pela Fig. 6.1, está localizada Chapada dos Guimarães-MT no Rio Manso. Foi construída a partir da parceria entre a Eletronorte e o consórcio PROMAN, composto pelas empresas Odebrecht, Servix e Pesa. Em fevereiro de 1999, FURNAS assume a parcela de investimentos, até então sob a responsabilidade da Eletronorte. O aproveitamento de Manso é composto por 04 unidades geradoras de eixo vertical com potência instalada de 212 MW.



Fig. 6.1 – UHE Manso

A aplicação da metodologia foi efetuada em duas partes onde na primeira parte foi determinado o rendimento do hidrogerador, tendo seus resultados sido comparados com os obtidos pelas normas IEC-34-2 (1972) e IEEE-STD-115 (1995).

Na segunda parte aplicou-se a metodologia completa, implementando melhorias aos métodos normatizados, utilizando o processamento de imagem, cálculo dos coeficientes convectivos de transmissão de calor, determinação das perdas no eixo, na estrutura de concreto e perdas nos mancais pelo circuito primário de óleo lubrificante.

## **6.1 – Aplicação da Metodologia**

Na primeira fase do experimento foram realizadas leituras de temperatura através de câmeras termográficas e termopares e, medição de vazão através de métodos não intrusivos. Em seguida foram determinadas as perdas propostas pelo método, utilizando os parâmetros de transferência de calor por convecção recomendados pela IEC-34-2 (1972).

### **Dados da Unidade Geradora: UG04 – UHE Manso**

Potência: 55 (MVA)

Tensão: 13,8 (kV)

Rotação: 180 (rpm)

**Sistema de resfriamento principal:** resfriamento a ar composto por dois ventiladores radiais no eixo do rotor e seis trocadores de calor ar/água com circulação de água bruta por gravidade.

**Mancal conjugado:** trocador de calor óleo/água tipo feixes tubulares, com circulação de óleo por centrifugação e circulação de água bruta por gravidade.

**Mancal Guia superior:** trocador de calor óleo/água tipo feixes tubulares, com circulação de óleo por bombeamento e circulação de água bruta por gravidade.

### 6.1.1 Sistema de Resfriamento Principal do Gerador

A norma IEC-34-2 (1972) recomenda a medição de perdas pelo circuito de ar somente em máquinas com resfriamento em circuitos abertos ou na inviabilidade de medições de vazão e temperatura no circuito secundário de água.

No caso do gerador ensaiado, o sistema de resfriamento ar não é totalmente selado, havendo uma pequena dispersão do ar pelos dutos dos barramentos elétricos de saída do gerador. Logo o rendimento foi determinado utilizando os circuitos de água de resfriamento e o circuito de ar para um posterior análise dos resultados.

#### A) Medição de vazão de ar nos trocadores de calor

Equipamento: Termo- Anemômetro Thar-185

Fabricante: Instruterm – série: 6356 – NP 351-1-15822

Calibração: CTE – 50989/08 – Nr 406 – data: 09/12/08

A velocidade de ar foi mapeada na superfície de apenas um radiador, Fig. 6.2, onde esta superfície foi dividida em 30 setores (6 por 5) com o auxílio da tela de proteção quadriculada.

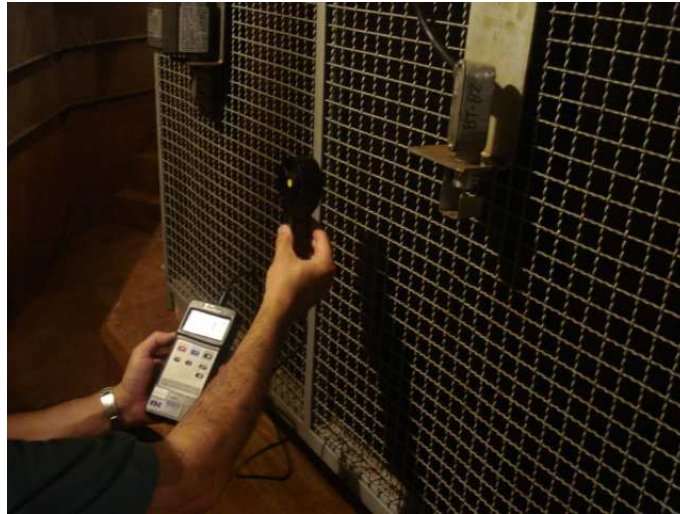


Fig. 6.2 – Mapeamento da velocidade do ar

Os valores de velocidade do ar refrigerante foram medidos e agrupados de acordo com a Fig 6.3.

A1 4,9		A3 4,7	A5 5,1	A7 4,9
A2 4,7	A4 4,8		A6 4,9	A8 4,7

Fig. 6.3 – Distribuição da velocidade do ar (m/s)

Os resultados são apresentados na Tab. 6.1.



Tab.6.1 – Medição da velocidade de ar no radiador 01

	Área (m <sup>2</sup> )	Velocidade (m/s)
A1	0,2992	4,9
A2	0,0973	4,7
A3	0,1459	4,7
A4	0,1946	4,8
A5	0,1946	5,1
A6	0,2992	4,9
A7	0,1459	4,9
A8	0,0973	4,7

Calculo da vazão de ar nos radiadores:

Utilizando a Equação:

$$Q = \sum_{i=1}^n V_i \cdot A_i \quad (5.5)$$

A vazão total nos seis radiadores:

$$Q = 42,48 \text{ (m}^3\text{/s)}$$

B) Medição de temperatura do ar

As leituras foram realizadas com o thermoanemetro descrito no item anterior. Os resultados são apresentados conforme Tab.6.2.

Tab. 6.2 – Medição de temperatura de ar dos radiadores

	T <sub>1</sub> (°C)	T <sub>2</sub> (°C)	T <sub>3</sub> (°C)	T <sub>4</sub> (°C)	T <sub>m</sub> (°C)
Temperatura entrada de ar	66,5	66,1	66,3	66,8	66,43
Temperatura saída de ar	50,1	49,8	49,6	50,2	49,92

C) Cálculo das perdas no gerador pelo circuito de ar

Utilizando a equação:

$$Pg = Q \cdot \rho \cdot cp \cdot \Delta T \quad (5.3)$$

$\rho = 1,0074$  (kJ/kg.°C), para ar a 50 (°C), conforme Braga (2004), Apêndice - Tab.3

$cp = 1,0924$  (kg/m<sup>3</sup>), para ar a 50 (°C), conforme Braga (2004), Apêndice - Tab.3

$Q = 42,48$  (m<sup>3</sup>/s)

$\Delta T = 16,51$  (°C)

$Pg = 771,58$  (kW)

D) Medição da vazão de água de resfriamento do gerador

Equipamento: Medidor de vazão ultrassônico – Modelo: DCT 7088

Fabricante: Thermo Polysonic – série: B031C010

Calibração: Conaut – certificado: 0801-11547/1 – data: 21/01/08

Os resultados das leituras são apresentados na tabela 6.3.

Tab. 6.3 – medição de vazão da água de resfriamento do gerador.

	Q <sub>1</sub> (m <sup>3</sup> /h)	Q <sub>2</sub> (m <sup>3</sup> /h)	Q <sub>2</sub> (m <sup>3</sup> /h)	Q <sub>4</sub> (m <sup>3</sup> /h)	Q <sub>m</sub> m <sup>3</sup> /h)
Vazão da água de resfriamento	177,6	175,6	174,2	177,1	176,12

E) Medição de temperatura da água de resfriamento do gerador

Equipamento: câmera termográfica – Modelo TH9100 PWV

Fabricante: NEC – série: 6071334

Calibração: CTE – 50860/08 – Nr 298 – data: 17/10/08

Os resultados das leituras de temperatura são apresentados na Tab. 6.4.

Tab. 6.4 – Medição de temperatura da água de resfriamento do gerador

	T <sub>1</sub> (°C)	T <sub>2</sub> (°C)	T <sub>3</sub> (°C)	T <sub>4</sub> (°C)	T <sub>m</sub> (°C)
Temperatura entrada da água	28,1	27,9	28,0	27,7	27,92
Temperatura saída da água	31,8	31,7	31,8	31,9	31,80

F) Cálculo das Perdas do Gerador pelo circuito de água de resfriamento

Utilizando a equação:

$$P_g = Q \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (5.3)$$

$\rho = 995,7$  (kg/m<sup>3</sup>), para água a 30 (°C), conforme Braga (2004), Apêndice - Tab.5

$c_p = 4,180$  (kJ/kg.°C), para água a 30 (°C), conforme Braga (2004), Apêndice - Tab.5

$Q = 4,89 \times 10^{-2}$  (m<sup>3</sup>/s)

$\Delta T = 3,88$  (°C)

$P_g = 789,67$ (kW)

### 6.1.2 Determinação das Perdas do Mancal Guia Superior

De acordo com a IEC-32-2 (1972) as perdas foram determinadas pelo circuito secundário dos trocadores de calor, ou seja, pelo circuito de água de resfriamento.

A) Medição de vazão da água de resfriamento

Equipamento: Medidor de vazão ultrassônico – Modelo: DCT 7088

Fabricante: Thermo Polysonic – série: B031C010

Calibração: Conaut – certificado: 0801-11547/1 – data: 21/01/08

A Fig. 6.4 mostra o medidor de vazão DCT7088 utilizado no experimento.



Fig. 6.4 – Medidor de vazão ultrassônico

Os resultados das medições de vazão são apresentados na Tab.6.5

Tab. 6.5 – Medição de vazão da água de resfriamento do mancal guia superior.

	Q <sub>1</sub> (l/min)	Q <sub>2</sub> (l/min)	Q <sub>2</sub> (l/min)	Q <sub>4</sub> (l/min)	Q <sub>m</sub> (l/min)
Vazão da água de resfriamento do mancal guia superior	36,3	35,6	35,4	36,1	35,85

## B) Medição da temperatura da água de resfriamento do mancal guia superior

As leituras foram efetuadas com a câmera termográfica descrita no item anterior. Na Fig.6.5 é apresentado um termograma, onde mostra a leitura de entrada e saída de água de resfriamento do mancal guia.



Fig. 6.5 – Temperatura do circuito de água do mancal guia superior

Os resultados das leituras são apresentados na Tab.6.6

Tab. 6.6 – Medição de temperatura da água de resfriamento do mancal guia superior

	T <sub>1</sub> (°C)	T <sub>2</sub> (°C)	T <sub>3</sub> (°C)	T <sub>4</sub> (°C)	T <sub>m</sub> (°C)
Temperatura entrada da água	27,2	27,5	27,3	27,5	27,37
Temperatura saída da água	29,7	30,1	29,9	29,6	29,82

## C) Cálculo das perdas no mancal guia superior

Utilizando a equação:

$$P_{mg} = Q \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (5.21)$$

$\rho = 995,7 \text{ (kg/m}^3\text{)}$ , para água a 30 (°C), conforme Braga (2004), Apêndice - Tab.5

$c_p = 4,180 \text{ (kJ/kg.}^\circ\text{C)}$ , para água a 30 (°C), conforme Braga (2004), Apêndice - Tab.5

$Q = 5,97 \times 10^{-4} \text{ (m}^3\text{/s)}$

$\Delta T = 2,45 \text{ (}^\circ\text{C)}$

$P_{mg} = 6,09 \text{ (kW)}$

### 6.1.3 Determinação das Perdas no Mancal Conjugado

Seguindo as recomendações da IEC-34-2 (1972) as perdas serão determinadas pelo circuito secundário dos trocadores de calor, ou seja, pelo circuito de água de resfriamento.

A) Medição de vazão da água de resfriamento.

A medição de vazão da água do circuito de resfriamento do mancal conjugado, foi efetuada com o medidor ultrassônico conforme descrito no item anterior.

As leituras de vazão são apresentas conforme a Tab. 6.7

Tab. 6.7 – Medição de vazão da água de resfriamento do mancal conjugado

	Q <sub>1</sub> (l/min)	Q <sub>2</sub> (l/min)	Q <sub>2</sub> (l/min)	Q <sub>4</sub> (l/min)	Q <sub>m</sub> (l/min)
Vazão da água de resfriamento do mancal conjugado	164,5	168,1	166,1	165,2	165,97

B) Medição da temperatura da água de resfriamento do mancal conjugado

As leituras de temperatura foram efetuadas utilizando a câmera termográfica NEC. Na Fig. 6.6 é apresentado um termograma, onde mostra a leitura de entrada e

saída de água de resfriamento do mancal conjugado. Neste termograma, foi utilizada a função específica para localizar os pontos de máxima e mínima temperatura.

