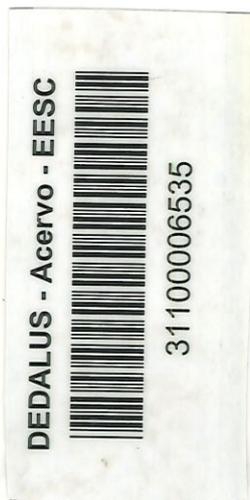


UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS
DEPARTAMENTO DE HIDRÁULICA E SANEAMENTO

**DESENVOLVIMENTO DE METODOLOGIA PARA
DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE DE
TRANSFERÊNCIA TÉRMICA NA
INTERFACE ÁGUA-AR**

ENG. ALEXANDRE SILVEIRA

ORIENTADOR: PROF. MARCIUS F. GIORGETTI



Dissertação apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos, da Universidade de São Paulo, para obtenção do título de Mestre em Hidráulica e Saneamento.

São Carlos
1999

| | |
|--------|-----------|
| Class. | TESE-EEX, |
| Cott. | 5657 |
| Tombo | 188/99 |

31100006535

SYS 1060122

Ficha catalográfica preparada pela Seção de Tratamento
da Informação do Serviço de Biblioteca – EESC/USP

S587d Silveira, Alexandre
Desenvolvimento de metodologia para determinação do
coeficiente de transferência térmica na interface
água-ar / Alexandre Silveira. -- São Carlos, 1999.

Dissertação (Mestrado) -- Escola de Engenharia de
São Carlos-Universidade de São Paulo, 1999.
Área: Hidráulica e Saneamento.
Orientador: Prof. Dr. Marcius F. Giorgetti.

1. Coeficiente de transferência térmica.
2. Interface água-ar. 3. Turbulência. I. Título.

FOLHA DE APROVAÇÃO

Candidato: Engenheiro **ALEXANDRE SILVEIRA**

Dissertação defendida e aprovada em 07-05-1999
pela Comissão Julgadora:



Prof. Titular **MARCIUS FANTOZZI GIORGETTI (Orientador)**
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)



Prof. Titular **GERALDO LOMBARDI**
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)



Prof. Doutor **ANTENOR RODRIGUES BARBOSA JUNIOR**
(Universidade Federal de Ouro Preto - UFOP)



Prof. Associado **EDUARDO CLETO PIRES**
Coordenador da Área de Hidráulica e Saneamento



JOSÉ CARLOS A. CINTRA
Presidente da Comissão de Pós-Graduação da EESC

DEDICATÓRIA

À minha esposa,
Andréa.
À minha filha,
Bárbara.
Aos meus pais.

AGRADECIMENTOS

Ao professor Marcius Fantozzi Giorgetti, pela segura orientação da pesquisa, pela amizade e ajuda na construção do conhecimento.

Ao CNPq pela auxílio financeiro na forma de bolsa de mestrado.

Ao professor Woodrow N. L. Roma, pelo nível de detalhamento exposto sobre os assuntos questionados.

Aos técnicos do Laboratório de Fenômenos de Transportes nas pessoas de Wagner Lamon e Roberto Bérghamo.

Ao engenheiro Paulo Eduardo Silveira pelo auxílio na montagem do sistema de aquisição de dados.

À colega Maria Virgínia pelo convívio e pela constante troca de idéias.

Ao professor Roberto Cleto Pires pelas sugestões sempre bem vindas.

Aos engenheiros e colegas Fábio Martins Campos e Elói Eduardo Nepomuceno pela amizade construída e mantida.

Aos irmãos e amigos Athayde Silveira Neto e Rafael Silveira.

ABSTRACT

The overall heat transfer coefficient at the air water interface is investigate using a laboratory rig. The tests consist in the cooling of mass of water under agitation by a propeller type stirrer. In the first part of the research the overall heat transfer coefficient was determined by the classical method based on the collection of data at the transient cooling of the water. In the second part, a methodolgy was developed for the same determination based on data collected at thermal steady state conditions.

The methodology for the determination of the overall heat transfer coefficient was developed as a test of future aplications for the study of gas transfer at the water surface.

RESUMO

Nesta pesquisa é investigado o coeficiente global de transferência de calor, na interface água-ar, de um experimento realizado em laboratório. O ensaio consiste no resfriamento de uma massa líquida pré aquecida contida em um tanque, sob condições de turbulência imposta por um agitador mecânico. A primeira parte da pesquisa dedica-se à determinação do coeficiente global de transferência térmica na interface, de maneira clássica, ou seja, pela análise do resfriamento transiente da massa de água. A segunda parte da pesquisa consiste em desenvolver uma metodologia alternativa para a determinação do coeficiente de transferência utilizando-se valores medidos em condições de regime permanente.

A metodologia proposta para a determinação do coeficiente global de transferência de calor k , foi desenvolvida visando aplicação futura na transferência de gases através da interface água-ar, em problemas de interesse ambiental.

SUMÁRIO

| | |
|--|----|
| 1. INTRODUÇÃO | 1 |
| 2. OBJETIVOS | 5 |
| 3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA | 8 |
| 3.1. Instrumentos | 8 |
| 3.2. Transferência de calor | 10 |
| 3.2.1. Condução | 12 |
| 3.2.2. Convecção | 12 |
| 3.2.2.1 Camadas limites da convecção | 14 |
| 3.2.2.2 Evaporação e resfriamento evaporativo | 16 |
| 3.2.3. Radiação | 17 |
| 3.3. Processos de transporte na interface gás-líquido | 18 |
| 3.3.1. A teoria dos dois filmes de Lewis e Whitman | 20 |
| 4. MATERIAIS E MÉTODOS | 27 |
| 4.1. Materiais | 27 |
| 4.2. Configuração do experimento | 28 |
| 4.3. Metodologia dos ensaios | 29 |
| 5. INSTRUMENTAÇÃO | 33 |
| 5.1. Temperatura | 34 |
| 5.1.1. Calibração | 35 |
| 5.1.2. Precisão do instrumento | 37 |
| 5.2. Controle do nível de água | 38 |
| 5.3. Potência elétrica. | 38 |
| 5.4. Umidade Relativa do Ar | 39 |
| 5.5. Velocidade de rotação | 40 |
| 6. MODELO MATEMÁTICO | 42 |
| 6.1. Resfriamento natural - sem fonte ou sumidouro adicionais de calor | 42 |
| 6.1.1. Identificação e formulação do problema | 43 |
| 6.1.2. Análise | 50 |

| | |
|---|-----|
| 6.1.3. Solução | 55 |
| 6.2. Resfriamento com fonte de calor | 56 |
| 7. RESULTADOS E DISCUSSÕES | 58 |
| 7.1. Determinação do coeficiente "k" (h^{-1}) pelo regime transiente | 58 |
| 7.2. Determinação do coeficiente "k" (h^{-1}) pelo regime permanente | 65 |
| 7.3. Comparação entre os valores obtidos pelo método clássico e pelo método do regime permanente | 71 |
| 8. CONCLUSÕES E SUGESTÕES | 74 |
| 9. BIBLIOGRAFIA | 76 |
| APÊNDICE I | 80 |
| Curvas de calibrações dos sensores térmicos | 80 |
| APÊNDICE II | 84 |
| Precisão dos sensores térmicos | 84 |
| APÊNDICE III | 90 |
| Evaporação | 90 |
| APÊNDICE IV | 92 |
| Condução através da parede do tanque | 92 |
| Resfriamento sem fonte de calor | 92 |
| APÊNDICE V | 95 |
| Condução através da parede do tanque | 95 |
| Resfriamento com fonte de calor | 95 |
| APÊNDICE VI | 102 |
| Metodologia clássica para determinação do coeficiente de transferência térmica Calibração do modelo | 102 |

LISTA DE FIGURAS

| | |
|--|----|
| Figura 1 - Resfriamento da água com e sem fonte de calor | 6 |
| Figura 2 - Elementos funcionais de um instrumento | 9 |
| Figura 3 - Desenvolvimento da camada limite térmica sobre uma superfície | 14 |
| Figura 4 - Modelo para interface gás líquido segundo a teoria dos dois filmes | 21 |
| Figura 5 - Perfis lineares de concentração e pressão parcial do gás | 22 |
| Figura 6 - Respostas típicas para reoxigenação para água limpa e residuária | 25 |
| Figura 7 - Isolamento do tanque | 29 |
| Figura 8 - Tanque em operação | 30 |
| Figura 9 - Sensores no tanque | 32 |
| Figura 10 - Circuito eletrônico usado para medir temperatura | 34 |
| Figura 11 - Sensor no bulbo do termômetro imerso na proveta com querosene | 36 |
| Figura 12 - Garrafa térmica com a proveta acoplada | 36 |
| Figura 13 - Esquema do psicrômetro | 39 |
| Figura 14 - Vista lateral e frontal do psicrômetro | 40 |
| Figura 15 - Medidor de velocidade de rotação | 40 |
| Figura 16 - Volume e superfície de controle | 43 |
| Figura 17 - Mecanismos de transferência de calor e energia | 44 |
| Figura 18 - Variação da temperatura com agitador; 251rpm | 47 |
| Figura 19 - Diferença de temperatura entre o lado de dentro e o lado de fora da parede do tanque; resfriamento sem fonte de calor, 50 rpm | 48 |
| Figura 20 - Diferença de temperatura entre o lado de dentro e o lado de fora da parede do tanque; resfriamento sem fonte de calor, 251 rpm | 48 |
| Figura 21 - Diferença de temperatura entre o lado de dentro e o lado de fora da parede do tanque; resfriamento com a potência 1, 200rpm | 49 |
| Figura 22 - Resfriamento natural; 50 rpm | 59 |
| Figura 23 - Resfriamento natural; 63 rpm | 59 |
| Figura 24 - Resfriamento natural; 80 rpm | 60 |
| Figura 25 - Resfriamento natural; 100 rpm | 60 |
| Figura 26 - Resfriamento natural; 126 rpm | 61 |
| Figura 27 - Resfriamento natural; 158 rpm | 61 |
| Figura 28 - Resfriamento natural; 200 rpm | 62 |
| Figura 29 - Resfriamento natural; 251 rpm | 62 |
| Figura 30 - Valores do coeficiente k (h^{-1}) em função da velocidade de rotação | 63 |