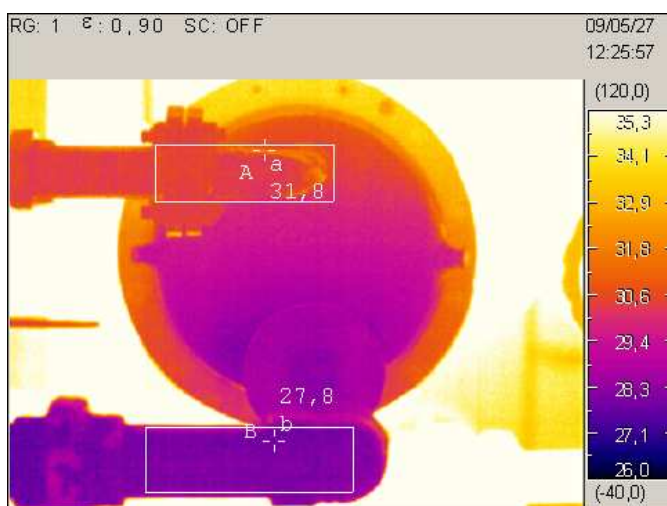


Fig. 6.6 – Leitura de temperatura de água do mancal conjugado

Os resultados das leituras são apresentados na Tab.6.8

Tab. 6.8 – Medição de temperatura da água de resfriamento do mancal conjugado

	T <sub>1</sub> (°C)	T <sub>2</sub> (°C)	T <sub>3</sub> (°C)	T <sub>4</sub> (°C)	T <sub>m</sub> (°C)
Temperatura entrada da água	28,3	27,8	27,6	27,8	27,87
Temperatura saída da água	32,6	31,2	30,9	31,8	31,62

### C) Cálculo das perdas no mancal conjugado

Utilizando a equação:

$$P_{mc} = Q \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (5.21)$$

$\rho = 995,7$  (kg/m<sup>3</sup>), para água a 30 (°C), conforme Braga (2004), Apêndice - Tab.5

$c_p = 4,180$  (kJ/kg.°C), para água a 30 (°C), conforme Braga (2004), Apêndice - Tab.5

$$Q = 2,77 \times 10^{-3} \text{ (m}^3\text{/s)}$$

$$\Delta T = 3,75 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$P_{mc} = 43,17 \text{ (kW)}$$

#### 6.1.4 – Determinação das Perdas por Convecção

As leituras de temperaturas nas superfícies foram efetuadas através da termografia. Em situações onde não foi possível efetuar uma leitura enquadrando toda a região estudada, foram realizadas leituras parciais.

##### A) Cálculo das perdas na tampa superior do gerador

A Fig. 6.7 mostra parte da tampa superior do gerador onde é possível verificar a variação de temperatura ao longo da superfície. Em algumas regiões a temperatura varia até  $10^\circ\text{C}$ , o que inviabiliza utilizar termopares precisos e em seguida utilizar a média aritmética das temperaturas.

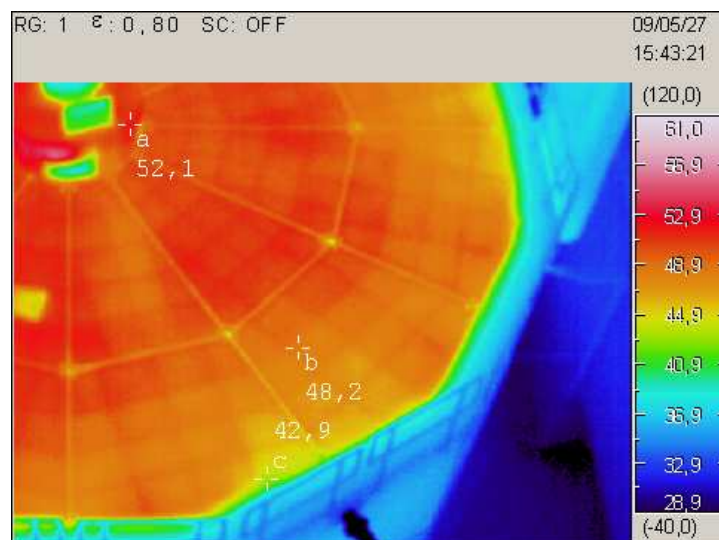


Fig 6.7 – Termograma de parte da tampa superior do gerador



Juntamente com a as leituras de temperaturas, foi utilizado a função ISOTERMA. Após isolada a região de interesse do restante do termograma foi possível determinar a área correspondente a cada intervalo de temperatura selecionado.

Na Fig. 6.8 foi utilizado o recurso de isotermas, selecionando o intervalo de temperaturas entre 46,1 a 48,5 (°C). A imagem foi transferida para o AUTOCAD, onde após ajustada em escala adequada, delimitou-se a área desejada e procedeu-se a determinação de seu valor.

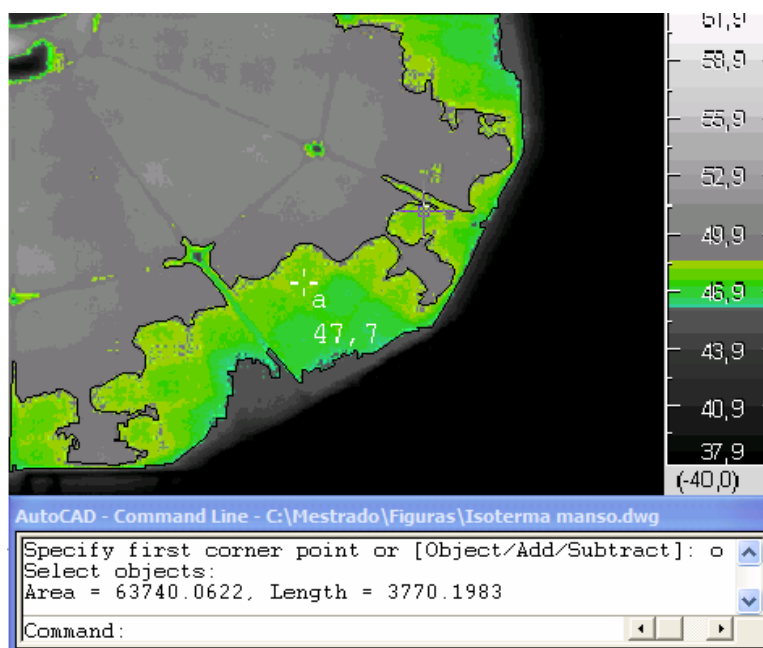


Fig. 6.8 – Cálculo de área utilizando a função isoterma

Este processo foi repetido para todos os intervalos de temperatura selecionados e para os quatro quadrantes conforme Tab. 6.9.

Tab . 6.9 – Intervalos isotérmicos e áreas correspondentes da tampa superior do gerador

Quadrante	Intervalo (°C)	$T_{S_i}$ (°C)	$A_i$ (m <sup>2</sup> )
1	40,6 – 43,5	42,1	0,94
	43,6 – 46,0	44,8	1,65
	46,1 – 48,5	47,3	6,37
	48,6 – 50,5	49,6	11,92
	50,5 – 52,8	51,6	3,22
2	40,6 – 43,5	42,1	0,82
	43,6 – 46,0	44,8	1,77
	46,1 – 48,5	47,3	6,21
	48,6 – 50,5	49,6	10,71
	50,5 – 52,8	51,6	4,59
3	40,6 – 43,5	42,1	0,75
	43,6 – 46,0	44,8	1,83
	46,1 – 48,5	47,3	4,76
	48,6 – 50,5	49,6	11,57
	50,5 – 52,8	51,6	5,09
4	40,6 – 43,5	42,1	1,05
	43,6 – 46,0	44,8	1,92
	46,1 – 48,5	47,3	5,18
	48,6 – 50,5	49,6	12,10
	50,5 – 52,8	51,6	3,85

Para o cálculo da perda por convecção foi utilizada a seguinte equação:

$$P_s = h \cdot \sum_{i=1}^n (T_{s_i} - T_{amb}) \cdot A_i \quad (5.20)$$

$h = 15 \text{ (W/m}^2\text{.K)}$ , recomendado pela IEC-34-2 (1972)

$T_{amb} = 34,8 \text{ (}^\circ\text{C)}$

$P_s = 20,20 \text{ (kW)}$

B) Calculo das perdas na tampa inferior do gerador

A tampa inferior foi dividida em 03 partes e os resultados das medições das áreas e a respectivas temperaturas médias são apresentadas na Tab.6.10

Tab. 6.10 – Medições de perdas na tampa inferior do gerador

Região	$T_{s_i} \text{ (}^\circ\text{C)}$	$A_i \text{ (m}^2\text{)}$
1	53,50	2,65
2	50,03	4,43
3	46,71	12,40

$h = 15 \text{ (W/m}^2\text{.K)}$ , recomendado pela IEC-34-2 (1972)

$T_{amb} = 38,7 \text{ (}^\circ\text{C)}$  no poço entre a turbina e o gerador

$P_s = 2,83 \text{ (kW)}$

C) Perdas na chapa lateral da excitatriz

Para

$$A = 2,82 \text{ (m}^2\text{)}$$

$$T_{amb} = 34,7 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$T_s = 52,2 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$P = 0,74 \text{ (kW)}$$

D) Perdas na porta metálica do poço do gerador

Para

$$A = 1,47 \text{ (m}^2\text{)}$$

$$T_{amb} = 34,7 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$T_s = 43,3 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$P = 0,28 \text{ (kW)}$$

E) Perdas totais por convecção

Somando as perdas nas tampas superior e inferior do gerador, chapas laterais da excitatriz e porta do poço do gerador, tem-se:

$$P_s = 24,05 \text{ (kW)}$$

### 6.1.5 – Cálculo do Rendimento do Gerador

Para

$$P_{el} = 52600 \text{ (kW)}$$

$P_g = 789,67 \text{ (kW)}$ , utilizando o circuito de água de resfriamento principal

$P_g = 771,58 \text{ (kW)}$ , utilizando o circuito de ar do sistema de resfriamento principal.

$$P_{mc} = 43,17 \text{ (kW)}$$

$$P_{mg} = 6,09 \text{ (kW)}$$

$$P_s = 24,05 \text{ (kW)}$$

E através a equação:

$$\eta = \frac{P_{el}}{P_{el} + \Sigma P} \quad (5.1)$$

$\eta = 98,38 \%$  , utilizando o circuito de água de resfriamento

$\eta = 98,42 \%$  , utilizando o circuito de ar

### 6.2 – Sugestões de Atualização de Normas

Neste item propõe-se a determinar o rendimento da mesma unidade geradora estudada no item anterior, porém adotando recursos não previstos nos métodos normatizados. Dentre estes recursos estão previstos a utilização de processamento de imagem, cálculos de coeficientes convectivos, determinação de perdas nos mancais pelo circuito de óleo, perdas no eixo do gerador e perdas nas estruturas de concreto que envolve o gerador.

### 6.2.1 – Determinação das Perdas por Convecção nas Tampas Superior e Inferior do Gerador.

Para determinar as perdas por convecção, inicialmente foi analisada a geometria de cada superfície e em seguida calculado os respectivos coeficientes de película.

#### A) Cálculo do coeficiente de película da tampa superior

O coeficiente de película foi determinado conforme descrito no item 5.3.1

Geometria: placa horizontal com a superfície superior aquecida

$L = 2,8 \text{ m}$  – de acordo com Braga (2004) :  $L = \text{Área/Perímetro}$

$T_s = 50 \text{ (}^\circ\text{C)}$

$T_{amb} = 34,8 \text{ (}^\circ\text{C)}$

$T_f = 42,4 \text{ (}^\circ\text{C)}$

Propriedades do ar a  $40 \text{ (}^\circ\text{C)}$ , Braga (2004) – Tab. 3, Apêndice1:

$Pr = 0,71$

$\nu = 16,96 \times 10^{-6} \text{ (m}^2\text{/s)}$

$k = 27,10 \times 10^{-3} \text{ (W/m.}^\circ\text{C)}$

$\beta = 3,17 \times 10^{-3} \text{ (K}^{-1}\text{)}$

Utilizando a equação:

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot L^3 \cdot (T_s - T_{amb})}{\nu^2} \quad (5.19)$$

$Gr = 3,65 \times 10^{10}$

Na equação:

$$Nu = 0,54 \cdot (Gr \cdot Pr)^{\frac{1}{4}} \quad (5.16)$$

$$Nu = 0,54 \cdot (Gr \cdot Pr)^{\frac{1}{4}}$$

$$Nu = 2,16 \times 10^2$$

Na equação:

$$h = \frac{k \cdot Nu}{L} \quad (5.9)$$

$$h = 2,10 \text{ (W/m}^2\text{.K)}$$

B) Cálculo do coeficiente de película das chapas laterais da excitatriz

O coeficiente de película também foi determinado conforme descrito no item 5.31

Geometria: cilindro vertical

$$L = 0,5 \text{ (m)}$$

$$T_s = 50,0 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$T_{amb} = 34,8 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$T_f = 42,4 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

Propriedades do ar a 40 (°C), Braga (2004) – Tab. 3, Apêndice 1

$$Pr = 0,71$$

$$\nu = 16,96 \times 10^{-6} \text{ (m}^2\text{/s)}$$

$$k = 27,10 \times 10^{-3} \text{ (W/m.}^\circ\text{C)}$$

$$\beta = 3,17 \times 10^{-3} \text{ (K}^{-1}\text{)}$$

Utilizando a Eq. 5.19:

$$Gr = 2,05 \times 10^8$$

Na equação:

$$Nu = 0,59 \cdot (Gr \cdot Pr)^{\frac{1}{4}} \quad (5.14)$$

$$Nu = 64,83$$

Utilizando a Eq. 5.9:

$$h = 3,81 \text{ (W/m}^2\cdot\text{K)}$$

C) Cálculo do coeficiente de película da tampa inferior

Geometria: placa horizontal com a superfície inferior aquecida

$L = 1,71 \text{ (m)}$  – de acordo com Braga (2004) :  $L = \text{Área/Perímetro}$

$$T_s = 50 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$T_{amb} = 38,7 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$T_f = 44,35 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

Utilizando as propriedades do ar a 40 (°C), e através da Eq. 5.19.

$$Gr = 5,964 \times 10^9$$

Na equação:

$$Nu = 0,58 \cdot (Gr \cdot Pr)^{\frac{1}{5}} \quad (5.18)$$

$$Nu = 48,84$$

Através da Eq. 5.9:

$$h = 0,78 \text{ (W/m}^2\cdot\text{K)}$$

D) Utilização do processamento de imagem para o cálculo das perdas na tampa superior

Conforme descrito no item 5.3, as informações de temperatura contidas nos termogramas referentes à tampa do gerador foram ser exportadas para uma matriz,



onde cada célula da matriz corresponde a uma determinada temperatura do termograma. Utilizando um aplicativo que acompanha a câmera termográfica, foi possível, através de uma função específica, montar uma matriz de 320 por 240 pontos para cada quadrante da tampa superior.