| | |
|---|----|
| Figura 31 - Resfriamento com fonte de calor; 50rpm | 66 |
| Figura 32 - Resfriamento com fonte de calor; 63rpm | 67 |
| Figura 33 - Resfriamento com fonte de calor; 80rpm | 67 |
| Figura 34 - Resfriamento com fonte de calor; 100rpm | 68 |
| Figura 35 - Resfriamento com fonte de calor; 126rpm | 68 |
| 36 - Resfriamento com fonte de calor; 158rpm | 69 |
| Figura 37 - Resfriamento com fonte de calor; 200rpm | 69 |
| Figura 38 - Resfriamento com fonte de calor; 251rpm | 70 |
| Figura 39 - Comparação entre os valores de k (h^{-1}) obtidos pelo método do regime permanente e transiente para 3 potências. | 71 |
| Figura 40 - Coeficiente de transferência térmica $k(h^{-1})$ em função da potência na resistência elétrica. | 72 |
| Figura 41 - Curva de calibração do sensor 1 | 81 |
| Figura 42 - Curva de calibração do sensor 2 | 81 |
| Figura 43 - Curva de calibração do sensor 3 | 82 |
| Figura 44 - Curva de calibração do sensor 4 | 82 |
| Figura 45 - Curva de calibração do sensor 5 | 83 |
| Figura 46 - Precisão do sensor 1 | 85 |
| Figura 47 - Precisão do sensor 2 | 86 |
| Figura 48 - Precisão do sensor 3 | 87 |
| Figura 49 - Precisão do sensor 4 | 88 |
| Figura 50 - Precisão do sensor 5 | 89 |
| Figura 51 - Condução através da parede do tanque; 50 rpm | 93 |
| Figura 52 - Condução através da parede do tanque; 63 rpm | 93 |
| Figura 53 - Condução através da parede do tanque; 80 rpm | 93 |
| Figura 54 - Condução através da parede do tanque; 100 rpm | 93 |
| Figura 55 - Condução através da parede do tanque; 126 rpm | 94 |
| Figura 56 - Condução através da parede do tanque; 158 rpm | 94 |
| Figura 57 - Condução através da parede do tanque; 200 rpm | 94 |
| Figura 58 - Condução através da parede do tanque; 251 rpm | 94 |
| Figura 59 - Condução através da parede do tanque; 50 rpm - 106W | 96 |
| Figura 60 - Condução através da parede do tanque; 63 rpm - 106W | 96 |
| Figura 61 - Condução através da parede do tanque; 80 rpm - 106W | 96 |
| Figura 62 - Condução através da parede do tanque; 100 rpm - 106W | 96 |
| Figura 63 - Condução através da parede do tanque; 126 rpm - 106W | 97 |

| | |
|---|-----|
| Figura 64 - Condução através da parede do tanque; 162 rpm - 106W | 97 |
| Figura 65 - Condução através da parede do tanque; 200 rpm - 106W | 97 |
| Figura 66 - Condução através da parede do tanque; 251rpm - 106W | 97 |
| Figura 67 - Condução através da parede do tanque; 50rpm - 240W | 98 |
| Figura 68 - Condução através da parede do tanque; 63rpm - 240W | 98 |
| Figura 69 - Condução através da parede do tanque; 80rpm - 240W | 98 |
| Figura 70 - Condução através da parede do tanque; 100rpm - 240W | 98 |
| Figura 71 - Condução através da parede do tanque; 126 rpm - 240W | 99 |
| Figura 72 - Condução através da parede do tanque; 158 rpm - 240W | 99 |
| Figura 73 - Condução através da parede do tanque; 200 rpm - 240W | 99 |
| Figura 74 - Condução através da parede do tanque; 251 rpm - 240W | 99 |
| Figura 75 - Condução através da parede do tanque; 50 rpm - 270W | 100 |
| Figura 76 - Condução através da parede do tanque; 63 rpm - 270W | 100 |
| Figura 77 - Condução através da parede do tanque; 80 rpm - 270W | 100 |
| Figura 78 - Condução através da parede do tanque; 100 rpm - 270W | 100 |
| Figura 79 - Condução através da parede do tanque; 126 rpm - 270W | 101 |
| Figura 80 - Condução através da parede do tanque; 158 rpm - 270W | 101 |
| Figura 81 - Condução através da parede do tanque; 200 rpm - 270W | 101 |
| Figura 82 - Condução através da parede do tanque; 251 rpm - 270W | 101 |
| Figura 83 – Valores de k obtidos por mínimos quadrados e valor absoluto | 104 |
| Figura 84 - Pontos linearizados - 50 rpm | 105 |
| Figura 85 – Pontos linearizados - 80 rpm | 105 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|--|----|
| Tabela 1 - Características dos ensaios _____ | 31 |
| Tabela 2 - Localização dos sensores _____ | 32 |
| Tabela 3 - Precisão dos sensores _____ | 38 |
| Tabela 4 - Valores utilizados na modelagem _____ | 44 |
| Tabela 5 - Notações utilizadas _____ | 45 |
| Tabela 6 - Potência introduzida pelo agitador _____ | 46 |
| Tabela 7 - Valores obtidos no ajuste de k e T_a _____ | 63 |
| Tabela 8 - Temperatura de equilíbrio da água ($^{\circ}\text{C}$) _____ | 70 |
| Tabela 9 - Valores de k (h^{-1}) obtidos pelo método do regime permanente _ | 71 |
| Tabela 10 - Desvio padrão do sensor 1 _____ | 85 |
| Tabela 11 - Desvio padrão do sensor 2 _____ | 86 |
| Tabela 12 - Desvio padrão do sensor 3 _____ | 87 |
| Tabela 13 - Desvio padrão do sensor 4 _____ | 88 |
| Tabela 14 - Desvio padrão do sensor 5 _____ | 89 |
| Tabela 15 - Evaporação _____ | 91 |

LISTA DE SÍMBOLOS

- $\frac{\partial T}{\partial x}$ = Gradiente de temperatura na direção x (K/m)
- \dot{Q}_i = Taxa temporal de transferência de calor introduzido ou retirado do sistema, sendo i os mecanismos de transferência de calor condução, convecção e radiação, ou ainda a evaporação ou a resistência elétrica (W)
- ρ = Massa específica da água (kg/m³)
- α = Constante utilizada na modelagem matemática (W/°C)
- β = Constante utilizada na modelagem matemática (m/s°C)
- γ = Constante utilizada na modelagem matemática (W/°C)
- σ = Constante de Stefan-Boltzmann (W/m².K⁴)
- ε = Emissividade (adimensional)
- ΔT = Variação de temperatura (°C)
- (T_1-T_2) = Diferença de temperatura entre a face interna e a externa da parede do tanque (°C)
- Δx = Espessura da parede do tanque (m)
- A_l = Área lateral e do fundo do tanque (m²)
- A_s = Área superficial (m²)
- C = Calor específico da água (W.h/kg.°C)
- $C_{a,\infty}$ = Concentração molar da espécie a no fluido ∞ na corrente livre
- $C_{a,s}$ = Concentração molar da espécie a na superfície s
- C_l = Concentração do gás na interface
- C_L = Concentração do gás dissolvido no volume líquido
- C_s = Concentração de saturação do gás no líquido

- E = Energia
- h = Coeficiente de convecção ou coeficiente de película, ($W/m^2\text{°C}$)
- H = Constante utilizada na modelagem matemática ($W/\text{°C}$)
- H_1 = Constante de Henry
- h_m = Coeficiente médio de convecção ou coeficiente médio de película, ($W/m^2\text{°C}$)
- J = Fluxo de massa ou taxa de transferência gasosa por unidade de área
- K = Condutividade térmica ($W/m.\text{°C}$)
- k = Coeficiente global de transferência de calor (h^{-1})
- K_G = Coeficiente global de transferência de massa com base no filme gasoso
- K_G = Coeficiente do filme gasoso
- K_L = Coeficiente global de transferência de massa com base no filme líquido
- K_L = Coeficiente do filme líquido
- L_v = Calor latente de vaporização da água ($W.h/kg$)
- m = Massa da água inicial (kg)
- N = Velocidade de rotação do agitador mecânico (rpm)
- N_p = Número de potência (adimensional)
- P = Potência da resistência elétrica (W)
- P' = Potência dissipada (W)
- P_G = Pressão parcial do gás na fase gasosa
- p_i = Pressão parcial do gás na interface
- Q = Calor

- Q_{evap} = Vazão de evaporação (kg/m^3)
- R = Relação entre o coeficiente de transferência global k obtido para a maior velocidade de rotação e a menor velocidade
- s_{q0} = Desvio padrão
- T = Temperatura da água medida no regime transiente ($^{\circ}\text{C}$)
- T_a = Temperatura do fluido na corrente livre ($^{\circ}\text{C}$)
- T_{fo} = Temperatura de equilíbrio da água no resfriamento sem fonte de calor ($^{\circ}\text{C}$)
- T_{fP} = Temperatura de equilíbrio da água no resfriamento com fonte de calor P ($^{\circ}\text{C}$)
- T_s = Temperatura da superfície ($^{\circ}\text{C}$)
- V = Velocidade do fluido na camada limite cinética
- V_a = Velocidade do fluido na corrente livre
- W = Trabalho

1. INTRODUÇÃO

Há um ano do século XXI, o grave problema da poluição das águas naturais é um fato constatado universalmente. Seja por origem doméstica ou industrial, o problema consiste na emissão de poluentes lançados em corpos d'água com uma carga maior do que a capacidade de auto depuração dos rios.

No Brasil, apesar da aparente abundância de recursos hídricos, a situação não é diferente. A contaminação dos rios é um problema sério que já causou danos à população prejudicando ou onerando o abastecimento público de água. O crescimento da população contribui para a poluição das águas, aumentando a quantidade de resíduos produzidos que, por sua vez, não tratados adequadamente pelos responsáveis antes de serem lançados no corpo receptor.

A poluição das águas é decorrente do lançamento de resíduos sólidos ou efluentes líquidos nas águas "naturais", originando-se quase sempre de algum tipo de atividade antrópica. Geralmente, a fonte dos poluentes classifica o tipo de poluição. A poluição química está associada aos poluentes químicos orgânicos ou inorgânicos. A poluição física é considerada quando materiais introduzem cor, turbidez, sólidos suspensos, espuma, mudanças de temperatura e radioatividade no corpo receptor. A poluição fisiológica está relacionada com a presença de gosto e odor nas águas, que podem ser causados por uma grande variedade de substâncias.

A contaminação das águas por organismos patogênicos pode ser classificada como poluição biológica.