Todos os pontos foram processados baseados na seguinte equação:

$$P_s = h \cdot \sum_{i=1}^n (T_{s_i} - T_{amb}) \cdot A_i \quad (5.20)$$

Inicialmente, a partir da primeira matriz, foi criada uma segunda para retirar todos os pontos que não interessavam ao estudo com o auxílio da isoterma representado na Fig. 6.9. Através desta isoterma, foi possível identificar a temperatura da vedação entre a estrutura de concreto e a tampa do gerador. Também foi possível identificar o limiar de temperatura entre a vedação e a tampa do gerador. Desta forma, todos os pontos com temperatura abaixo da temperatura da tampa do gerador foram anulados.



Fig. 6.9 – Isoterma identificando a temperatura da vedação entre o concreto e gerador

A segunda planilha foi formatada com o seguinte algoritmo:

*Se (Temperatura < Tmin) então*

$$T = 0$$

*Senão*

$$T = Temperatura$$

*Fim Se*

Após retirar os pontos não desejados ao estudo, foi criada uma terceira planilha, para se obter as diferenças entre as temperaturas pontuais da tampa do gerador e a temperatura ambiente. Esta planilha foi formatada com o seguinte algoritmo:

*Se (Temperatura < Tmin) então*

$$\Delta T = 0$$

*Senão*

$$\Delta T = Temperatura - Tamb$$

*Fim Se*

A quarta planilha foi criada para multiplicar cada diferença pontual de temperatura pela área correspondente a cada célula.

Para se determinar as perdas por convecção em cada quadrante foi utilizada uma função específica para obter o somatório de todos os pontos da matriz e em seguida, foi multiplicado o valor deste somatório pelo coeficiente de película calculado no item 6.2.1.A.

A tab. 6.11 apresenta o resultado das perdas em cada quadrante da tampa superior.

$$T_{amb} = 34,8 \text{ (}^{\circ}\text{C)}$$

$$h = 2,10 \text{ (W/m}^2\text{.K)}$$

Tab. 6.11 – Perdas por convecção na tampa superior do gerador

Quadrante	Perdas (W)
1	703,89
2	717,05
3	721,71
4	771,50
Perda Total	2854,15

E) Cálculo das perdas por convecção nas chapas laterais da excitatriz

Para

$$A = 2,82 \text{ (m}^2\text{)}$$

$$h = 3,51 \text{ (W/m}^2\text{.K)}, \text{ tem-se:}$$

$$P = 0,18 \text{ (kW)}$$

F) Cálculo das perdas por convecção na tampa inferior do gerador

Utilizando o mesmo procedimento do Item 6.1.4.B, ou seja dividindo a área da tampa em 03 regiões, e utilizando o coeficiente de película calculado no Item 6.2.1.C,

$$h = 0,78 \text{ (W/m}^2\text{.K)}, \text{ tem-se:}$$

$$P = 0,15 \text{ (kW)}$$

## 6.2.2 – Determinação das Perdas no Mancal Conjugado Através do Circuito de Óleo Lubrificante

### A) medição da vazão do óleo lubrificante

A medição de vazão foi efetuada conforme descrito no Item 6.1.1, utilizando o medidor ultrassônico DCT-7088. No entanto, além da configuração básica requisitada pelo equipamento, deve-se informar as propriedades do óleo lubrificante, tais como velocidade sônica e viscosidade.

Os resultados da vazão de óleo são apresentados na Tab. 6.12.

Tab. 6.12 – Medição de vazão de óleo lubrificante do mancal conjugado.

	Q <sub>1</sub> (l/min)	Q <sub>2</sub> (l/min)	Q <sub>2</sub> (l/min)	Q <sub>4</sub> (l/min)	Q <sub>m</sub> (l/min)
Vazão de óleo lubrificante mancal conjugado.	160,2	159,2	160,5	161,3	160,3

### B) Medição da temperatura do óleo lubrificante

A medição de temperatura foi realizada conforme Item 6.1.1.

Equipamento: câmera termográfica – Modelo TH9100 PWV

Fabricante: NEC – série: 6071334

Calibração: CTE – 50860/08 – Nr 298 – data: 17/10/08

A Fig. 6.10 apresenta o termograma referente à leitura de entrada e saída de óleo do trocador de calor.

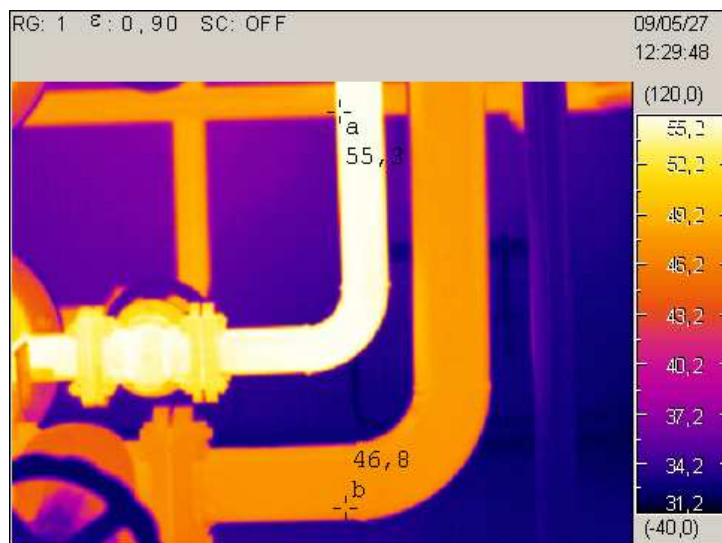


Fig. 6.10 – Leitura de temperatura de óleo no trocador de calor do mancal conjugado

Os resultados das leituras de temperatura são apresentados na Tab.6.13

Tab. 6.13 – Medição de temperatura de óleo do mancal conjugado

	T <sub>1</sub> (°C)	T <sub>2</sub> (°C)	T <sub>3</sub> (°C)	T <sub>4</sub> (°C)	T <sub>m</sub> (°C)
Temperatura entrada do óleo	55,8	55,3	55,7	54,9	55,42
Temperatura saída do óleo	45,9	45,8	45,8	45,5	45,75

### C) Cálculo das perdas no mancal conjugado

Para as características do óleo lubrificante, conforme Braga (2004), Apêndice - Tab.4

$$\rho = 861,7 \text{ (kg/m}^3\text{)}, \text{ para óleo a } 50 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$c_p = 1,9368 \text{ (kJ/kg.}^\circ\text{C)}, \text{ para água a } 50 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$Q = 2,67 \times 10^{-3} \text{ (m}^3\text{/s)}$$

$$\Delta T = 9,67 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$P_{mc} = 44,89 \text{ (kW)}$$

### 6.2.3 – Cálculo das Perdas no Mancal Guia Superior Através do Circuito de Óleo Lubrificante.

#### A) Medição da vazão de óleo lubrificante

Os resultados da medição de vazão são apresentados na Tab.6.14

Tab. 6.14 – Medição de vazão de óleo lubrificante do mancal conjugado.

	Q <sub>1</sub> (l/min)	Q <sub>2</sub> (l/min)	Q <sub>2</sub> (l/min)	Q <sub>4</sub> (l/min)	Q <sub>m</sub> (l/min)
Vazão de óleo lubrificante do mancal guia superior	53,3	55,0	52,5	54,3	53,78

#### B) Medição da temperatura do óleo

A medição de temperatura foi realizada conforme Item 6.1.1. A Fig. 6.11 apresenta o termograma referente à leitura de entrada e saída de óleo do trocador de calor.



Fig 6.11 – Leitura de temperatura de entrada e saída de óleo do trocador de calor do mancal guia superior.

Os resultados das leituras de temperatura são apresentados na Tab.6.15

Tab. 6.15– Medição de temperatura de óleo do mancal conjugado

	T <sub>1</sub> (°C)	T <sub>2</sub> (°C)	T <sub>3</sub> (°C)	T <sub>4</sub> (°C)	T <sub>m</sub> (°C)
Temperatura entrada do óleo	45,3	45,8	44,4	45,1	45,15
Temperatura saída do óleo	41,2	41,1	40,7	40,9	40,97

### C) Cálculo das perdas no mancal guia superior

Para as características do óleo lubrificante, conforme Braga (2004), Apêndice, Tab.4

$\rho = 861,7 \text{ (kg/m}^3\text{)}$ , para óleo a 50 (°C)

$c_p = 1,9368 \text{ (kJ/kg.}^\circ\text{C)}$ , para água a 50 (°C)

$Q = 8,96 \times 10^{-4} \text{ (m}^3\text{/s)}$

$\Delta T = 4,18 \text{ (}^\circ\text{C)}$

$P_{mg} = 6,51 \text{ (kW)}$

### 6.2.4 – Determinação das Perdas no Eixo do Gerador

Conforme Fig. 6.12, verifica-se variação de temperatura ao longo do eixo. Para facilitar os cálculos o eixo foi dividido em várias partes, tanto para a leitura de temperaturas como para o cálculo do coeficiente de película.

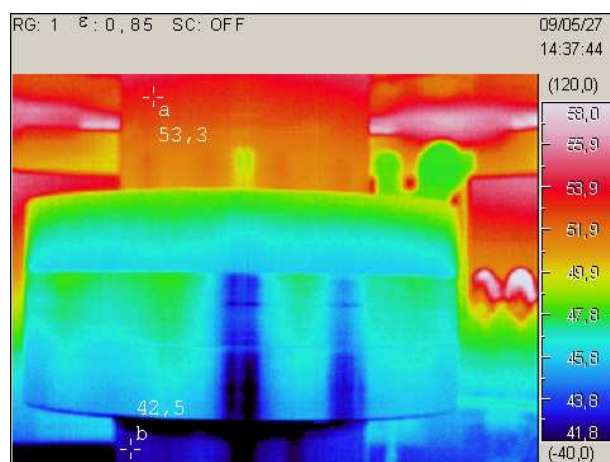


Fig. 6.12 – Termograma do eixo do gerador

A) Cálculo dos coeficientes convectivos de transferência de calor pelo eixo e flange de acoplamento

$$T_s = 50 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$T_{amb} = 38,7 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$T_f = 44,35 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

Na Tab. 3, Braga (2004)

$$Pr = 0,71$$

$$\nu = 16,96 \times 10^{-6} \text{ (m}^2\text{/s)}$$

$$k = 27,10 \times 10^{-3} \text{ (W/m.}^\circ\text{C)}$$

$$\beta = 3,51 \times 10^{-3} \text{ (K}^{-1}\text{)}$$

Calculo do Número de Reynolds conforme equação:

$$Re = \frac{\omega \cdot D^2}{2 \cdot \nu} \quad (5.27)$$

E o Número de Grashof conforme equação:

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot L^3 \cdot (T_s - T_{amb})}{\nu^2} \quad (5.19)$$

Para o eixo

$$\omega = 18,85 \text{ (rad/s)}$$

$$D = 0,738 \text{ (m)}$$

$L = 0,70 \text{ (m)}$ . acima do flange de acoplamento

$L = 1,63 \text{ (m)}$ , abaixo do flange de acoplamento

$$Re = 3,03 \times 10^5$$

$$Gr = 4,42 \times 10^8$$



Para o flange de acoplamento

$$\omega = 18,85 \text{ (rad/s)}$$

$$D = 1,630 \text{ (m)}$$

$$L = 0,45 \text{ (m)}$$

$$Re = 1,47 \times 10^6$$

$$Gr = 1,10 \times 10^8$$

Pela equação:

$$Gr / Re^2 < 0,1 \quad (5.22)$$

verifica-se que pode-se considerar somente os efeitos da convecção forçada no eixo.

Com base no Número de Reynolds, conforme item 5.5, e critério de validade da Tab. 5.2, foi selecionada a correlação proposta por Becker (1963):

$$Nu = 0,133 \cdot Re^{2/3} \cdot Pr^{1/3} \quad (5.28)$$

Para o eixo:

$$Nu = 534,23$$

$$h = 20,72 \text{ (W/m}^2\text{.K)}, \text{ acima do flange de acoplamento}$$

$$h = 8,89 \text{ (W/m}^2\text{.K)}, \text{ abaixo do flange de acoplamento}$$

Para o flange:

$$Nu = 1491,92$$

$$h = 89,8 \text{ (W/m}^2\text{.K)},$$

A superfície superior do flange revestida de material polimérico não foi considerada no cálculo das perdas por convecção.

A superfície inferior do flange, conforme item 5.5, foi modelada com um disco em rotação, utilizando com base no Número de Reynolds e o critério de validade da Tab.5.3, foi escolhida a correlação de Popiel (1975):

$$Nu = 0,0188 \cdot Re^{0,8} \quad (5.36)$$

Logo, para a superfície inferior do flange:

$$Nu = 1614,40$$

$$h = 136,72 \text{ (W/m}^2\text{.K)},$$

#### B) Cálculo das perdas no eixo do gerador

Conforme já mencionado, o eixo foi dividido em 06 partes para facilitar as leituras de temperatura e os cálculos dos coeficientes de película. Na Fig. 6.13 mostra em duas partes a utilização do recurso de isotermas.