Uma maneira de tentar diminuir a poluição das águas, é a adoção de medidas mitigadoras ou minimizadoras do impacto ambiental. Uma medida importante é uma política direcionada para os agentes poluidores, para minimizar a emissão. O controle pode ser feito na fonte, diminuindo a geração de poluentes seja através de reuso de água, ou de mudanças no processo produtivo. A relação entre o custo da prevenção e o da remediação é altamente favorável à prevenção.

A prevenção de impactos ambientais, especificamente a poluição de águas naturais consequente de emissões fora dos padrões legais, pode ser alcançada com o tratamento adequado de resíduos. Novas tecnologias estão sendo desenvolvidas na área da engenharia ambiental e sanitária para atenuar os impactos ambientais causados pela disposição inadequada dos resíduos.

As águas residuárias são resultado das atividades domésticas e industriais que utilizam água, e devem sofrer um adequado processo de tratamento. Os sistemas de tratamento de águas residuárias envolvem a concepção, planejamento, projeto e construções de estações de tratamento de esgoto, assim como a operação e manutenção dos processos que são necessários para atingir os objetivos do tratamento. Tecnologias tem sido desenvolvidas com o objetivo de diminuir o custo, ainda oneroso, dos tratamentos usuais.

Além das características físicas, químicas e biológicas dos efluentes líquidos, outros parâmetros de controle são relevantes em sistemas de tratamento de águas residuárias. São os coeficientes de transferência de processos de transporte que ocorrem na interface ar-água dos tanques das

estações de tratamento. Os fenômenos são relativos aos transportes de calor e/ou massa; no segundo caso, de gases e/ou vapores.

Em qualquer um desses casos específicos, o valor do coeficiente de transferência informa sobre a velocidade do processo, permitindo um melhor controle dos sistemas de tratamento. Como exemplo, têm-se a transferência de oxigênio da fase gasosa para a líquida em sistemas de tratamento aeróbio, quantificada pelo coeficiente de reoxigenação.

A determinação dos coeficientes de transferência térmica ou de massa em superfícies líquidas é realizada, geralmente, a partir de dados experimentais coletados no regime transiente. Nos processos lentos de transferência, o intervalo de tempo necessário para a aquisição de pontos experimentais pode ser grande, fazendo com que a determinação do coeficiente se torne demorada. Esta pesquisa foi realizada visando diminuir o tempo e conseqüentemente os custos para tal determinação.

Este trabalho dedica-se ao estudo do coeficiente de transferência na interface gás-líquido desenvolvendo uma metodologia para sua determinação. A metodologia aqui estudada, poderá no futuro, ser empregada para o estudo da transferência de massa de compostos pouco solúveis em água, de interesse para o tratamento de esgotos, particularmente o oxigênio dissolvido. Como é mais fácil medir-se temperaturas do que concentrações, optou-se por estudar em primeiro lugar a determinação do coeficiente de transferência térmica entre uma massa de água e a atmosfera, trocando calor através da superfície livre do líquido.

O conteúdo do trabalho está dividido de forma que os objetivos e o princípio do método são descritos no capítulo (2). Os capítulos seguintes (3, 4, e 5) são compostos de uma revisão bibliográfica de caráter geral e uma descrição dos ensaios em laboratório. Em seguida (cap. 6) é desenvolvida uma modelagem matemática que permite a determinação do coeficiente de

transferência térmica na interface. Essa modelagem, voltada para a transferência de calor que ocorre na superfície líquida poderá ser aplicada futuramente, guardadas as limitações para a analogia, para a transferência de gases entre a água e atmosfera, para determinar o coeficiente de troca gasosa. Após uma comparação (cap. 7) entre os valores obtidos para o coeficiente de transferência térmica pelo método proposto e o método tradicional, chega-se a uma conclusão (cap. 8) sobre o emprego da metodologia e sua possível aplicação na determinação do coeficiente de troca gasosa.

2. OBJETIVOS

O objetivo geral deste trabalho é desenvolver uma metodologia para a determinação do coeficiente de transferência térmica através da interface gás-líquido. Para alcançar tal objetivo, a pesquisa é dividida em duas etapas.

A primeira consiste na determinação do coeficiente global de transferência de calor k na interface gás-líquido de um experimento conduzido em laboratório. O ensaio (detalhado no capítulo 4) consiste no resfriamento de uma massa líquida pré aquecida contida num tanque provido de agitação mecânica, simulando-se a turbulência de um escoamento. O tanque possui um isolamento térmico externo às paredes e no fundo, de modo que a superfície livre é, na prática, a única interface de transferência de calor. O coeficiente de transferência térmica entre a água e o ar é determinado de maneira clássica com auxílio dos dados coletados durante regime transiente de resfriamento.

Na segunda etapa é desenvolvida uma metodologia alternativa para a determinação do coeficiente térmica na superfície, utilizando-se valores medidos em um experimento em condições de regime permanente. A metodologia visa obter o mesmo coeficiente de transferência da primeira etapa através de outro tipo de ensaio. O ensaio, também realizado em laboratório, consiste na caracterização das condições térmicas permanentes da massa líquida do tanque, sob as mesmas condições de agitação e temperatura ambiente, porém com a adição de uma fonte ou sumidouro de

calor. Por motivos operacionais, os ensaios são realizados somente com uma fonte de calor provida de uma resistência elétrica imersa na água. A diferença entre o resfriamento com fonte de calor e sem a fonte pode ser visualizado na figura 1.

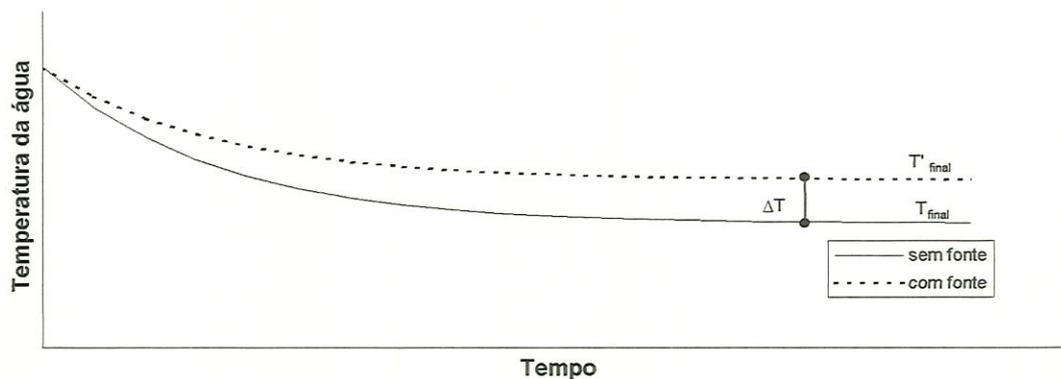


Figura 1 - Resfriamento da água com e sem fonte de calor

A figura 1 pode representar também o caso da desoxigenação de uma amostra de água com e sem a presença de uma fonte de oxigênio, por exemplo algas realizando fotossíntese, análogo à fonte de calor.

O objetivo da metodologia proposta é determinar o valor do coeficiente de transferência térmica para o resfriamento com fonte de calor, utilizando-se os valores da potência dissipada na resistência e das temperaturas finais da água e do ar ambiente. Os dados do regime transiente não são necessários para o cálculo, o que implica dizer que os resfriamentos não precisam ser realizados. Com isso o tempo necessário para o ensaio pode ser drasticamente reduzido, pois a medida de interesse é o valor da temperatura final da água T'_f em equilíbrio térmico, elevado em relação a T_f devido à fonte de calor. Em condições de regime permanente, a diferença de temperatura ΔT entre os ensaios da figura 1 é proporcional ao valor da potência na resistência elétrica.

A metodologia proposta para determinação do coeficiente k é aqui denominada de “método do regime permanente” pois, leva em consideração somente os valores finais do experimento. O desenvolvimento do modelo matemático descritivo do fenômeno de resfriamento, cuja solução permite o cálculo do coeficiente de transferência térmica na interface água-ar é apresentado detalhadamente no capítulo 6. A comparação dos valores obtidos na primeira e na segunda etapa fornece subsídios para análise e discussão desenvolvidas nos capítulos 7 e 8.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Os assuntos que são abordados neste capítulo visam uma fundamentação teórica dos temas considerados relevantes para a elaboração de um modelo matemático descritivo do fenômeno em estudo. São conceitos que procuram descrever as trocas de energia na forma de calor que podem ocorrer na interface ar-água. Sempre que possível será feita uma ligação com a transferência de massa na interface ar-água por se tratar de uma possível aplicação futura para esta pesquisa. Também serão abordados, assuntos paralelos que serviram de suporte para o desenvolvimento desta pesquisa. Ao final da revisão são citados pesquisadores que investigaram a transferência de gases na interface ar-água, em sistemas providos de agitação com uso de agitadores rotativos.

3.1. Instrumentos

O conhecimento prévio de conceitos concernentes ao funcionamento de um instrumento é necessário sempre que a pesquisa científica envolva algum tipo de medição. Esse conhecimento é útil para analisar e localizar os erros intrínsecos nas medições realizadas.

Um instrumento de medida tem como objetivo principal a aquisição e manipulação da informação. A qualidade do instrumento depende da aplicação em serviço, mas em todas as aplicações é necessário um

conhecimento sobre seu projeto, construção, princípio de funcionamento e operação.

Um instrumento pode ser descrito em função da sua operação e do grau de aproximação à medida real (impossível de ser medida). A operação, segundo Doebelin, (1990), pode ser descrita em termos dos elementos funcionais, enquanto o grau de aproximação é definido em função das características estáticas e dinâmicas do instrumento em uso. Um dos possíveis esquemas para os elementos funcionais de um instrumento, que inclui todas as suas funções básicas, é apresentado na figura 2.