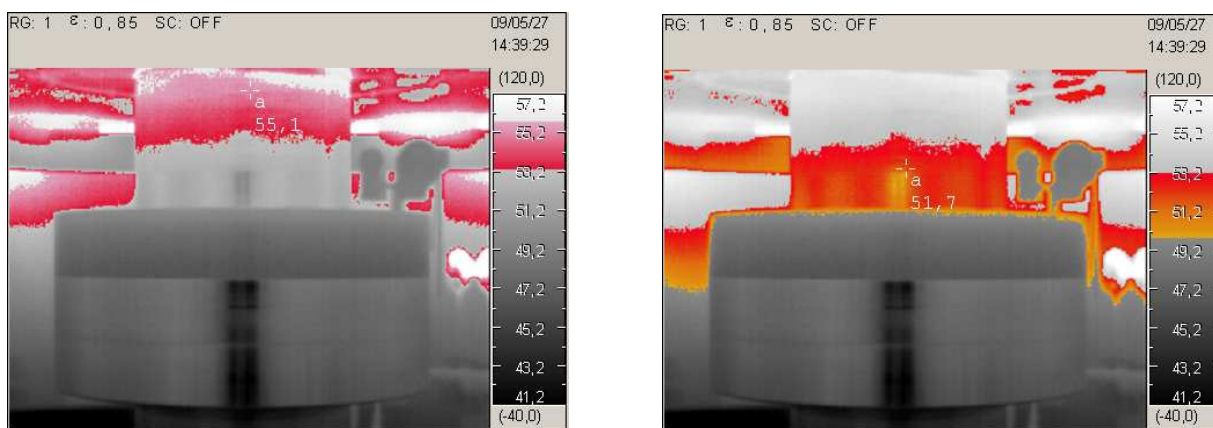


Fig.6.13 – Isotermas do eixo do gerador

Os resultados das perdas no eixo são apresentados na Tab. 6.16

Tab.6.16 – Perdas no eixo do gerador

Isoterma	$T_s$ (°C)	Região	$A$ (m <sup>2</sup> )	$h$ (W/m <sup>2</sup> .°C)	$\Delta T$ (°C)	$Pe$ (W)
1	55,1	Eixo – parte superior	0,81	20,72	16,2	271,89
2	51,7	Eixo – parte superior	0,81	20,72	12,8	214,82
3	46,3	Flange	1,80	89,80	7,4	1196,13
4	43,4	Flange - superf. inferior	0,85	136,72	4,5	522,95
5	42,5	Eixo – parte inferior	1,89	8,89	3,6	60,48
6	39,6	Eixo – parte inferior	1,89	8,89	0,7	11,76
Perdas Totais no eixo						2278,03

### 6.2.5 – Cálculo das Perdas na Estrutura de Concreto

A Fig. 6.14 mostra um trecho da estrutura de concreto que envolve o gerador. Parte do calor que não foi retirado que fluido de resfriamento é absorvido pelo concreto e dissipado para o ambiente da casa de força.



Fig.6.14 – Trecho da estrutura de concreto

Com o ajuste adequado de emissividade na câmera termográfica foi possível medir a temperatura na superfície do concreto.

O coeficiente de película pode ser calculado conforme item 6.2.1, utilizando as mesmas propriedades do fluido.

Considerando a geometria da superfície como placa vertical e,

$$T_f = 33,15 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$T_{amb} = 29,6 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$L = 2,7 \text{ (m)}$$

$$Nu = 196,80$$

Tem-se

$$h = 1,92 \text{ (W/m}^2\text{.K)}$$

A área da superfície de concreto foi dividida em três regiões e associadas às respectivas temperaturas. As perdas no concreto são apresentadas na Tab.6.17.

Tab. 6.17. Perdas na estrutura de concreto

Região	A (m <sup>2</sup> )	T <sub>s</sub> (°C)	ΔT (°C)	Pe (W)
1	58,42	36,7	7,1	796,38
2	23,66	36,2	7,3	331,61
3	21,60	36,9	6,6	273,71
Perdas Totais no concreto				1140,70

### 6.2.6 – Cálculo das Perdas por Radiação na Tampa Superior

Considerando os intervalos isotérmicos da Tab. 6.9 e a equação:

$$P_i = \varepsilon \cdot \sigma \cdot \sum_{i=1}^n (T^4_{s_i} - T^4_{amb}) \cdot A_i \quad (5.37)$$

Para,

$$\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{ (W/m}^2 \cdot \text{K}^4\text{)}$$

$$T_{amb} = 34,8 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$\varepsilon = 0,9$$

Perdas Totais por radiação na tampa superior:

$$P_i = 0,022 \text{ (kW)}$$

### 6.2.7 Rendimento do Gerador

Para

$$P_{el} = 52600 \text{ (kW)}$$

$$P_g = 789,67 \text{ (kW)}, \text{ utilizando o circuito de água de resfriamento}$$

$$P_g = 771,58 \text{ (kW)}, \text{ utilizando o circuito de ar}$$

$$P_{mc} = 44,89 \text{ (kW)}$$

$$P_{mg} = 6,51 \text{ (kW)}$$

$$P_s = 2,28 \text{ (kW)}$$

$$P_e = 2,28 \text{ (kW)}$$

$$P_c = 1,41 \text{ (kW)}$$

$$P_i = 0,022 \text{ (kW)}$$

E utilizando a equação:

$$\eta = \frac{Pel}{Pel + \Sigma P} \quad (5.1)$$

$\eta = 98,42 \%$  , utilizando o circuito de água de resfriamento

$\eta = 98,45 \%$  , utilizando o circuito de ar

### 6.3 – Análise e Comparação dos Resultados

Os resultados da aplicação da metodologia juntamente com as referências de projeto e a medição, aplicando métodos normatizados, pela empresa IMPSA Hydro, estão apresentados na Tab. 6.18.

As medições das perdas efetuadas pela empresa IMPSA Hydro foram norteadas pelas recomendações da IEC-34-2 (1972). As perdas foram determinadas em separado baseado em quatro situações operacionais do gerador, compreendendo a operação em vazio sem excitação, operação em vazio excitada com tensão nominal, máquina com terminais em curto com circulação de corrente nominal e, por último, máquina operando com velocidade, potência, fator de potência e tensão nominal.

No item 6.1 o rendimento da unidade UG04 foi determinado de forma global, com a referida máquina em operação, aplicando-se a metodologia juntamente com parâmetros da IEC-34-2 (1972). Tendo em vista que grande parte das perdas estão concentradas no circuito de resfriamento principal, foram efetuados os cálculos utilizando os circuitos de ar de resfriamento e o circuito de água.

No item 6.2 o rendimento foi determinado, de forma global, aplicando-se a metodologia completa, ou seja, calculando o coeficiente de película das superfícies

radiantes, aplicação do processamento de imagem, determinando as perdas no eixo e na estrutura de concreto. Neste caso também foi considerado os circuitos de ar e água no sistema de resfriamento principal e os circuitos primário de óleo lubrificante dos mancais.

.Tab. 6.18 – Comparação dos resultados

	Rendimento (%)
Rendimento especificado em projeto pelo fabricante	98,41
Rendimento medido pela IMPSA Hydro	98,35
Aplicação da metodologia proposta utilizando circuito de água do sistema de resfriamento principal e aplicando parâmetros da IEC34-2	98,38
Aplicação da metodologia proposta utilizando circuito de ar do sistema de resfriamento principal e aplicando parâmetros da IEC34-2	98,42
Rendimento utilizando circuito de água do sistema de resfriamento principal, circuito de óleo dos mancais, processamento de imagem, perdas no eixo e concreto.	98,42
Rendimento utilizando circuito de ar do sistema de resfriamento principal, circuito de óleo dos mancais, processamento de imagem, perdas no eixo e concreto.	98,45

A diferença entre os valores das perdas, no circuito de resfriamento principal, determinadas pelo circuito de água e pelo circuito de ar, são relativamente pequenas levando em consideração a dispersão do ar pelos dutos dos barramentos de saída do gerador.

No circuito de óleo dos mancais guia e conjugado, as perdas são respectivamente em torno de 4% e 7 % acima das perdas encontradas pelos circuitos





# Capítulo 7

## Conclusões e Recomendações

No Capítulo 6 foram realizados estudos determinando o rendimento de um hidrogerador da UHE Manso. Na primeira parte deste capítulo, o rendimento foi determinado de forma global e comparado com ensaios realizados por métodos normatizados com as perdas determinadas em separado, Bertalanic (1998). Ainda nesta seção, foram determinadas as perdas pelo circuito primário de ar e comparadas com as perdas determinadas pelo circuito secundário de água, Bogdanovic (2005). Na segunda parte do Capítulo 6 foram determinados o rendimento da mesma unidade geradora aplicando-se a metodologia completa.

No Apêndice 1, foram determinados os rendimentos de um hidrogerador da UHE Furnas antes e após a sua modernização, Zlatanovic (2006).

Com base nos resultados encontrados, verifica-se que, embora a proposta inicial fosse apresentar uma metodologia expedita, o método se demonstrou bastante preciso quando comparado com os resultados obtidos por métodos normatizados e valores declarados por fabricante. Os resultados encontrados para o rendimento de um gerador antes e após a sua modernização estão muito próximos dos valores esperados para máquinas do porte. Existe a plena consciência de que vários fatores podem afetar os resultados.

A medição do rendimento através do circuito de ar pode comprometer os resultados, uma vez que parte do fluido dispersa através do barramento de saída do gerador. Este procedimento apresenta melhores resultados em circuitos abertos ou totalmente selados.

O valor do coeficiente de película afeta significativamente os resultados das perdas por convecção. Ao invés de utilizar um valor fixo, recomenda-se o cálculo para cada situação ou geometria das superfícies irradiantes.

As perdas no eixo do gerador e nas estruturas de concreto, embora não mencionadas nos métodos normatizados, podem ser calculadas e certamente afetam o resultado do rendimento do gerador.

As perdas por radiação nas tampas do gerador são pouco relevantes quando comparadas com as outras perdas e podem ser desconsideradas pela metodologia proposta.

A determinação das perdas nos mancais torna-se mais prática através de medições de temperaturas e vazão no circuito de óleo. No caso do cálculo das perdas pelo circuito da água de resfriamento, recomenda-se considerar as perdas por condução e dissipação de calor pela estrutura do trocador de calor, tubulações, válvulas, flanges e conexões.

Apesar de mais precisos, o uso de termopares para medir a temperatura em determinados pontos de superfícies, não demonstra eficiência se acompanhada da média aritmética das temperaturas lidas. O gradiente de temperatura em algumas superfícies chega a ultrapassar 10 (°C). Neste caso, a utilização do processamento de imagens, ou isothermas associadas às respectivas áreas são, inquestionavelmente, mais eficazes.

O desligamento de uma máquina de grande porte para a instalação de termopares ou termoresistências nas chapas irradiantes e tubulações dos mancais é totalmente inviável para o sistema elétrico que vem operando próximo de sua capacidade máxima.

Com a utilização da termografia infravermelha, além da permanência do gerador no sistema, foi possível comprovar a praticidade da metodologia, dispensando montagem de circuitos, fiação ou bancadas provisórias.

É importante salientar o aspecto da segurança industrial nesta metodologia, uma vez que todas as medições são efetuadas à uma distância segura das partes energizadas e componentes girantes.

Uma outra vantagem das técnicas de termografia está na possibilidade de monitoramento da variação de temperatura dos fluídos refrigerantes e das chapas das tampas do gerador devido à impregnação resíduos orgânicos nas paredes das tubulações dos trocadores de calor. Tal monitoramento possibilita avaliar o melhor momento para a manutenção dos trocadores de calor.

A metodologia proposta apresenta as seguintes limitações:

- a) Determinação das perdas de forma global. Para separar os tipos de perdas, é necessária a intervenção no sistema elétrico e efetuar no mínimo 03 giros: giro mecânico, giro a vazio com máquina excitada e giro com os terminais em curto-circuito, circulando corrente nominal.
- b) Imprecisão de processamento de imagens para superfícies radiantes não planas. Para a análise de eixo ou carcaça de mancais, sugere-se a utilização da função *isotermas* disponível na maioria das câmeras termográficas.

- c) Possibilidade de comprometimento dos resultados das medições de vazões nos circuitos de água dos trocadores de calor devido às incrustações por resíduos orgânicos. Neste caso, a melhor alternativa seria analisar a vazão do circuito de óleo lubrificante.
- d) Imprecisão nas leituras de temperatura. Apesar do constante aprimoramento das câmeras termográficas, estas ainda não são precisas quando comparadas com os termopares. Desta forma, para minimizar este inconveniente, torna-se indispensável o correto ajuste da emissividade, distância e ângulo de leitura.

Como sugestões para trabalhos futuros, podem-se citar:

- a) A análise da propagação de erros do método utilizando ferramentas computacionais devido a utilização de planilhas extensas e a grande quantidade de operações matemáticas.
- b) Automatização do processo de cálculo, agilizando as operações matemáticas, cálculos dos coeficientes convectivos e utilização de ferramentas computacionais mais adequadas. Sugere-se o uso do MATLAB para o manuseio de matrizes e processamento das imagens.
- c) Utilização do método reverso para análise de perdas em componentes, como estruturas, fundações ou partes do eixo do gerador, onde não é possível a leitura direta de temperatura.
- d) Desenvolvimento de um procedimento para o acompanhamento da manutenção preditiva de forma que uma análise da variação de vazão e elevação de temperatura dos fluídos de resfriamento auxilie na tomada de decisão para uma parada para manutenção ou modernização do gerador.

## Referências Bibliográficas

AGLEN, O.;Andersson, A. – Thermal Analysis of a High-Speed Generator – Industry Applications Conference – 38<sup>th</sup> IAS Annual Meeting, Vol.1, October, 2003.

ALMEIDA, A. T. Lyrio; Beltrame, E.; Santos, A. H. Moreira – Aspectos Sobre a Determinação do Rendimento de Grupos Geradores de Pequenas Centrais Hidrelétricas em Operação – in II Simpósio Nacional de Fontes Renováveis de Energia, Curitiba, Agosto, 1989.

APLICAÇÕES DE TERMOGRAFIA – disponível em < [www.infraresservice.com.br](http://www.infraresservice.com.br)> acesso em: 18 dez. 2005.

ABNT - ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS – NBR 5117 – Máquinas Síncronas – Especificação – Rio de Janeiro , 1984.

ABNT - ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS - NBR 5052 – Máquinas Síncronas – Ensaio – Rio de Janeiro, 1984.

BECK, J. V.; Blackwell, B.; St. Clair, C. R. – Inverse Heat Conduction – Wiley-Interscience, New York, 1985.

BECKER, K. M. - Measurements of Convective Heat Transfer From a Horizontal Cylinder Rotating in a Tank of Water - International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.6,1963

BEJAN, Adrian – Transferência de Calor – São Paulo: Edgard Blucher, 1996.

BERTALANIC, Z. – Problematic of Losses and Efficiency Determination on Synchronous Generator in Operation Using Calorimetric Method – University of Zagreb, Croatia, 1998.

BERTULANI, C. A. – Transferência de Calor – disponível em <[www.if.ufrj.com.br](http://www.if.ufrj.com.br)> acesso em: 14 jan 2006.

BOGDANOVIC, S.; Novac, D.; Bleier, I.; Milosavljevic, V.; Vidakovic, V. – Comparison of Generator Efficiency by Measuring Losses in Cooling Air and in Cooling Water – Energy Technologies Review, Icemenerg, Romania, Jul, 2005.

BOSCHETTI, César – Detectores de infravermelho – Princípios e Caracterização – LAS – INPE. Disponível em <[www.las.inpe.br](http://www.las.inpe.br)> acesso em: 18 jan. 2006.

BOWMAN, J. K.; Cascio, R. F.; Sayani, M. P. And Wilson, T. G. – A Calorimetric Method for Measurement of Total Loss in a Power Transformer – Power Electronics Specialists Conference, IEEE, June, 1991.

BRADLEY, K. J.; Cao, Wenping – Evaluation of Stray Load Loss in Induction Motor, A Comparison of Input-Output and calorimetric Methods – Industry Applications Conference – 36<sup>th</sup> IAS Annual Meeting, Vol.2, Chicago – USA, October, 2001.

BRAGA FILHO, Washington – Transmissão de Calor – São Paulo: Pioneira Thomson Learning, 2004.

CAMERAS TERMOGRÁFICAS – disponível em <[www.rem.ind.br/industrial](http://www.rem.ind.br/industrial)> acesso em: 14 jan. 2006.

CARDONE, G.; Astarita, T.; Carlomagno, G. M. – Heat Transfer Measurements on a Rotating Disk – in International Journal of Rotating Machinery, Vol. 3, 1997.

COBB, E. C.; Saunders, O. A. – Heat Transfer From a Rotating Disk – Proceeding the Royal of Society, Vol. 236, 1956.

COLETTA, G.; Gherardi, L.; Gomory, F.; Cereda, E.; Ottoboni, V.; Daneey, D.; Maley, M. and Zannella, S.; - Application of Electrical and Calorimetric Methods to the AC Loss Characterization of Cable Conductors – IEEE Transactions on Applied Superconductivity, Vol. June, 1999.

COTRIM, J. R. – Itaipu Hydroelectric Project – Curitiba: Itaipu Binacional, 1994.

DELMÉE, Gerard. J. – Manual de Medição de Vazão – 3<sup>a</sup>. Ed., São Paulo: Edgard Blucher, 2003

DROPKIN, D.; Carmi, A. – Natural Convection Heat Transfer From a Horizontal Cylinder Rotating in Air - Transactions of ASME, 1957.

DUPRÉ, L. R.; Melkbeek, J. A. A.; Van Keer, R. – On a Numerical Method for Evaluation of Electromagnetic Losses in Electric Machinery – International Journal for Numerical Methods in Engineering, Vol. 39, N<sup>o</sup>. 9, 1998.

EPRI - Hydropower Plant Modernization Guide – Vol. 1 - Electric Power Research Institute, 1989.

FILIPPIN, C. G.; Horbatiuk, B. W. D.; Kimura, N.; de Paula, A. C.; Machado, G. C.; - Novas Tecnologias para Medição de Rendimento em Gerador Hidráulico de Energia Elétrica – in II Congresso de Inovação Tecnológica em Energia Elétrica, 2003.

FITZGERALD, A. E.; Kingsley, C.J.; Kusko, A. – Máquinas Elétricas – São Paulo: Mc Graw-Hill, 1975.

FLIR Câmeras Infravermelhas - Disponível em <[www.flir.com](http://www.flir.com)> acesso em: 16 jan 2006.

FONSECA, A. R.; Barroso, M. F. S.; Soares, W. T. T.; Martinez, C. B.; Torres, L. A. B.; Aguirre, L. A. – Levantamento de Incertezas no Cálculo do Rendimento de um Grupo Gerador – in II Congresso de Inovação Tecnológica em Energia Elétrica, 2003.

HOLMAN, Jack Philip – Transferência de Calor – São Paulo: Mc Graw Hill do Brasil, 1983.

HOLST, G. C. – Common Sense Approach to Thermal Imaging – JCD Publishing, Winter Park, Florida, USA and Spie Optical Engineering Press, Bellingham, Washington, USA, 2000.

HYDRO Generator References – Disponível em <[www.hydro-consult.com](http://www.hydro-consult.com)> acesso: 30 mar 2008

IEC 34-2, Rotating Electrical Machines. Part 2: Methods for Determining Losses and Efficiency of Rotating Electrical Machinery From Tests - Measurement of Losses by the Calorimetric Method. Publication 34-2A, 1<sup>st</sup> Ed, 1972

INCROPERA, F. P.; Dewitt, D. P.; Bergman, T. L.; Lavine, A. S. – Fundamentos de Transferência de Calor e Massa – 6<sup>a</sup> Ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

IRT Applications - Thermal Imaging – disponível em <[www.irtconsult.com](http://www.irtconsult.com)> acesso em: 08 nov 2007.

IEEE - INSTITUTE OF ELECTRICAL AND ELECTRONICS ENGINEERS GUIDE – STD-115 - Test Procedures for Synchronous Machines, New York, N.Y., 1995.

JORDÃO, G. Rubens – Máquinas Síncronas – Rio de Janeiro: LTC / São Paulo: Edusp, 1980.

KAYS, W. M. Bjorklund, I. S. – Heat Transfer From a Rotating Cylinder With and Without Cross Flow – Transactions of ASME, 1958.

KENDOUSH, A. A. - An Approximate Solution of the Convective Heat Transfer From an Isothermal Rotating Cylinder – International Journal Heat and Fluid Flow, Vol. 17, 1996.

KREITH, F.; Taylor, J. H.; Chong, J. P. – Heat and Mass Transfer From a Rotating Disk – Journal of Heat Transfer, Vol. 81, 1959.

KREITH, Frank – Princípios de Transmissão de Calor – São Paulo: Edgard Blucher, 1977.

MALDAGUE, Xavier X.P.; Moore, Patrick. O. – Infrared and Thermal Testing – Series Testing Handbook, vol 3. 3<sup>o</sup> Ed, 2001.

MARTINEZ, C. B.; Aguirre, L. A.; Filho, J. N.; Lopes, J. C. R.; Filho, A. A.; Abreu, S. R. – Sistema Automático para Medição de Rendimento de Grupos Hidro-Geradores Aplicado a Pequenas Centrais Hidrelétricas – in XVI Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica, Campinas, São Paulo, 2001.

MEDIDORES COMUNS DE VAZÃO – Disponível em <[www.mspc.eng.br](http://www.mspc.eng.br)> acesso: 15 ago 2008.

MILLSAPS K.; Pohlhausen, K. – Heat Transfer by Laminar Flow From a Rotating Plate – Journal of Aeronautical Science, Vol. 19, 1952.

MORAN, J. M.; Shapiro, H. N. – Princípios de Termodinâmica para Engenharia – 4<sup>a</sup>. Ed. Rio de Janeiro: LTC , 2002.

MUNDIM, Kleber C. – A Luz e a Teoria Quântica - Instituto de Química – Brasília – 1997 – disponível em < [www.unb.br](http://www.unb.br)> acesso em: 14 jan. 2006.

NAGORNY, A.; Wallace, A. K. and Jouanne, A. V. – Stray Load Loss Efficiency Connections – IEEE Industry Applications Magazine, Vol. 10, June 2004.

NICOLAU, V. P.; Guths, S. – Medição de Emissividade e de Temperatura sem Contato – Experimento Didático – in Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica – Bauru, São Paulo, 1997.

OZERDEM, B. – Measurement of Convective Heat Transfer Coefficient for a Horizontal Cylinder Rotating in Quiescent Air – in International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol . 27, 2000.

POPIEL, C. O.; Boguslawski, L. – Local Heat Transfer Coefficients on the Rotating Disk in Still Air - International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 18, 1975.

PROCESSOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR – disponível em <[www.terra.com.br/fisicanet](http://www.terra.com.br/fisicanet)> acesso em: 15 jan 2006.

QUITES, E. E. Cunha; Lia, L.R. Bastos – Transferência de calor – Unisanta . Disponível em < [www.cursos.unisanta.br](http://www.cursos.unisanta.br) > acesso em : 14 jan.2006.

RADIAÇÃO INFRAVERMELHA E ULTRAVIOLETA – disponível em <[www.terra.com.br/fisicanet](http://www.terra.com.br/fisicanet) > acesso em: 15 jan.2006.

REEVE, J. M.- Image Processing Method for the Visualization and Analysis of Iron Losses in electrical Machines – Industry Applications Conference – 38<sup>th</sup> IAS Annual Meeting, Vol.2, October, 2003.

REULET, P.; Nortershauser D.; Millan, P. – Inverse Method Using Infrared Thermography for Surface Temperature and Heat Flux Measurements –20<sup>th</sup> International Congress on Instrumentation in Aerospace Simulation Facilities , August, 2003.



RITCHIE, E.; Pedersen, J. K.; Blaabjerg, Frede and Hansen, P.; - Calorimetric Measuring Systems – Characterizing High-Frequency Power Losses in Power Electronic Components and Systems- IEEE Industry Applications Magazine, Vol. 10, June 2004.

ROCHA E.,J.Johnny; Hildinger,T.; Faria, E.J.; Alves, Cesar A. P. – O Impacto da Especificação Técnica de Hidrogeradores no seu Custo – in XVI SNTPEE – Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica – Campinas, São Paulo, 2001.

SEGHIR-OUALI, S.; Saury, D.; Harmand, S.; Phillipart, O.; Laloy, D.- Utilization of the Infrared Thermography to Identify the Convective Heat Transfer Coefficient Into a Rotating Cylinder With an Axial Airflow – in 8<sup>th</sup> International Conference on Quantitative Infrared Thermography, Padoue, Italie, Jun, 2006.

SHIMADA, R.; Ohkubo, T.; Kobayashi, T.; Kumagai, S. – Heat Transfer From a Rotating Cylinder With and Without Cross Flow – Heat Transfer Japanese Research, Vol. 21, 1992.

SILVA, V. C.; Meunier, G.; Foggia, A. – A 3D Finite-Element Computation of Eddy Currents and Losses in the Stator End Laminations of Large Synchronous Machines - IEEE Transactions on Magnetics, Vol. 32, N<sup>o</sup>. 3, May 1996

SIMULAÇÃO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR RADIAÇÃO – LST - disponível em < [www2.pucpr/educação/lst/atividade\\_simulação\\_transferência.html](http://www2.pucpr/educação/lst/atividade_simulação_transferência.html) > acesso em: 18 jan. 2006.

SCHOUTEN, N. P. Van Der D.;Leong, P. D.; Malliband, P. D. And McMahon, R. A. – Implementation and Calorimetric Verification of Models for IGBT- Based Inversters for Small Drives – IEEE, Industry Applications Conference – 38<sup>th</sup> IAS Annual Meeting, Vol. 3, October, 2003.

SOLTANI, J.; Szabados, B. – A Novel Method of Measurement of Synchronous Machine Losses Using Synthetic Loading – IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement, Vol. 51, N<sup>o</sup>. 6, 2002.

SONNTAG, R. E.; Borgnakke, C.; Van Wylen, G. J. – Fundamentos da Termodinâmica – São Paulo: Edgard Blucher, 2003.

TEME, P.P.; Marra, J.; Silva, M. D.; Reggiani, F.; Shinzato, P. – Medições das Perdas dos Geradores de Itaipu – in XI Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica, Rio de Janeiro, 1991.

TEMPERATURA – disponível em <[www.amperesautomation.com.br](http://www.amperesautomation.com.br)> acesso em: 14 jan 2006

TEMPERATURA 2 – disponível <[www.fem.unicamp.br](http://www.fem.unicamp.br)> acesso em:20 jan. 2006.