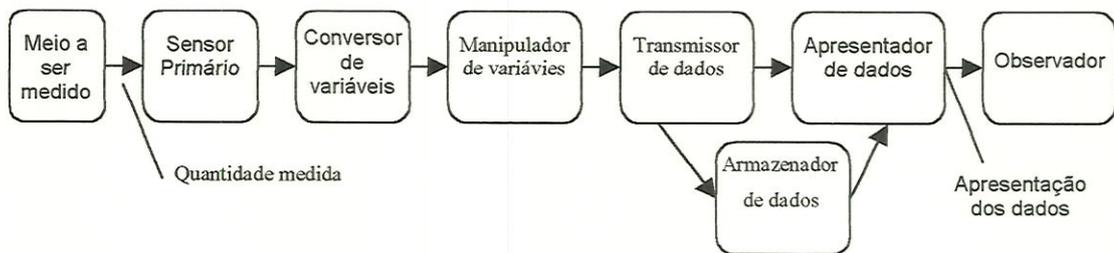


Figura 2 - Elementos funcionais de um instrumento^a

O sensor primário é o elemento que recebe energia do meio a ser medido, motivo pelo qual não existe medição perfeita. Os demais elementos manipulam, convertem, transmitem e apresentam os dados ao observador. Um elemento físico pode realizar mais de uma função. Um instrumento ou um sistema de medição deve ser capaz de realizar todas essas funções. Existem várias possibilidades de concepção de um instrumento. Bons instrumentos devem minimizar entradas interferentes através de filtragem dos sinais em um processo de retroalimentação (feedback).

^a Doebelin, Ernest O. , Measurement systems: application and design, 4th edition, 1990, p.11

A qualidade de um instrumento está associada às características estáticas e dinâmicas. Dentre as principais características estáticas, a calibração estática desenvolve papel importante. Da curva de calibração estática são retiradas demais características como precisão, linearidade, e sensibilidade entre outras (Doebelin, 1990). A calibração dinâmica envolve a determinação de respostas dinâmicas do instrumento ou equipamento. O modelo utilizado para calibração dinâmica em grande parte das aplicações, são equações diferenciais lineares ordinárias com coeficientes constantes. A calibração dinâmica consiste na determinação da função de transferência do instrumento (Silveira, 1997).

3.2. Transferência de calor

A ciência da termodinâmica trata dos estados terminais das transições de energia e das transformações de energia em calor e trabalho nos sistemas, mas não informa a natureza nem a velocidade da interação. A transferência de calor, é o ramo da ciência que estuda as taxas de troca de calor entre um ou vários meios. Todos os processos de transferência de calor envolvem conversão de energia e são descritos e quantificados pela primeira e a segunda lei da termodinâmica. A transferência de calor ocorre necessariamente quando existir um gradiente de temperatura. O fluxo (calor/área.tempo) ou a taxa de transferência (calor/tempo) de calor não podem ser medidos diretamente, mas seus conceitos têm significado físico pois estão relacionados com a grandeza temperatura.

Um tipo de transferência de calor de interesse é o que ocorre na interface água-ar através dos mecanismos de evaporação, convecção radiação e condução. O estudo destes mecanismos encontra aplicação em engenharia ambiental, especificamente em poluição térmica de corpos d'água. Balanços de energia térmica aplicados a um corpo d'água fornecem dados concernentes à velocidade de troca de calor pela superfície. A capacidade de resfriamento de um corpo d'água é um importante parâmetro

quando este está sujeito a despejos térmicos. Uma técnica empregada para acelerar a dissipação de calor da água está na construção de lagos ou lagoas de resfriamento (**Franzotti, 1998**) localizados entre a “geração do aquecimento” e o corpo receptor da água aquecida.

Os mecanismos de transferência de calor são abordados a seguir, de acordo com a bibliografia consultada, que em sua totalidade, reconhece três modos de distintos de transferência de calor; condução, convecção e radiação. Em muitas situações o calor flui não por um mas por vários mecanismos simultaneamente, são os chamados efeitos multimodais. Um importante papel na formulação de problemas, é o de identificar mecanismos predominantes e descartar os mecanismos desprezíveis obtendo soluções aproximadas.

Uma metodologia para a abordagem de problemas de transferência de calor é apresentada por **Incropera (1990)** e pode ser resumida da seguinte maneira.

A identificação e formulação do problema é a primeira etapa e consiste em: enunciar o problema concisamente, identificando o que é conhecido e o que se quer determinar; desenhar um esquema do sistema físico identificando os processos de transferência mediante setas convenientemente nomeadas e listar as hipóteses simplificadoras.

A segunda etapa é a análise do problema e consiste na aplicação das leis da conservação, também chamadas leis gerais, e de acordo com a especificidade do problema introduzir as equações das taxas de transferência ou leis específicas.

3.2.1. Condução

O processo de transferência de calor denominado condução pode ser definido como: "...a transferência de energia das partículas mais energéticas de uma substância para as partículas menos energéticas, graças às interações entre as partículas" (Incropera, 1990) ou "...processo pelo qual o calor flui de uma região de alta temperatura para outra de temperatura mais baixa pelo movimento cinético ou pelo impacto direto de moléculas no caso de fluidos em repouso e pelo movimentos de elétrons no caso de metais" (Kreith, 1969). A condução ocorre em nível molecular direto, sem deslocamento significativo das moléculas.

A taxa de transferência por condução foi proposta pelo cientista francês Joseph Fourier, sendo conhecida como lei de Fourier. É uma lei desenvolvida a partir de fenômenos observados e não a partir de princípios fundamentais. A lei de Fourier para a taxa da condução unidimensional é expressa como:

$$\dot{Q}_{\text{condução}} = -K \cdot A \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \quad (3.1)$$

Em que:

- A = Área perpendicular a direção da transferência
- K = Condutividade térmica
- $\frac{\partial T}{\partial x}$ = Gradiente de temperatura na direção x

3.2.2. Convecção

Ao contrário da condução, na qual ocorre transferência de calor através de um meio fixo, na convecção ocorre transferência de calor desde que haja a movimentação de um fluido sobre a superfície do meio.

A convecção livre ou natural, ocorre quando o movimento do fluido não é incrementado por agitação mecânica e geralmente é atribuída à diferença de densidade gerada pela diferença de temperatura. Por outro lado, quando ocorre a ação de forças externas em correntes de fluidos na presença de um gradiente de temperatura, ocorrerá transferência de calor pela convecção forçada.

Considerando-se um fluido com velocidade V , temperatura T_a , escoando sobre uma superfície de área A e temperatura T_s , sendo $T_a \neq T_s$ ocorrerá transferência convectiva de calor expressa pela equação 3.2 que foi proposta originalmente pelo cientista inglês Isaac Newton em 1701.

$$\dot{Q}_{convecção} = h \cdot A \cdot (T_s - T_a) \quad (3.2)$$

Em que:

h = coeficiente de convecção ou coeficiente de película, ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

Como as condições do escoamento variam de ponto para ponto sobre a superfície, a taxa, e o coeficiente local convectivo também variam ao longo da superfície. Em alguns casos específicos, a hipótese de adotar um coeficiente médio h_m válido para toda a superfície, simplifica significativamente os cálculos.

O coeficiente h_m é função do escoamento do fluido, das propriedades térmicas do fluido e da geometria do sistema.

Analogamente, o resultado obtido desta análise pode ser empregado em transferência convectiva de massa. Em um sistema em que um fluido com concentração molar de uma espécie $C_{a,\infty}$ escoar sobre uma superfície na qual a concentração da superfície $C_{a,s} \neq C_{a,\infty}$, ocorre transferência convectiva de massa da espécie considerada.

3.2.2.1 Camadas limites da convecção

Quando um fluido escoia sobre uma superfície, a distribuição de velocidades e temperaturas na vizinhança imediata da superfície influencia fortemente a transferência convectiva de calor (ÖZİŞIK 1990). O conceito de camada limite é introduzido para modelar campos de velocidade e temperatura próximos à superfície, simplificando a análise.

Considerando o escoamento do fluido sobre a superfície apresentado na figura 3, o perfil de temperatura na borda esquerda é uniforme igual a T_a . A temperatura da superfície T_s é admitida constante e diferente de T_a . As partículas do fluido que entram em contato com a superfície ficam em equilíbrio térmico à temperatura da superfície. Essas partículas ao trocarem energia com as da camada adjacente, desenvolvem um gradiente de temperatura. A região do fluido em que existem esses gradientes é a camada limite térmica.

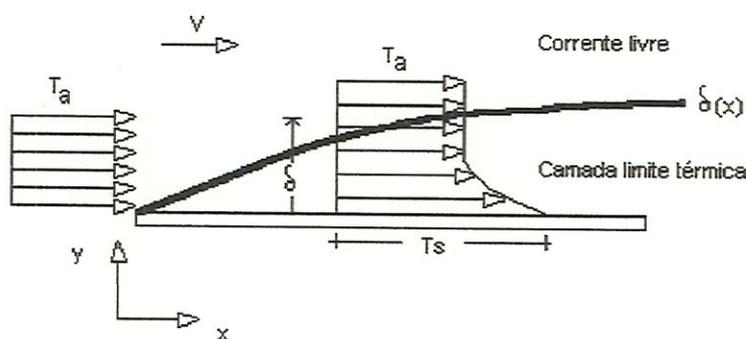


Figura 3 - Desenvolvimento da camada limite térmica sobre uma superfície^b

^b Incropera, Frank P. , Fundamentos da transferência de calor e de massa, 3ª edição, 1990, p.145

A espessura da camada limite térmica $y=\delta(x)$ da superfície pode ser definida como o valor de y para o qual $[(T_s - T)/(T_s - T_a)] = 0.99$.

O conceito de camada limite aplicado à distribuição de temperatura na vizinhança imediata da superfície pode ser estendido à camada limite cinética e de concentração. A camada limite cinética é relativa à velocidade do fluido e a de concentração é relativa à concentração de uma espécie química.

Quando as partículas de um fluido entram em contato com uma superfície estacionária a velocidade é nula. Essas partículas retardam o movimento na camada adjacente e assim sucessivamente até uma distância y em que o efeito se torna desprezível. A região do fluido na qual existe gradiente de velocidade é chamada de camada limite cinética. A espessura da camada limite cinética é o valor de y para o qual $V = 0.99 \cdot V_a$. A forma do perfil de velocidades no interior da camada limite depende da natureza do escoamento. Se laminar, os valores próximos a borda de ataque (esquerda na fig. 3) são significativos, pois o escoamento no interior da camada é laminar somente até uma distância x da borda de ataque, e a partir dessa distância torna-se turbulento.

De maneira análoga as camadas limites cinética e térmica, a camada limite de concentração determina a transferência convectiva de massa. Uma mistura binária de espécies químicas A e B escoam sobre uma superfície, e se a concentração da espécie A na superfície $C_{a,s}$ difere da concentração de A na corrente livre $C_{a,\infty}$ ocorrerá um gradiente de concentração. A região do fluido em que se desenvolve gradiente de concentração é denominada camada limite de concentração. A espessura da camada limite de concentração de uma espécie A, é o valor de y para o qual $[(C_{a,s} - C_a)/(C_{a,s} - C_{a,\infty})] = 0.99$.