TERMOELEMENTO - disponível em <[www.amperesautomation.com.br](http://www.amperesautomation.com.br)> acesso em: 14 jan 2006.

TERMOGRAFIA – Aplicações – disponível em <[www.thermotronics.com.br](http://www.thermotronics.com.br)> acesso em: 18 jan2006.

TIKHONOV, A. N.; Arsenin, A. V. – Solution of ill-Posed Problems - V. H. Winston: New York, 1977.

TRAXLER-SAMEK, G.; Schwery, A.; Zickermann, R.; Ramirez, C. – Optimized Calculation of Losses in Large Hydrogenerators Using Statistical Methods – International Conference on Electrical Machines, 2006.

VOITH Hydro Generators – Disponível em <[www.voithhydro.com](http://www.voithhydro.com)> acesso em: 31 mar 2008.

WAGNER, C. - Heat Transfer From a Rotating Disk to Ambient Air – Journal of Applied Physics, Vol. 19, 1948.

ZLATANOVICI, D.; Zlatanovici, R.; Novac, D.; Bogdanovici, S.; Regli, M. – Efficiency Measurement by Applying Two Different Methods at the Modernized Hydrogenerators in Iron Gates I Hydroelectric Power Plant – Paper A-210, Cigre Session, Paris, 2006.

# Apêndice 1

## Determinação do Rendimento do Hidrogerador UG06 da UHE Furnas

Nesta seção aplicou-se a metodologia proposta para a determinação do rendimento da Unidade UG06 da UHE Furnas antes e após a sua modernização.

Durante o ano de 2006 a referida unidade geradora passou por uma reforma onde foram substituídos os enrolamentos e laminado do estator, os enrolamentos do rotor, sistemas de excitação, sistemas de resfriamentos dos mancais e modernizado todo o sistema de supervisão e controle.

Nos sistemas de resfriamento principal do gerador e dos mancais, as bombas de circulação de água foram substituídas por sistema de circulação por gravidade.

Os trocadores de calor do tipo feixe tubular dos mancais guia e escora foram substituídos por trocadores tipo placa.

Os sistemas de circulação de óleo lubrificante por centrifugação nos mancais guia e escora foram substituídos por sistema de bombeamento.

Dados do gerador: UG06 da UHE Furnas

Tensão de saída: 15 (kV)

Potencia Nominal: 160 (MVA)

Freqüência: 60 (Hz)

Rotação: 150 (rpm)

## 1.0 Determinação das Perdas do Gerador Antes da Modernização

### 1.1 Sistema de Resfriamento Principal do Gerador

O Cálculo das perdas no sistema de resfriamento principal foram efetuados utilizando os circuitos de ar refrigerante e o circuito secundário de água bruta.

#### A) Medição da Vazão de Ar dos Radiadores

A área de um radiador foi dividida em 16 partes e a velocidade do ar foi medida com o auxílio de um anemômetro. As leituras das velocidades do ar são apresentadas na Tab. A.1

Tab. A.1 – Leitura das velocidades do ar no radiador (m/s)

4,1	4,0	3,9	4,1
4,2	3,9	3,9	3,8
3,9	4,1	4,0	4,2
3,9	4,0	4,3	4,0

Para:

$$V_{med} = 4,01 \text{ (m/s)}$$

$$A = 3,098 \text{ (m}^2\text{)}$$

Numero de radiadores: 8

Utilizando a Eq.2.6, proposta pela ABNT-NBR-5052 (1984), tem-se:

$$Q = 99,45 \text{ (m}^3\text{/s)}$$

#### B) Medição de temperatura do ar

As leituras da temperatura do ar foram realizadas com o auxílio de um thermoanemetro. Os resultados são apresentados conforme Tab. A.2.

Tab. A.2 – Medição de temperatura de ar dos radiadores

	T <sub>1</sub> (°C)	T <sub>2</sub> (°C)	T <sub>3</sub> (°C)	T <sub>4</sub> (°C)	T <sub>m</sub> (°C)
Temperatura entrada de ar	53,2	53,5	53,6	53,8	53,52
Temperatura saída de ar	34,9	35,1	35,0	35,3	35,08

C) Cálculo das perdas no gerador pelo circuito de ar

Utilizando a equação:

$$Pg = Q \cdot \rho \cdot cp \cdot \Delta T \quad (5.3)$$

$\rho = 1,0074$  (kJ/kg.°C), para ar a 50 (°C), conforme Braga (2004), Apêndice - Tab.3

$cp = 1,0924$  (kg/m<sup>3</sup>), para ar a 50 (°C), conforme Braga (2004), Apêndice - Tab.3

$Q = 99,45$  (m<sup>3</sup>/s)

$\Delta T = 18,44$  (°C)

$Pg = 2018,13$  (kW)

D) Medição da vazão de água de resfriamento do gerador

Os resultados das leituras são apresentados na Tab. A.3.

Tab. A.3 – Medição de vazão da água de resfriamento do gerador.

	Q <sub>1</sub> (m <sup>3</sup> /h)	Q <sub>2</sub> (m <sup>3</sup> /h)	Q <sub>3</sub> (m <sup>3</sup> /h)	Q <sub>4</sub> (m <sup>3</sup> /h)	Q <sub>m</sub> (m <sup>3</sup> /h)
Vazão da água de resfriamento	371,0	368,5	373,4	374,9	371,95

E) Medição de temperatura da água de resfriamento do gerador

A temperatura foi efetuada utilizando uma câmera termográfica.

Os resultados das leituras de temperatura são apresentados na Tab. A.4.

Tab. A.4 – Medição de temperatura da água de resfriamento do gerador

	T <sub>1</sub> (°C)	T <sub>2</sub> (°C)	T <sub>3</sub> (°C)	T <sub>4</sub> (°C)	T <sub>m</sub> (°C)
Temperatura entrada da água	25,1	24,8	24,8	25,0	24,92
Temperatura saída da água	29,7	29,6	29,8	29,9	29,75

#### F) Cálculo das Perdas do Gerador pelo circuito de água de resfriamento

Utilizando a equação:

$$Pg = Q \cdot \rho \cdot cp \cdot \Delta T \quad (5.3)$$

$\rho = 995,7$  (kg/m<sup>3</sup>), para água a 30 (°C), conforme Braga (2004), Apêndice - Tab.5

$cp = 4,180$  (kJ/kg.°C), para água a 30 (°C), conforme Braga (2004), Apêndice - Tab.5

$Q = 1,03 \times 10^{-1}$  (m<sup>3</sup>/s)

$\Delta T = 4,83$  (°C)

$Pg = 2070,66$  (kW)

## 1.2 Determinação das Perdas no Mancal Conjugado

A) Medição de vazão da água de resfriamento.

As leituras de vazão nos trocadores de calor são apresentas conforme a Tab. A.5

Tab. A.5 – Medição de vazão da água de resfriamento do mancal conjugado

	Q <sub>1</sub> (m <sup>3</sup> /h)	Q <sub>2</sub> (m <sup>3</sup> /h)	Q <sub>2</sub> (m <sup>3</sup> /h)	Q <sub>4</sub> (m <sup>3</sup> /h)	Q <sub>m</sub> (m <sup>3</sup> /h)
Trocador 1	63,9	64,5	65,6	64,4	64,60
Trocador 2	64,2	65,0	65,3	64,7	64,80
Trocador 3	65,2	64,8	64,5	65,6	65,01
Trocador 4	63,8	64,4	64,3	63,2	63,92

### B) Medição da temperatura da água de resfriamento do mancal conjugado

As leituras de temperatura foram efetuadas utilizando a câmara termográfica NEC TH9100. Os resultados das leituras são apresentados na Tab. A.6

Tab. A.6 – Medição de temperatura da água de resfriamento do mancal conjugado

		T <sub>1</sub> (°C)	T <sub>2</sub> (°C)	T <sub>3</sub> (°C)	T <sub>4</sub> (°C)	T <sub>m</sub> (°C)
Trocador 1	Temperatura entrada da água	24,8	25,0	25,1	24,9	24,95
	Temperatura saída da água	27,1	27,3	27,0	27,3	27,18
Trocador 2	Temperatura entrada da água	24,7	24,9	24,9	25,2	24,92
	Temperatura saída da água	26,9	27,2	27,0	27,1	27,05
Trocador 3	Temperatura entrada da água	24,9	25,0	25,1	24,8	24,95
	Temperatura saída da água	27,1	27,1	26,9	26,8	26,97
Trocador 4	Temperatura entrada da água	25,0	24,8	24,8	24,9	24,87
	Temperatura saída da água	27,2	27,4	27,3	27,1	27,25

### C) Cálculo das perdas no mancal conjugado

Utilizando a equação:

$$P_{mc} = Q \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (5.21)$$

$\rho = 995,7$  (kg/m<sup>3</sup>), para água a 30 (°C), conforme Braga (2004), Apêndice - Tab.5

$c_p = 4,180$  (kJ/kg.°C), para água a 30 (°C), conforme Braga (2004), Apêndice - Tab.5

As Perdas são apresentadas na Tab. A.7

Tab. A.7 – Perdas no mancal conjugado

	$Q_m$ (m <sup>3</sup> /h)	$\Delta T$ (°C)	$P_{mc}$ (kW)
Trocador 1	64,60	2,23	166,51
Trocador 2	64,80	2,13	159,57
Trocador 3	65,01	2,02	151,83
Trocador 4	63,92	2,38	175,92
Perdas Totais no Mancal Conjugado			653,83

### 1.3 Determinação das Perdas no Mancal Guia

A) Medição de vazão da água de resfriamento.

As leituras de vazão nos trocadores de calor são apresentadas conforme a Tab. A.8

Tab. A.8 – Medição de vazão da água de resfriamento do mancal guia

	$Q_1$ (l/min)	$Q_2$ (l/min)	$Q_3$ (l/min)	$Q_4$ (l/min)	$Q_m$ (l/min)
Trocador 1	68,8	70,2	69,6	68,7	69,32
Trocador 2	70,1	69,5	69,4	68,9	69,47

B) Medição da temperatura da água de resfriamento do mancal guia

As leituras de temperatura foram efetuadas utilizando a câmara termográfica NEC TH9100. Os resultados das leituras são apresentados na Tab.A.9



A Fig.A.1 apresenta o termograma referente à leitura das temperaturas de entrada e saída de água de resfriamento do mancal guia.

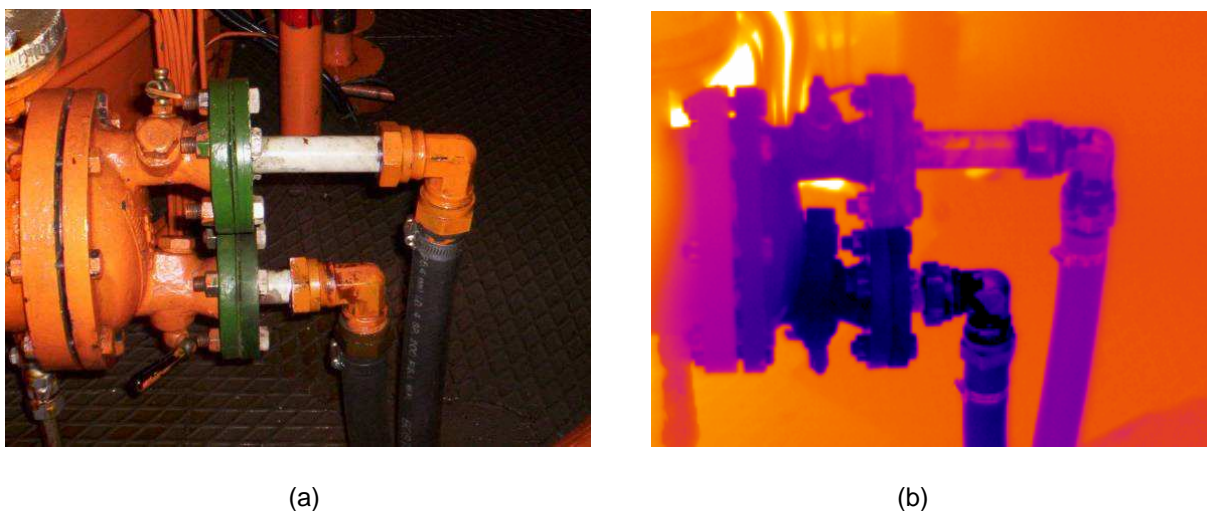


Fig. A.1 – Mancal guia (a). Termograma correspondente (b).

Tab. A.9 – Medição de temperatura da água de resfriamento do mancal guia

		T <sub>1</sub> (°C)	T <sub>2</sub> (°C)	T <sub>3</sub> (°C)	T <sub>4</sub> (°C)	T <sub>m</sub> (°C)
Trocador 1	Temperatura entrada da água	24,6	24,4	24,8	24,5	24,57
	Temperatura saída da água	27,5	27,6	27,4	27,7	27,55
Trocador 2	Temperatura entrada da água	24,8	25,0	25,1	24,5	24,85
	Temperatura saída da água	27,8	27,9	27,8	28,0	27,88

### C) Cálculo das perdas no mancal guia

Utilizando a equação:

$$P_{mc} = Q \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (5.21)$$

$\rho = 995,7$  (kg/m<sup>3</sup>), para água a 30 (°C), conforme Braga (2004), Apêndice - Tab.5

$c_p = 4,180$  (kJ/kg.°C), para água a 30 (°C), conforme Braga (2004), Apêndice - Tab.5

As Perdas são apresentadas na Tab. A.10

Tab. A.10 – Perdas no mancal guia

	$Q_m$ (l/min)	$\Delta T$ (°C)	$P_{mc}$ (kW)
Trocador 1	69,32	2,98	14,33
Trocador 2	69,47	3,03	14,60
Perdas Totais no Mancal Guia			28,93

## 1.4 Determinação das Perdas por Convecção nas Tampas Superior e Inferior

A) Cálculo do coeficiente de película da tampa superior

O coeficiente de película foi determinado conforme descrito no item 5.3.1

Geometria: placa horizontal com a superfície superior aquecida

$$D = 13,8 \text{ (m)}$$

$$A = 149,57 \text{ (m}^2\text{)}$$

$$L = 3,45 \text{ m – de acordo com Braga (2004) : } L = \text{Área/Perímetro}$$

$$T_s = 46,0 \text{ (°C)}$$

$$T_{amb} = 30,0 \text{ (°C)}$$

$$T_f = 38,0 \text{ (°C)}$$

Propriedades do ar a 40 (°C), Braga (2004) – Tab. 3, Apêndice:

$$Pr = 0,71$$

$$\nu = 16,96 \times 10^{-6} \text{ (m}^2\text{/s)}$$

$$k = 27,10 \times 10^{-3} \text{ (W/m.}^\circ\text{C)}$$

$$\beta = 3,21 \times 10^{-3} \text{ (K}^{-1}\text{)}$$

Utilizando a equação:

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot L^3 \cdot (T_s - T_{amb})}{\nu^2} \quad (5.19)$$

$$Gr = 7,193 \times 10^{10}$$

Na equação:

$$Nu = 0,54 \cdot (Gr \cdot Pr)^{\frac{1}{4}} \quad (5.16)$$

$$Nu = 0,54 \cdot (Gr \cdot Pr)^{\frac{1}{4}}$$

$$Nu = 2,67 \times 10^2$$

Na equação:

$$h = \frac{k \cdot Nu}{L} \quad (5.9)$$

$$h = 2,02 \text{ (W/m}^2\text{.K)}$$

B) Cálculo do coeficiente de película da tampa inferior

Geometria: placa horizontal com a superfície inferior aquecida

$L = 1,50 \text{ (m)}$  – de acordo com Braga (2004) :  $L = \text{Área/Perímetro}$

$$T_s = 43,0 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$T_{amb} = 35,0 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

Utilizando as propriedades do ar a 40 (°C), e através da Eq. 5.19.

$$Gr = 2,91 \times 10^9$$

Na equação:

$$Nu = 0,58 \cdot (Gr \cdot Pr)^{\frac{1}{5}} \quad (5.18)$$

$$Nu = 42,33$$

Através da Eq. 5.9:

$$h = 0,76 \text{ (W/m}^2\text{.K)}$$

### C) Cálculo das Perdas na Tampa Superior

A leitura de temperatura na tampa superior foi realizada utilizando uma câmera termográfica conforme mostra a Fig. A.2. Conforme descrito no item 5.3.2, juntamente com as leituras de temperaturas, foi utilizada a função isoterma. Após isolada a região de interesse do restante do termograma foi possível determinar a área correspondente a cada intervalo de temperatura selecionado.

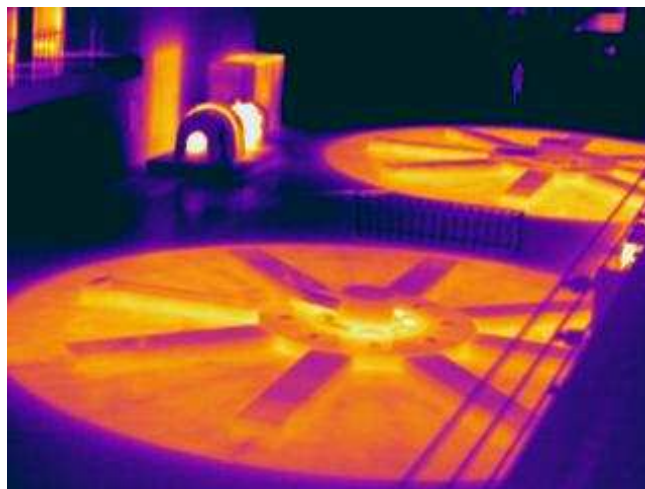


Fig. A.2 – Termograma da tampa superior do gerador

Para,

$$T_{amb} = 29,2 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$h = 2,02 \text{ (W/m}^2\cdot\text{K)}$ , a Tab. A.11 apresenta os resultados das perdas.

Tab. A.11 – Medições de perdas na tampa superior do gerador

Região	$\Delta T \text{ (}^\circ\text{C)}$	$A_i \text{ (m}^2\text{)}$	$P_s \text{ (W)}$
1	7,30	11,28	166,33
2	8,85	34,37	614,43
3	10,75	36,04	782,61
4	13,10	45,73	1210,10
5	15,80	32,18	1027,06
Perdas Totais na Tampa Superior			3800,53

#### D) Cálculo das Perdas na Tampa Inferior

Para,

$$T_{amb} = 35,1 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$h = 0,76 \text{ (W/m}^2\cdot\text{K)}$ , as perdas na tampa inferior são apresentas na Tab. A.12

Tab. A.12 – Medições de perdas na tampa inferior do gerador

Região	$\Delta T \text{ (}^\circ\text{C)}$	$A_i \text{ (m}^2\text{)}$	$P_s \text{ (W)}$
1	7,2	9,90	54,17
2	9,4	8,10	57,86
3	11,8	5,85	52,46
Perdas Totais na Tampa Inferior			164,49

## 1.5 Determinação das Perdas no Eixo

A) Cálculo dos coeficientes convectivos de transferência de calor pelo eixo e flange de acoplamento

$$T_s = 45,5 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$T_{amb} = 35,1 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

Na Tab. 3, Braga (2004)

$$Pr = 0,71$$

$$\nu = 16,96 \times 10^{-6} \text{ (m}^2\text{/s)}$$

$$k = 27,10 \times 10^{-3} \text{ (W/m}\cdot^\circ\text{C)}$$

$$\beta = 3,51 \times 10^{-3} \text{ (K}^{-1}\text{)}$$

Calculo do Número de Reynolds conforme equação:

$$Re = \frac{\omega \cdot D^2}{2 \cdot \nu} \quad (5.27)$$

E o Número de Grashof conforme equação:

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot L^3 \cdot (T_s - T_{amb})}{\nu^2} \quad (5.19)$$

Para o eixo

$$\omega = 15,75 \text{ (rad/s)}$$

$$D = 1,15 \text{ (m)}$$

$L = 0,50 \text{ (m)}$ , acima do flange de acoplamento

$L = 1,50 \text{ (m)}$ , abaixo do flange de acoplamento

$$Re = 6,12 \times 10^5$$

$$Gr = 1,17 \times 10^9$$

Pela equação:

$$Gr / Re^2 < 0,1 \quad (5.22)$$

verifica-se que pode-se considerar somente os efeitos da convecção forçada no eixo.

Para o flange de acoplamento

$$D = 1,88 \text{ (m)}$$

$$L = 0,50 \text{ (m)}$$

$$Re = 1,64 \times 10^6$$

Com base no Número de Reynolds, conforme item 5.5, e critério de validade da Tab. 5.2, foi selecionada a correlação proposta por Becker (1963):

$$Nu = 0,133 \cdot Re^{2/3} \cdot Pr^{1/3} \quad (5.28)$$

Para o eixo :

$$Nu = 855,34$$

$$h = 46,35 \text{ (W/m}^2\text{.K)},$$

Para o flange:

$$Nu = 1650,10$$

$$h = 89,40 \text{ (W/m}^2\text{.K)},$$

.

A superfície plana do flange, conforme item 5.5, foi modelada como um disco em rotação. Com base no Número de Reynolds e no critério de validade da Tab.5.3, foi escolhida a correlação de Popiel (1975):

$$Nu = 0,0188 \cdot Re^{0,8} \quad (5.36)$$

Logo, para a superfície inferior do flange:

$$Nu = 1762,11$$

$$h = 101,6 \text{ (W/m}^2\text{.K)}$$

## B) Cálculo das Perdas no Eixo do Gerador

A leitura de temperatura do eixo que acopla o gerador a turbina foi efetuada por meio da termografia infravermelha. Para facilitar os cálculos dos coeficientes convectivos, o eixo foi dividido em cinco regiões isotérmicas.

Os resultados são apresentados na Tab. A.13.

Tab. A.13 – Perdas no eixo do gerador

Região	A (m <sup>2</sup> )	h (W/m <sup>2</sup> .°C)	$\Delta T$ (°C)	Pe (W)
Eixo – parte superior	1,39	46,35	10,4	670,03
Flange	2,95	89,40	7,1	1872,48
Flange superfícies planas	1,73	101,60	7,1	1247,95
Eixo – parte inferior	1,35	46,35	5,7	356,66
Perdas Totais no Eixo				4147,12

## 2.0 Determinação das Perdas do Gerador Após a Modernização

### 2.1 Sistema de Resfriamento Principal do Gerador

O Cálculo das perdas no sistema de resfriamento principal foi efetuado utilizando o circuito secundário de água bruta.



### A) Medição da vazão de água de resfriamento do gerador

Os resultados das leituras são apresentados na tabela A.14.

Tab. A.14 – Medição de vazão da água de resfriamento do gerador.

	Q <sub>1</sub> (m <sup>3</sup> /h)	Q <sub>2</sub> (m <sup>3</sup> /h)	Q <sub>3</sub> (m <sup>3</sup> /h)	Q <sub>4</sub> (m <sup>3</sup> /h)	Q <sub>m</sub> (m <sup>3</sup> /h)
Vazão da água de resfriamento	373,3	375,4	376,2	374,5	374,85

### B) Medição de temperatura da água de resfriamento do gerador

A temperatura foi efetuada utilizando uma câmera termográfica.

Os resultados das leituras de temperatura são apresentados na Tab. A.15.

Tab. A.15 – Medição de temperatura da água de resfriamento do gerador

	T <sub>1</sub> (°C)	T <sub>2</sub> (°C)	T <sub>3</sub> (°C)	T <sub>4</sub> (°C)	T <sub>m</sub> (°C)
Temperatura entrada da água	22,2	22,6	22,5	22,4	22,42
Temperatura saída da água	25,5	26,4	26,3	26,6	26,45

### C) Cálculo das Perdas do Gerador pelo circuito de água de resfriamento

Utilizando a equação:

$$P_g = Q \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (5.3)$$

$\rho = 995,7$  (kg/m<sup>3</sup>), para água a 30 (°C), conforme Braga (2004), Apêndice - Tab.5

$c_p = 4,180$  (kJ/kg.°C), para água a 30 (°C), conforme Braga (2004), Apêndice - Tab.5

$Q = 1,0413 \times 10^{-1}$  (m<sup>3</sup>/s)

$\Delta T = 4,03$  (°C)

$P_g = 1746,47$  (kW)

## 2.2 Determinação das Perdas no Mancal Conjugado

As perdas no mancal conjugado foram determinadas pelo circuito primário de óleo lubrificante e circuito secundário de água de resfriamento.

A) Medição de vazão da água de resfriamento.

As leituras de vazão são apresentas conforme a Tab. A.16

Tab. A.16 – Medição de vazão da água de resfriamento do mancal conjugado

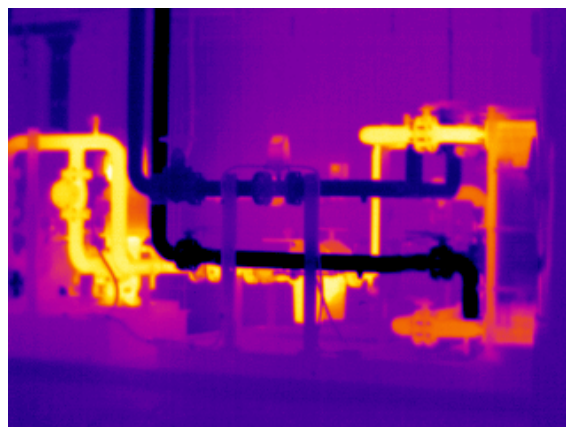
	$Q_1$ (m <sup>3</sup> /h)	$Q_2$ (m <sup>3</sup> /h)	$Q_2$ (m <sup>3</sup> /h)	$Q_4$ (m <sup>3</sup> /h)	$Q_m$ (m <sup>3</sup> /h)
Vazão da água de resfriamento do mancal conjugado	91,2	90,6	91,8	92,7	91,58

B) Medição da temperatura da água de resfriamento do mancal conjugado

As leituras de temperatura foram efetuadas utilizando a câmera termográfica NEC TH9100. Na Fig. A.3 é apresentado um termograma do trocador de calor tipo placa, onde mostra circuitos de entrada e saída de óleo e de água de resfriamento do mancal conjugado.



(a)



(b)

Fig. A.3 – Trocador de Calor do Mancal Conjugado (a). Termograma correspondente (b).

Os resultados das leituras de temperatura são apresentados na Tab.A.17

Tab. A.17 – Medição de temperatura da água de resfriamento do mancal conjugado

	T <sub>1</sub> (°C)	T <sub>2</sub> (°C)	T <sub>3</sub> (°C)	T <sub>4</sub> (°C)	T <sub>m</sub> (°C)
Temperatura entrada da água	22,2	22,4	22,1	22,3	22,25
Temperatura saída da água	27,0	26,8	27,1	26,7	26,90

C) Cálculo das perdas no mancal conjugado pelo circuito de água de resfriamento

Utilizando a equação:

$$P_{mc} = Q \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (5.21)$$

$\rho = 995,7$  (kg/m<sup>3</sup>), para água a 30 (°C), conforme Braga (2004), Apêndice - Tab.5

$c_p = 4,180$  (kJ/kg.°C), para água a 30 (°C), conforme Braga (2004), Apêndice - Tab.5

$Q = 2,544 \times 10^{-2}$  (m<sup>3</sup>/s)

$\Delta T = 4,65$  (°C)

$P_{mc} = 492,32$  (kW)

D) Medição de vazão de óleo lubrificante.