A camada limite térmica se caracteriza pelos gradientes de temperatura e pela transferência de calor. A camada limite cinética é caracterizada pelos gradientes de velocidade e tensões de cisalhamento. A camada limite de concentração é caracterizada pelos gradientes de concentração e pela transferência de espécies químicas voláteis.

No escoamento de um fluido sobre uma superfície qualquer sempre existe uma camada limite cinética, ou seja, sempre existe atrito na superfície. Já a camada limite térmica e de concentração só irão existir se a superfície e a corrente livre tiverem temperaturas diferentes e se a concentração de uma espécie química na superfície for diferente da corrente livre, respectivamente.

3.2.2.2 Evaporação e resfriamento evaporativo

Quando uma corrente de um gás passa sobre a superfície de um líquido pode ocorrer evaporação na superfície do líquido, se o gás estiver não saturado. A energia associada à mudança de fase é o calor latente de vaporização do líquido. As moléculas da superfície sofrem colisões que aumentam a sua energia acima da energia necessária para superar a ligação da superfície. A energia necessária para a evaporação provém da energia interna do líquido que sofre uma redução de temperatura. Esse fenômeno é chamado de resfriamento evaporativo.

A evaporação em superfícies sob efeitos de convecção como por exemplo em corpos d'água, é assunto ainda não totalmente compreendido, motivo pelo qual existem muitas relações empíricas visando quantificá-la. Em corpos d'água, juntamente com a mudança de estado da água na interface ar-água atuam mecanismos de convecção forçada e livre (**Franzotti, 1998**), o que torna o fenômeno altamente complexo. A evaporação é função da velocidade do gás escoando sobre a superfície líquida, da umidade relativa do ar e da temperatura.

3.2.3. Radiação

Os processos de transferência por condução e convecção necessitam de contato físico direto entre uma fonte e um receptor. A radiação difere destes mecanismos justamente neste ponto, e alguns autores comentam: "...a transmissão de calor por radiação não necessita de um meio intermediário, e o calor pode ser transmitido por radiação através do vácuo absoluto" (Kern, 1980) ; "... na realidade, a transferência pela radiação ocorre com maior eficiência no vácuo" (Incropera, 1980).

A radiação térmica é o fluxo eletromagnético emitido pela matéria que esteja a uma temperatura finita. A energia transmitida desta maneira é chamada de calor radiante. Todos os corpos emitem continuamente calor radiante.

A taxa máxima que pode ser emitida por uma superfície é dada pela lei de Stefan-Boltzmann:

$$\dot{Q}_{\text{radiação}} = A \cdot \sigma \cdot T_s^4 \quad (3.3)$$

Em que, T_s é a temperatura absoluta da superfície (K) e σ é a constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$). A superfície de área A é considerada um radiador ideal ou corpo negro. A radiação emitida por uma superfície real é menor que a emitida por um radiador ideal e corrigida pela propriedade radiativa da superfície ε , a emissividade. Essa propriedade indica a eficiência na emissão ($0 \leq \varepsilon \leq 1$). A taxa é dada por:

$$\dot{Q}_{\text{radiação}} = \varepsilon \cdot A \cdot \sigma \cdot T_s^4 \quad (3.4)$$

Se houver incidência de radiação sobre uma superfície, uma parcela será absorvida e a taxa na qual a energia é absorvida é função da propriedade radiativa chamada absorvidade (α).

A determinação da taxa líquida na qual a radiação é trocada entre superfície é bastante complicada. Um caso particular amplamente empregado por vários autores, envolve uma pequena superfície e uma outra muito maior que a envolve completamente. A taxa líquida da troca de radiação térmica entre a superfície e suas vizinhanças é:

$$\dot{Q}_{\text{radiação}} = A \cdot \sigma \cdot \varepsilon \cdot (T_s^4 - T_a^4) \quad (3.5)$$

Em que,

T_s é a temperatura absoluta da superfície, T_a é a temperatura absoluta da vizinhança, A é a área da superfície e ε sua emissividade.

“Em processos de troca de calor por radiação em corpo d’água existem vários tipos de radiação que contribuem ao balanço na superfície: radiação solar incidente (ondas curtas), radiação solar refletida, radiação atmosférica incidente (ondas longas), radiação atmosférica refletida, radiação de ondas longas emitida pelo corpo d’água” (Franzotti, 1998).

3.3. Processos de transporte na interface gás-líquido

A interface água-ar é objeto de estudo de muitos pesquisadores. A alta complexidade dos fenômenos que ocorrem na superfície líquida leva a um grande número de relações empíricas visando quantificar a velocidade das trocas. Essas trocas podem ser tanto de energia na forma de calor quanto de massa de compostos voláteis de grande interesse no saneamento ambiental em áreas como tratamento de águas residuárias, rios, estuários e oceanos.

A investigação dos processos de transferência interfaciais, a partir de modelos conceituais existentes, é assunto ainda não fechado devido às

simplificações impostas pelos modelos e à dificuldade de descrição dos fenômenos interfaciais.

Existem algumas teorias conceituais que procuram descrever os fenômenos de troca gasosa junto à superfície, entre as quais se destacam, a teoria dos dois filmes (Lewis e Whitman, 1924), a teoria da penetração (Higbie, 1935) e a teoria da renovação superficial (Danckwerts, 1951), além da teoria de altas agitações (Kishinevsky e Serebrinasky, 1955) citados em **Cunha (1993)**. Apenas a teoria dos dois filmes é detalhada nesta pesquisa, pois permite (apesar das limitações) explicar alguns fenômenos que ocorrem na transferência de calor na superfície.

Adeney e Becker (1919) propuseram, com base em dados experimentais, uma forma matemática para descrever a taxa com que gases pouco solúveis dissolvem-se na água. Segundo o modelo, o fluxo de massa ou a taxa de transferência gasosa por unidade de área normal ao fluxo é diretamente proporcional ao déficit relativo à saturação do gás no líquido, ou seja:

$$J = \frac{1}{A} \cdot \frac{dm}{dt} = K_L \cdot (C_s - C_L) \quad (3.6)$$

Em que:

- J = Fluxo de massa ou taxa de transferência gasosa por unidade de área
- A = Área de interface gás-líquido
- m = Massa de gás dissolvido
- t = Tempo
- C_s = Concentração de saturação do gás no líquido
- C_L = Concentração do gás dissolvido no volume líquido
- K_L = Coeficiente de transferência de massa (coeficiente global)

Substituindo-se dm/dt por d(V.C_L)/dt, sendo V o volume relativo ao líquido, a equação 3.6 pode ser reescrita como:

$$\frac{dC_L}{dt} = K_L \cdot \frac{A}{V} (C_S - C_L) \quad (3.7)$$

A solução da equação diferencial 3.7 para uma concentração inicial C_0 , é apresentada na equação 3.8.

$$C_S - C_L = (C_S - C_0) \cdot e^{-K_L \frac{A}{V} t} \quad (3.8)$$

Em aplicações da equação 3.8 à absorção de oxigênio pela água, geralmente, a relação AV é igualada a profundidade média h do escoamento, de modo que:

$$C_S - C_L = (C_S - C_0) \cdot e^{-\frac{K_L}{h} t} = (C_S - C_0) \cdot e^{-K_2 t} \quad (3.9)$$

Em que K_2 é o coeficiente de reaeração ou reoxigenação, definido em unidade de tempo⁻¹.

O processo de dessorção gasosa (inverso ao da absorção) pode ser definido de maneira análoga ao da absorção. Para a dessorção de um gás, como por exemplo hidrocarbonetos ou compostos orgânicos voláteis (desoxigenação) a taxa pode ser matematicamente definida como:

$$\frac{dC_L}{dt} = -K_L \cdot (C_L - C_S) \quad (3.10)$$

3.3.1. A teoria dos dois filmes de Lewis e Whitman

A fim de explicar os fenômenos de absorção e dessorção de gases através da interface ar-água, **Lewis e Whitman (1924)** propuseram um modelo físico simplificado que é utilizado até os dias de hoje. Neste modelo a interface é visualizada como sendo composta de dois finos filmes (camadas) viscosos junto à interface, um situado na fase gasosa e outro na fase líquida, nos quais os efeitos difusivos são considerados relevantes em



relação aos efeitos inerciais da turbulência, ou seja, o modelo não considera os complexos problemas hidrodinâmicos do processo.

A taxa de absorção do gás é controlada pela difusão através dos dois filmes viscosos laminares superficiais que atuam como estruturas resistivas à passagem de moléculas do gás para o líquido, e vice-versa. A teoria tem como hipótese, a mistura completa das massas líquida e gasosa externas aos filmes, o que torna os gradientes de concentração (externo aos filmes) desprezíveis.

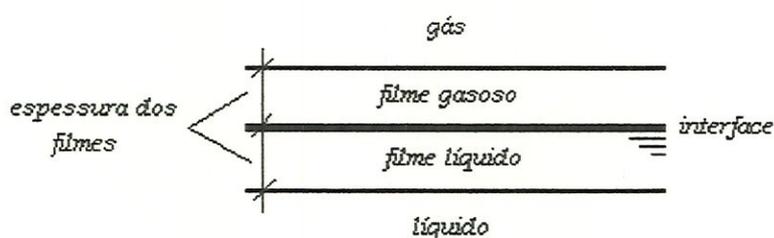


Figura 4 - Modelo para interface gás líquido segundo a teoria dos dois filmes

Segundo **Lewis e Whitman (1924)**, a difusão através do filme líquido é controlada pela diferença entre as concentração do gás na interface gás-líquido e abaixo do filme líquido. A difusão através do filme gasoso ocorre em uma taxa proporcional à diferença entre as concentrações ou pressões parciais do soluto na fase gasosa na interface e acima do filme gasoso. Lewis e Whitman mostraram que, “sendo os filmes muito finos, a quantidade real de soluto neles contida, em qualquer instante, é desprezível se comparada com a quantidade que se difunde através deles. Daí, “os filmes foram vistos como duas resistências à difusão associadas em série, já que todo o soluto que atravessa um filme deve atravessar o outro” **Barbosa (1989)**.

Os autores da teoria admitiram a existência de um equilíbrio instantâneo entre a pressão parcial e a concentração do gás na interface

gás-líquido, e ainda um perfil de concentração linear para a concentração e a pressão parcial do gás, conforme pode ser visualizado na figura 5.

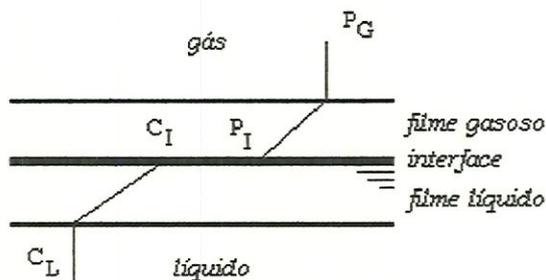


Figura 5 - Perfis lineares de concentração e pressão parcial do gás

Admitindo-se as hipóteses feitas por Lewis e Whitman (1924) podem-se obter relações para o fluxo de massa através da interface de maneira que:

$$J = \frac{1}{A} \cdot \frac{dm}{dt} = k_L \cdot (C_I - C_L) = k_G \cdot (P_G - P_I) \quad (3.11)$$

Em que:

- J = Fluxo de massa ou taxa de transferência gasosa por unidade de área
- A = Área de interface gás-líquido
- m = Massa de gás dissolvido
- t = Tempo
- C_I = Concentração do gás na interface
- C_L = Concentração do gás na fase líquida
- k_L = Coeficiente do filme líquido
- P_G = Pressão parcial do gás na fase gasosa
- P_I = Pressão parcial do gás na interface
- k_G = Coeficiente do filme gasoso

Utilizando-se a lei de Henry, que relaciona pressões e concentrações, tem-se:

$$P = H_1 \cdot C \quad (3.12)$$

Em que H_1 é a constante de Henry para o gás e C é a concentração relacionada com a pressão parcial P do gás. Substituindo-se a equação 3.12 na equação 3.11, os termos P_1 e C_1 são eliminados resultando em:

$$J = k_G \cdot H_1 \cdot (C_G - C_L) \quad (3.13)$$

Em que C_G é a concentração relacionada com P .

$$J = \frac{(C_G - C_L)}{\frac{1}{H_1 \cdot k_G}} = \frac{C_I - C_L}{\frac{1}{k_L}} \quad (3.14)$$

Que resultam em:

$$C_I = \frac{(k_L \cdot C_L + k_G \cdot C_G \cdot H_1)}{(k_G \cdot H_1)} \quad (3.15)$$

Substituindo-se o valor de C_I da equação 3.15 na equação 3.13, pode-se escrever em termos dos coeficientes globais de transferência:

$$J = K_G (P_G - H_1 \cdot C_L) = k_G \cdot (P_G - P_L) \quad (3.16)$$

Na qual P_L é a pressão parcial, correspondente ao equilíbrio com a concentração de gás C_L e K_G é o coeficiente global de transferência da fase gasosa.

Ou para o filme líquido:

$$J = K_L \left(\frac{P_G}{H_1} - C_L \right) = K_L \cdot (C_G - C_L) \quad (3.17)$$

Em que C_G é a concentração do gás dissolvido na massa líquida, correspondente ao equilíbrio sob uma pressão parcial P_G e K_L é o coeficiente global de transferência do filme líquido

As equações 3.16 e 3.17 fornecem uma equação em que o coeficiente global de transferência pode ser escrito nas formas das equações 3.18 e 3.19.

$$\frac{1}{K_G} = \frac{1}{k_G} + \frac{H_1}{k_L} \quad (3.18)$$

Ou

$$\frac{1}{K_L} = \frac{1}{k_L} + \frac{1}{H_1 \cdot k_G} \quad (3.19)$$

A resistência total ao processo de transferência é igual a soma das resistências oferecidas pelos filmes líquido e gasoso e independe da concentração do gás.

As pesquisas de laboratório realizadas em tanques providos de agitação hidrodinâmica simulando a turbulência dos escoamentos, investigam os fenômenos de transferência na interface ar-água sob condições turbulentas. A turbulência é fator importante em fenômenos de transferência de massa na interface gás-líquido. Vale lembrar, que a teoria dos dois filmes tem suas limitações quando a superfície está sujeita à turbulência.

Dewulf (1998) pesquisou a troca de compostos orgânicos voláteis na interface ar-água em regime turbulento e transiente. Determinou os valores dos coeficientes de transferência para treze compostos a partir dos dados experimentais do regime transiente. Utilizou um tanque de agitação controlada para impor o nível de turbulência desejado e concluiu que a taxa de troca dos compostos orgânicos voláteis é uma função exponencial do número de Reynolds.

Côrtes et al (1996) estudou a reoxigenação e desoxigenação em água residuária em tanque prismático com borbulhamento de oxigênio. O autor mostra que a reoxigenação em águas residuárias é um fenômeno aparentemente similar à reoxigenação em água limpa com algumas diferenças. A principal diferença consiste no valor de equilíbrio para cada meio. A concentração de saturação de oxigênio na água limpa é maior que em águas residuárias devido ao consumo de oxigênio pelos microrganismos presentes nas águas residuárias. A figura 6 ilustra o resumo acima.

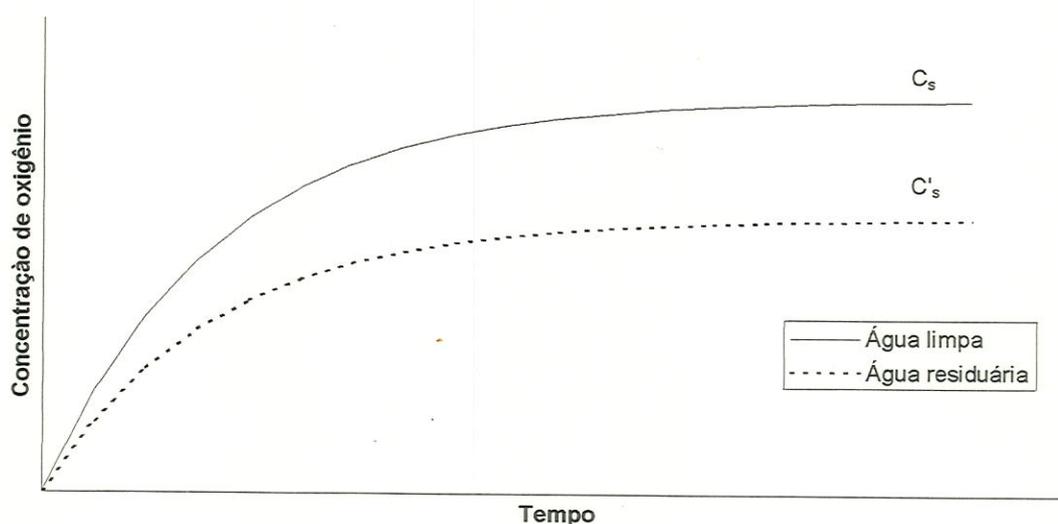


Figura 6 - Respostas típicas para reoxigenação para água limpa e residuária

Investigações do mecanismo de reoxigenação da água em escoamento foram feitas por **Schulz (1989)**. O autor procura estabelecer uma correlação do coeficiente de reoxigenação da água e o nível de turbulência junto a superfície.

Barbosa (1989) desenvolveu uma metodologia para determinação do coeficiente de reaeração dos escoamentos naturais empregando uma técnica conhecida como técnica dos traçadores gasosos. "Esta técnica é uma maneira direta de estimar o coeficiente de reaeração, embora não envolva diretamente nem medidas de concentração de oxigênio dissolvido

nem o cálculo do próprio coeficiente de reaeração. O procedimento é todo relacionado com a determinação do coeficiente de dessorção do traçador dissolvido ao longo do trecho sob teste, cuja multiplicação por um fator de conversão produz o coeficiente de reaeração deste trecho”.

Momesso (1996) investigou os coeficientes de transferência de massa dos gases metano, acetileno, propano e oxigênio, em tanques de agitação na faixa de 72 a 1997rpm. O autor conclui que nas regiões de mais alta agitação existe “quebra” da superfície e o modelo aplicado não se adequa, pois este foi desenvolvido considerando a transferência de massa em situações unidimensionais. Por outro lado, o autor relata que a região de validade também é limitada para baixas agitações, em que os efeitos viscosos são preponderantes. Isto ilustra, que ainda não existem modelos fechados válidos para todos os casos.

Cunha (1993) estudou os coeficientes de transferência de massa na interface gás-líquido para o metano, acetileno e etileno em tanques com agitação hidrodinâmica elevada. Os experimentos permitiram verificar a validade da constância da razão entre dois coeficientes de transferência de gases, para agitações nas quais não se observou “quebra” da superfície. O autor delimita uma faixa de agitação moderada em que os dados são válidos.

4. MATERIAIS E MÉTODOS

A montagem experimental foi realizada no laboratório de Fenômenos de Transportes do Departamento de Hidráulica e Saneamento da Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

A fim de minimizar gastos com a pesquisa, foram aproveitados materiais disponíveis, técnicos e a estrutura dos laboratórios da EESC-USP.

O principal auxílio técnico veio na montagem eletrônica de um sistema de aquisição de dados para medição de temperatura. O sistema é automatizado pelo computador para facilitar a coleta dos dados.

4.1. Materiais

Os equipamentos utilizados nesta pesquisa já se encontravam no laboratório, oriundos de trabalhos anteriores e sofreram algumas adaptações.

O sistema para armazenar água é composto por um tanque cilíndrico de aço inox e um agitador mecânico. O agitador usado é um rotor axial aberto com 4 pás em aço inox. O tanque com agitação hidrodinâmica foi projetado e construído por Barbosa (1989), com diâmetro de 61 cm e altura de 41 cm. O tanque possui estatores com forma de placas radiais (baffles) destinados a inibir o movimento principal de circulação induzido pelo rotor. O

eixo do agitador é acoplado a um motor elétrico trifásico de 250 W (60 Hz) que é apoiado em uma estrutura suporte.

O sistema de isolamento do tanque é feito com manta de lã de vidro, placas com 5cm de espessura e bolinhas com 3mm de diâmetro de polietileno expandido (isopor).

Para a instrumentação eletrônica foi utilizado um microcomputador 386 com uma placa de aquisição de dados analógica-digital (A/D), um circuito eletrônico conectado a placa A/D e sensores de temperatura da Philips modelo KTY84-100.