As leituras de vazão são apresentas conforme a Tab. A.18

Tab. A.18 – Medição de vazão de óleo lubrificante do mancal conjugado

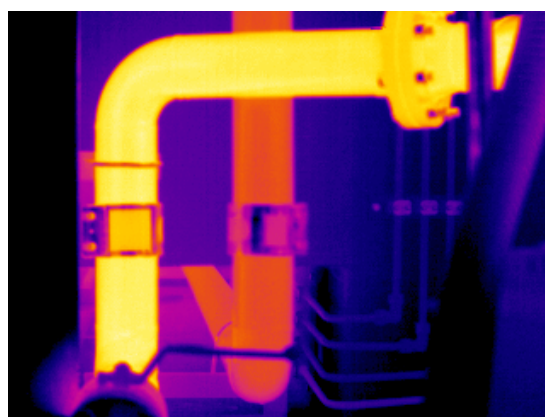
	Q <sub>1</sub> (m <sup>3</sup> /h)	Q <sub>2</sub> (m <sup>3</sup> /h)	Q <sub>3</sub> (m <sup>3</sup> /h)	Q <sub>4</sub> (m <sup>3</sup> /h)	Q <sub>m</sub> (m <sup>3</sup> /h)
Vazão de óleo lubrificante do mancal conjugado	79,8	78,5	80,3	79,5	79,52

### E) Medição da temperatura da água de resfriamento do mancal conjugado

As leituras de temperatura foram efetuadas utilizando a câmera termográfica NEC TH9100. Na Fig. A.4 é apresentado um termograma que, por sua vez, mostra o circuito de entrada e saída de óleo do trocador de calor do mancal conjugado.



(a)



(b)

Fig. A.4 – Entrada e saída de óleo do trocador de calor do mancal conjugado (a). Termograma correspondente (b).

Os resultados das leituras de temperatura são apresentados na Tab. A.19

Tab. A.19 – Medição de temperatura de óleo do mancal conjugado

	$T_1$ (°C)	$T_2$ (°C)	$T_3$ (°C)	$T_4$ (°C)	$T_m$ (°C)
Temperatura entrada do óleo	53,3	53,5	52,9	52,8	53,12
Temperatura saída do óleo	39,2	38,8	39,0,8	38,9,5	38,97

### F) Cálculo das perdas no mancal conjugado pelo circuito de óleo lubrificante

Para as características do óleo lubrificante, conforme Braga (2004), Apêndice - Tab.4

$$\rho = 861,7 \text{ (kg/m}^3\text{)}, \text{ para } \text{óleo a } 50 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$c_p = 1,9368 \text{ (kJ/kg.}^\circ\text{C)}, \text{ para } \text{água a } 50 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$Q = 2,209 \times 10^{-2} \text{ (m}^3\text{/s)}$$

$$\Delta T = 14,15 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$P_{mc} = 521,67 \text{ (kW)}$$

### 2.3 Determinação das Perdas no Mancal Guia

As perdas no mancal guia também foram determinadas pelo circuito primário de óleo lubrificante e circuito secundário de água de resfriamento.

A) Medição de vazão da água de resfriamento.

As leituras de vazão são apresentadas conforme a Tab. A.20

Tab. A.20 – Medição de vazão da água de resfriamento do mancal guia

	Q <sub>1</sub> (l/min)	Q <sub>2</sub> (l/min)	Q <sub>2</sub> (l/min)	Q <sub>4</sub> (l/min)	Q <sub>m</sub> (l/min)
Vazão da água de resfriamento do mancal guia	78,3	79,3	78,5	77,9	78,50

B) Medição da temperatura da água de resfriamento do mancal guia

As leituras de temperatura foram efetuadas utilizando a câmera termográfica NEC TH9100. Na Fig. A.5 é apresentado um termograma do trocador de calor tipo placa, onde mostra circuitos de entrada e saída de óleo e de água de resfriamento do mancal guia.

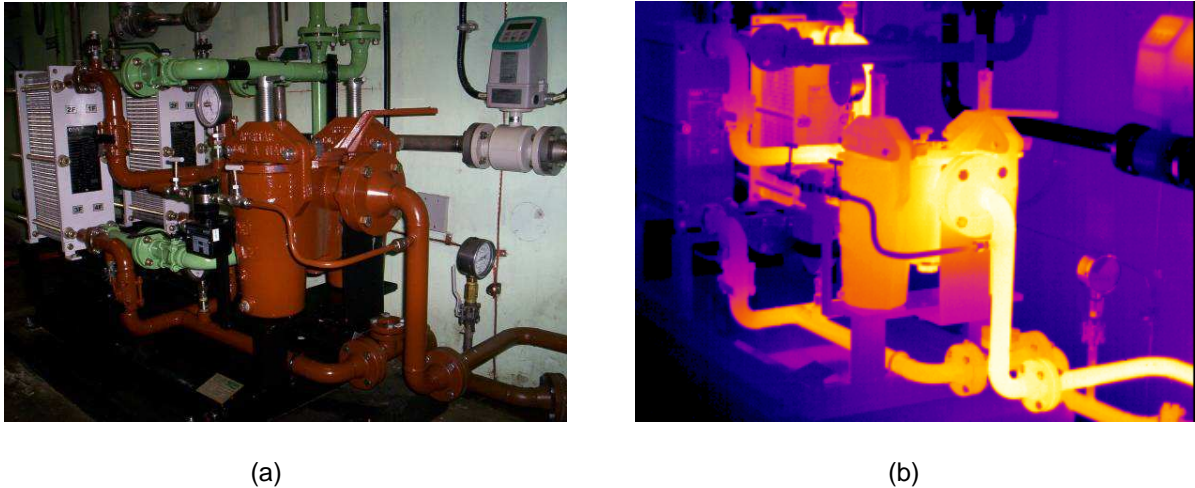


Fig. A.5 – (a) Trocador de Calor do Mancal Guia (b) Termograma correspondente.

Os resultados das leituras de temperatura são apresentados na Tab.A.21.

Tab. A.21 – Medição de temperatura da água de resfriamento do mancal guia

	T <sub>1</sub> (°C)	T <sub>2</sub> (°C)	T <sub>3</sub> (°C)	T <sub>4</sub> (°C)	T <sub>m</sub> (°C)
Temperatura entrada da água	22,8	22,4	22,5	22,6	22,57
Temperatura saída da água	26,7	26,3	26,4	26,3	26,43

### C) Cálculo das perdas no mancal guia pelo circuito de água de resfriamento

Utilizando a equação:

$$P_{mg} = Q \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (5.21)$$

$\rho = 995,7 \text{ (kg/m}^3\text{)}$ , para água a 30 (°C), conforme Braga (2004), Apêndice - Tab.5

$c_p = 4,180 \text{ (kJ/kg.}^\circ\text{C)}$ , para água a 30 (°C), conforme Braga (2004), Apêndice - Tab.5

$Q = 1,308 \times 10^{-3} \text{ (m}^3\text{/s)}$

$\Delta T = 3,86 \text{ (}^\circ\text{C)}$

$P_{mg} = 21,01 \text{ (kW)}$

## D) Medição de vazão do óleo lubrificante

As leituras de vazão são apresentadas conforme a Tab. A.22

Tab. A.22 – Medição de vazão de óleo lubrificante do mancal guia

	Q <sub>1</sub> (l/min)	Q <sub>2</sub> (l/min)	Q <sub>3</sub> (l/min)	Q <sub>4</sub> (l/min)	Q <sub>m</sub> (l/min)
Vazão de óleo lubrificante do mancal guia	94,8	95,4	96,5	95,2	95,50

## E) Medição da temperatura do óleo lubrificante do mancal guia

Os resultados das leituras de temperatura são apresentados na Tab. A.23

Tab. A.23 – Medição de temperatura de óleo do mancal guia

	T <sub>1</sub> (°C)	T <sub>2</sub> (°C)	T <sub>3</sub> (°C)	T <sub>4</sub> (°C)	T <sub>m</sub> (°C)
Temperatura entrada do óleo	47,1	47,8	47,2	46,9	47,25
Temperatura saída do óleo	38,4	39,2	38,8	39,3	38,92

## F) Cálculo das perdas no mancal guia pelo circuito de óleo lubrificante

Para as características do óleo lubrificante, conforme Braga (2004), Apêndice - Tab.4

$$\rho = 861,7 \text{ (kg/m}^3\text{)}, \text{ para óleo a } 50 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$c_p = 1,9368 \text{ (kJ/kg}\cdot^\circ\text{C)}, \text{ para água a } 50 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$Q = 1,591 \times 10^{-3} \text{ (m}^3\text{/s)}$$

$$\Delta T = 8,33 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$P_{mg} = 22,12 \text{ (kW)}$$

## 2.4 Determinação das Perdas por Convecção nas Tampas Superior e Inferior

A) Cálculo das perdas por convecção na tampa superior

Foi utilizado neste item o mesmo procedimento descrito no item 1.4.A.

Para,

$$T_{amb} = 27,4 \text{ (}^{\circ}\text{C)}$$

$h = 2,02 \text{ (W/m}^2\cdot\text{K)}$ , a Tab. A.24 apresenta os resultados das perdas.

Tab. A.24 – Medições de perdas na tampa superior do gerador

Região	$\Delta T \text{ (}^{\circ}\text{C)}$	$A_i \text{ (m}^2\text{)}$	$P_s \text{ (W)}$
1	7,20	15,34	223,11
2	8,80	25,42	451,87
3	10,10	44,87	915,44
4	11,60	41,88	981,33
5	14,40	22,05	641,39
Perdas Totais na Tampa Superior			3213,14

B) Cálculo das Perdas na Tampa Inferior

Para,

$$T_{amb} = 34,3 \text{ (}^{\circ}\text{C)}$$

$h = 0,76 \text{ (W/m}^2\cdot\text{K)}$ , calculado no item 1.4, as perdas na tampa inferior são apresentadas na

Tab. A.25



Tab. A.25 – Medições de perdas na tampa inferior do gerador

Região	$\Delta T$ (°C)	$A_i$ (m <sup>2</sup> )	$P_s$ (W)
1	5,8	8,82	38,87
2	8,4	10,38	66,27
3	10,5	4,64	37,02
Perdas Totais na Tampa Inferior			142,16

## 2.5 Determinação das Perdas no Eixo do Gerador

Foi utilizado o mesmo procedimento descrito no item 1.5

Os resultados são apresentados na Tab. A.26.

Tab.A.26 – Perdas no eixo do gerador

Região	$A$ (m <sup>2</sup> )	$h$ (W/m <sup>2</sup> .°C)	$\Delta T$ (°C)	$P_e$ (W)
Eixo – parte superior	1,39	46,35	8,9	573,39
Flange	2,95	89,40	6,3	1661,50
Flange superfícies planas	1,73	101,60	6,3	1107,34
Eixo – parte inferior	1,35	46,35	5,2	325,37
Perdas Totais no Eixo				3667,6

### 3.0 Comparação dos Resultados

A Tab. A.27 apresenta os resultados das perdas na Ug06 antes da modernização

.Tab.A.27 – Resultado das Perdas antes da modernização

	Perdas (kW)
Circuito de ar do sistema de resfriamento principal	2018,13
Circuito de água do sistema de resfriamento principal	2070,66
Mancal Conjugado utilizando o circuito de água de resfriamento	653,66
Mancal Guia utilizando o circuito de água de resfriamento	28,93
Perdas por convecção nas tampas superior e inferior	3,96
Perdas no eixo de acoplamento do gerador à turbina	4,15

A Tab.A.28 apresenta os resultados das perdas após a modernização da unidade geradora.

Tab.A.28 – Resultado das Perdas após a modernização

	Perdas (kW)
Circuito de água do sistema de resfriamento principal	1746,47
Mancal Conjugado utilizando o circuito de água de resfriamento	492,32
Mancal Conjugado utilizando o circuito de óleo lubrificante	521,67
Mancal Guia utilizando o circuito de água de resfriamento	21,01
Mancal Guia utilizando o circuito de óleo lubrificante	22,12
Perdas por convecção nas tampas superior e inferior	3,35
Perdas no eixo de acoplamento do gerador à turbina	3,67

A Tab A.29 apresenta os valores encontrados para o rendimento da unidade geradora UG06 da UHE Furnas. Para todas as condições de ensaio a máquina se encontrava em operação com a potência elétrica de saída igual a 150 MW.

Tab. A.29 – Comparação dos resultados

	Condições de Ensaio	Rendimento (%)
Antes da Modernização	Rendimento determinado utilizando o circuito de ar do sistema de resfriamento principal e circuito de água do sistema de resfriamento dos mancais	98,23
	Rendimento determinado utilizando o circuito de água do sistema de resfriamento principal e circuito de água de resfriamentos dos mancais	98,19
Após a Modernização	Rendimento determinado utilizando o circuito de água do sistema de resfriamento principal e circuito de água do sistema de resfriamento dos mancais	98,51
	Rendimento determinado utilizando o circuito de água do sistema de resfriamento principal e circuito de óleo lubrificante dos mancais	98,49