Outros equipamentos foram utilizados para controle ou medição das condições ambientes e operacionais quais sejam, um aparelho de ar condicionado, um ventilador, um paquímetro, um medidor eletromagnético da velocidade de rotação, um psicrômetro, um multímetro digital, um medidor de nível tipo tubo em "U", duas resistências elétricas de 1500 e 3000 W (220V) e um variador de tensão alternada (variac).

4.2. Configuração do experimento

Para que não ocorresse perda de calor através das paredes e do fundo do tanque foi feito um isolamento térmico utilizando a lã de vidro aplicada externamente às paredes e ao fundo do tanque.

O isolamento térmico é complementado com as placas de isopor fixadas na estrutura suporte formando quatro paredes. As juntas das placas são vedadas com cola de silicone. O espaço vazio existente entre a lã de vidro e as placas de isopor é preenchido com bolinhas de isopor. O sistema de isolamento é completado com tampas horizontais de isopor. O esquema do isolamento pode ser visualizado na figura 7.

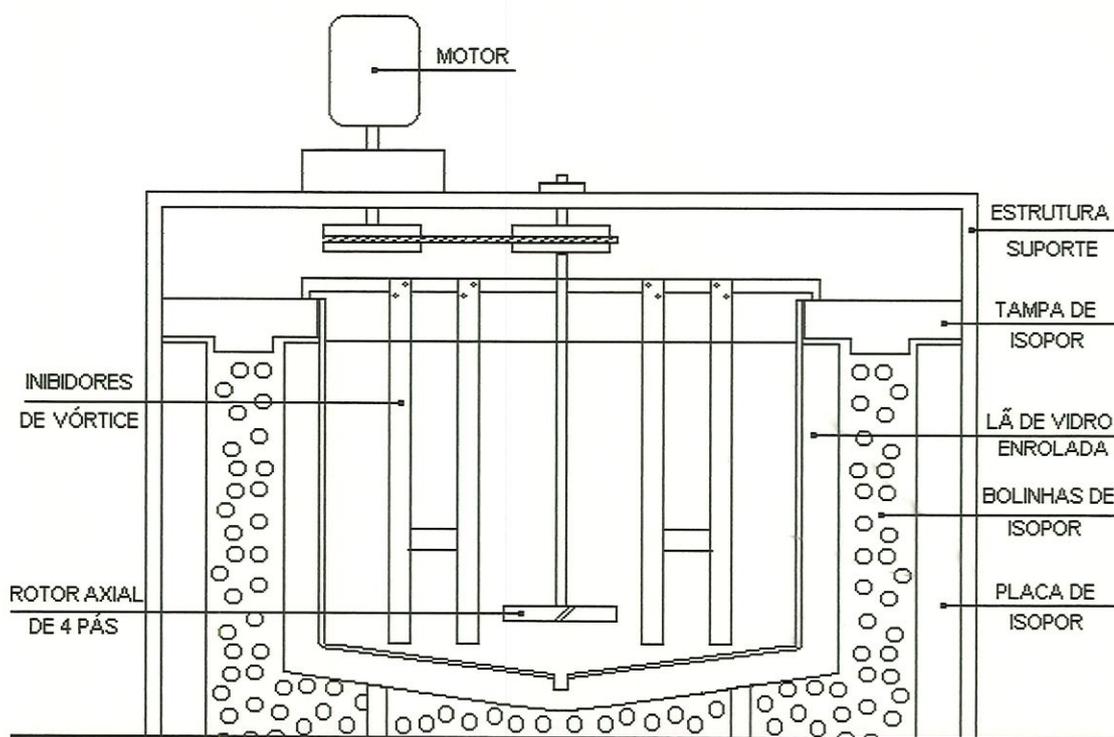


Figura 7 - Isolamento do tanque

4.3. Metodologia dos ensaios

O equipamento se localiza dentro de uma sala climatizada de aproximadamente 12m². O aparelho de ar condicionado é ligado cerca de 30 minutos antes do início de cada ensaio.

Para cada ensaio enche-se o tanque com água da rede pública até o nível de 35 cm (~112 litros). Ajusta-se a velocidade de rotação do agitador utilizando-se um controlador. A água é aquecida até aproximadamente 50°C. O sistema de aquecimento é retirado e o subsequente resfriamento da água é monitorado coletando-se as temperaturas em diversos pontos do tanque durante um intervalo de tempo de 20 horas. Um ventilador posicionado ao lado do tanque provocava um escoamento de ar paralelo à superfície de água (promovendo a convecção forçada de calor). A fotografia da figura 8 ilustra o posicionamento do ventilador em um ensaio típico.



Figura 8 - Tanque em operação

Para a execução do monitoramento do resfriamento informa-se via programa, a quantidade de pontos a serem coletados e o intervalo de tempo entre duas medidas sucessivas. Depois de uma análise preliminar, definiu-se que seriam coletados 120 pontos em um intervalo de 600 segundos entre cada medida, totalizando assim 72000 segundos ou 20 horas.

Utilizando os dados coletados nos resfriamentos, através de metodologia que será descrita mais adiante, se determinará o coeficiente global de transferência térmica entre a água e o ar.

O resfriamento da água é medido sob oito condições de agitação turbulenta correspondentes a oito velocidades de rotação diferentes, no intervalo de 50 a 251 rpm. São executados dois conjuntos distintos de experimentos. No primeiro conjunto os ensaios consistem apenas no resfriamento da água totalizando oito ensaios. No segundo conjunto, o estado final de equilíbrio é deslocado introduzindo-se ao sistema uma fonte de calor, fazendo com que a temperatura final tendesse para um valor mais elevado do que no resfriamento sem fonte de calor. A fonte de calor é provida por uma resistência elétrica imersa na água. Utilizando o VARIAC pôde-se utilizar a mesma resistência elétrica como fonte de calor variando a

tensão de alimentação e conseqüentemente a potência. São utilizadas três potências sob as mesmas oito condições de agitações turbulentas totalizando 24 ensaios. No total têm-se 32 ensaios. O quadro abaixo resume as informações supra citadas:

| Número do ensaio | Velocidade de Rotação (rpm) | Potência na resistência (W) |
|------------------|-----------------------------|-----------------------------|
| 1 | 50 | 0 |
| 2 | 63 | 0 |
| 3 | 80 | 0 |
| 4 | 100 | 0 |
| 5 | 126 | 0 |
| 6 | 158 | 0 |
| 7 | 200 | 0 |
| 8 | 251 | 0 |
| 9 | 50 | 106 |
| 10 | 63 | 106 |
| 11 | 80 | 106 |
| 12 | 100 | 106 |
| 13 | 126 | 106 |
| 14 | 158 | 106 |
| 15 | 200 | 106 |
| 16 | 251 | 106 |
| 17 | 50 | 240 |
| 18 | 63 | 240 |
| 19 | 80 | 240 |
| 20 | 100 | 240 |
| 21 | 126 | 240 |
| 22 | 158 | 240 |
| 23 | 200 | 240 |
| 24 | 251 | 240 |
| 25 | 50 | 270 |
| 26 | 63 | 270 |
| 27 | 80 | 270 |
| 28 | 100 | 270 |
| 29 | 126 | 270 |
| 30 | 158 | 270 |
| 31 | 200 | 270 |
| 32 | 251 | 270 |

Tabela 1 - Características dos ensaios

As potências 106, 240 e 270 (W) são aqui denominadas de P_1 , P_2 e P_3 respectivamente. Os ensaios 1 a 8 são denominados de resfriamento

transiente natural enquanto que os ensaios 9 a 32 são chamados de resfriamento transiente com fonte de calor.

Para medir a temperatura são utilizados cinco sensores para a medida da temperatura do ar ambiente, da água, do lado de dentro e de fora da chapa de aço do tanque e um último sensor foi utilizado para medir a temperatura do bulbo úmido de um psicrômetro utilizado para quantificar a umidade relativa do ar. A tabela 2 resume as informações anteriores enquanto a figura 9 ilustra os sensores no tanque.

| Sensor | Localização |
|--------|---|
| 1 | 5 cm acima do nível inicial da água – centro do tanque |
| 2 | Metade da profundidade da água – lado de dentro da parede |
| 3 | Metade da profundidade da água – lado de fora da parede |
| 4 | 3 cm abaixo do nível da água – centro do tanque |
| 5 | Bulbo úmido do psicrômetro |

Tabela 2 - Localização dos sensores

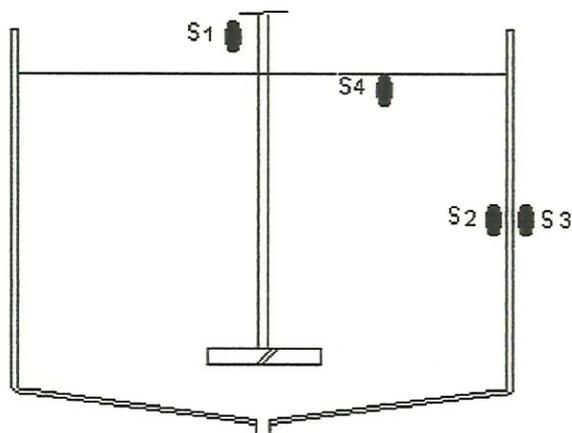


Figura 9 - Sensores no tanque

5. INSTRUMENTAÇÃO

Visando minimizar as tarefas manuais utiliza-se um sistema de aquisição de dados acoplado a um microcomputador automatizando as medições de temperatura e facilitando o controle dos parâmetros envolvidos no processo. Desta maneira, o sistema de aquisição de dados para esta pesquisa realiza as medidas nos intervalos de tempo pré-determinados e armazena os dados num arquivo do microcomputador.

A instrumentação considerada mais importante, dedicada à medida da temperatura, merece destaque na descrição que se segue.

É utilizado um sistema pré-existente devidamente adaptado para as condições desta pesquisa. O sistema disponível no laboratório de Fenômenos de Transporte realizava medições da concentração de oxigênio dissolvido na água e foi modificado para medir temperatura. Após o estudo do princípio de funcionamento, a adaptação foi relativamente simples pela troca das sondas de oxigênio dissolvido por sensores térmicos e suas respectivas calibrações, que serão descritos mais adiante.

O processo de medição inicia-se quando cada sensor primário produz um sinal analógico da medição. O sinal é uma diferença de potencial elétrico proporcional à temperatura sendo conduzido a uma placa conversora de sinal A/D onde é convertido em um sinal digital. O sinal é interpretado por um programa específico instalado no micro computador. O programa está

instruído para efetuar a conversão do sinal em valores de temperatura por meio da curva de calibração.

5.1. Temperatura

O princípio de funcionamento do instrumento pode ser compreendido se visualizado no esquema simplificado da figura 10. Consiste em um circuito eletrônico ligado à placa A/D.

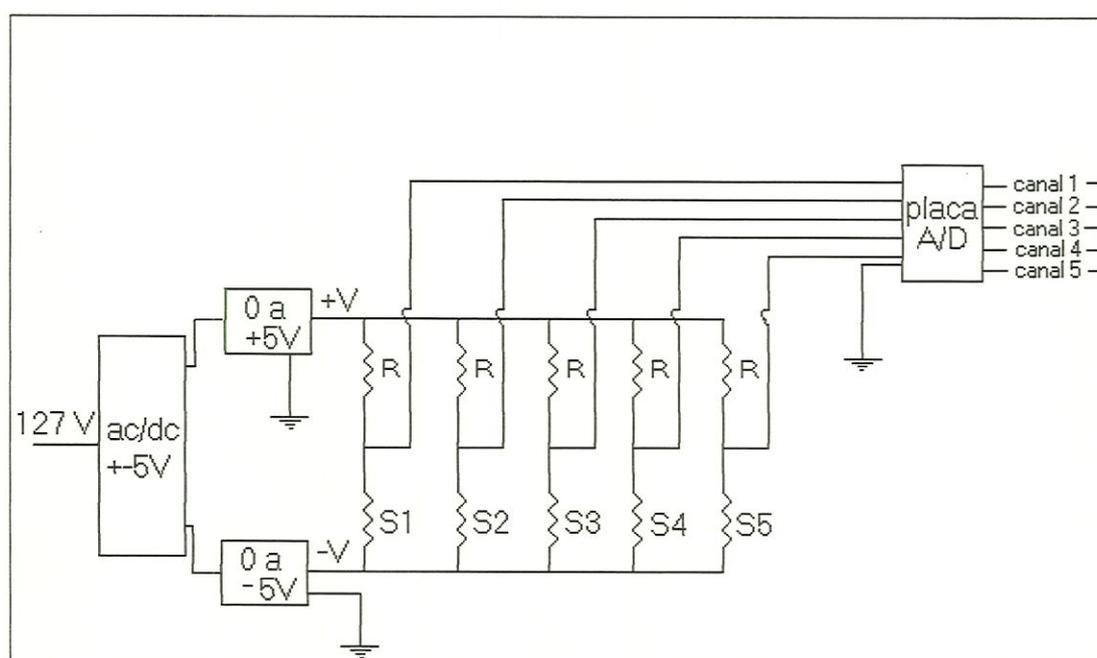


Figura 10 - Circuito eletrônico usado para medir temperatura

A tensão de alimentação da rede passa por um transformador onde a corrente alternada é convertida em corrente contínua. A tensão de saída do transformador é $\pm 5V$. Os dois blocos na seqüência do esquema anterior “0 a +5V e 0 a -5V”, representam vários componentes como transistors, potenciômetros, resistências, retificadores de corrente, para que a tensão na saída seja $\pm V$. Sendo R uma resistência conhecida e S1, S2, S3, S4, S5, os sensores (primários) que são semicondutores cujas resistências variam com a temperatura, o sinal digital do canal 1 (após a placa) corresponde a diferença de tensão entre o terra e o fio corresponde ao sensor 1. O sinal é

interpretado pelo micro computador e quantificado pelo programa; os dados são gravados em um arquivo.

A placa de aquisição de dados A/D de 12 bits possui 8 canais, ou seja, podem ser acoplados até 8 sensores, e os 12 bits (2^{12}) definem os 4096 níveis digitais possíveis para a placa. O ganho do instrumento é regulado por meio de dispositivos eletrônicos (potenciômetros) para a faixa de temperatura que se requer. Esse ajuste, denominado aqui de ajuste da faixa operacional, é ainda grosseiro sendo necessário um ajuste fino. O ajuste fino é feito inserindo-se a curva de calibração no programa de controle.

O software desenvolvido em linguagem Fortran com sub-rotinas em Assembler já existia no laboratório e foi adaptado para o uso em questão, inserindo-se no mesmo as curvas de calibração dos sensores térmicos.^c

5.1.1. Calibração

Foi necessário adotar-se um procedimento padrão para a calibração a fim de garantir-se a repetibilidade, minimizando assim as entradas interferentes que prejudicam a qualidade da saída do instrumento.

Utiliza-se como padrão, um termômetro de mercúrio com precisão de 0,5°C. Foram calibrados somente 5 sensores. Primeiramente os sensores são fixados no bulbo do termômetro de mercúrio e envolvidos com papel alumínio. O termômetro com os sensores é mergulhado em uma proveta contendo querosene (baixo ponto de solidificação). Na figura 11 pode-se

^c O programa de controle datado de 1993 foi desenvolvido por Paulo Eduardo Silveira e foi adquirido por meio de comunicação pessoal

observar o termômetro com um sensor fixo no bulbo sem o papel alumínio, imerso na proveta.

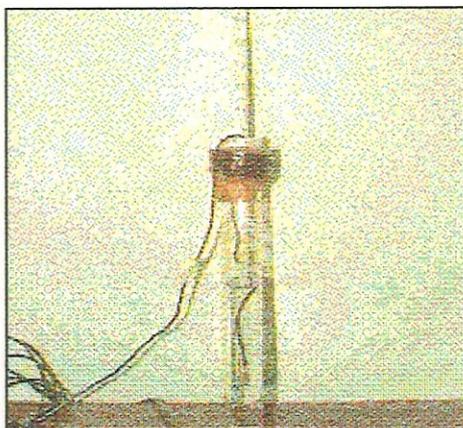


Figura 11 - Sensor no bulbo do termômetro imerso na proveta com querosene

A proveta foi acoplada a uma rolha de cortiça e introduzida em uma garrafa térmica, figura 12.

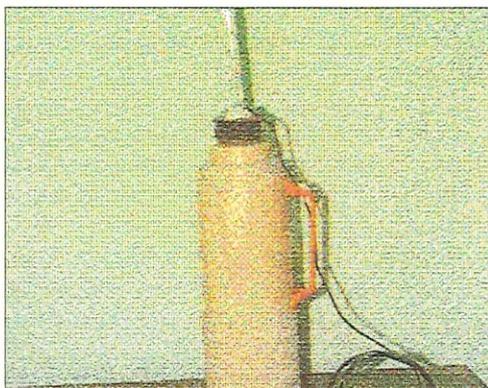


Figura 12 - Garrafa térmica com a proveta acoplada

A garrafa térmica possui água a uma determinada temperatura. A homogeneização era feita manualmente por agitação da garrafa. Após cerca de um minuto o estado de equilíbrio é atingido, e a leitura do termômetro e dos sensores (em níveis digitais) é feita. O primeiro ponto da curva (0°C) é obtido adicionando-se gelo em pedaços bem pequenos na água da garrafa. Os demais pontos são obtidos em banhos termostáticos.

Após a constatação que a quantidade de pontos para a curva de calibração é menos relevante do que a qualidade dos mesmos, são coletados seis pontos no intervalo de interesse.

Cada sensor foi calibrado individualmente gerando assim uma curva de calibração para cada um. Uma regressão linear ajustou uma reta cuja equação entraria posteriormente no programa. Desse modo, o programa lê os níveis digitais, calcula e produz os valores correspondentes à temperatura medida.

As curvas de calibração dos sensores com suas respectivas regressões lineares são apresentadas no apêndice I. Os símbolos representam os pontos experimentais enquanto a linha contínua é a reta cuja equação e coeficiente de correlação são mostrados na legenda.

5.1.2. Precisão do instrumento

A precisão de cada sensor do instrumento é calculada em função do valor real (termômetro padrão) e do valor medido no instrumento. Supõe-se distribuição gaussiana para os desvios (Doebelin, 1990) e que 99.7% das medidas estarão nos limites $\pm 3s_{q_0}$ (s_{q_0} =desvio padrão). Os gráficos dos valores medidos de cada sensor em função dos valores padrão, assim como a seqüência de cálculo para a precisão são apresentados no apêndice II.

Pode-se observar nos gráficos do apêndice II que o ponto 0°C não foi aproveitado para calcular a precisão dos sensores. Caso fosse aproveitado o referido ponto o coeficiente de correlação seria mais baixo, então é desprezado visto que a faixa de trabalho da pesquisa não o inclui. Isto é explicado pela dificuldade em se obter o zero grau Celsius e mantê-lo durante o tempo necessário para as medições.

A precisão de cada instrumento é mostrada na tabela 3:

| Sensor | Precisão (°C) |
|--------|---------------|
| 1 | ± 0.85 |
| 2 | ± 0.70 |
| 3 | ± 0.64 |
| 4 | ± 0.71 |
| 5 | ± 0.77 |

Tabela 3 - Precisão dos sensores

5.2. Controle do nível de água

Para se medir o nível de água no tanque durante o experimento, é utilizado uma mangueira de borracha sifonando a água (piezômetro) para fora do tanque onde se encontra uma escala graduada em milímetros. Precisão na leitura, $\pm 0,5$ mm.

Para uma variação média do nível da água da ordem de 25mm, o erro máximo na leitura é de 2%.

Como não foi possível automatizar estas medições, as leituras são feitas manualmente em intervalos de aproximadamente 1 hora, determinando-se assim a evolução da evaporação. Devido ao longo tempo necessário para o ensaio, as leituras não foram realizadas em todos os ensaios.

A partir de ensaios preliminares detectou-se que a diferença da massa total de água evaporada em todos os ensaios é relativamente pequena (ver apêndice III).

5.3. Potência elétrica.

Utilizando-se um multímetro digital tipo alicate foram feitas medidas de tensão e corrente elétrica. O produto destas duas grandezas quantifica a potência elétrica fornecida pela resistência.

A potência é quantificada diversas vezes em um mesmo experimento devido à flutuação na tensão da rede ao longo do período do dia. Nos cálculos que se seguem são utilizados valores médios de potência.

5.4. Umidade Relativa do Ar

Para a medida da umidade relativa do ar ambiente é utilizado um psicrômetro construído pelo laboratório de Fenômenos de Transporte para pesquisas anteriores.

A umidade relativa do ar é medida indiretamente através das medidas das temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido. Os termômetros ficam posicionados em tubo de PVC de 4" onde em uma das extremidades têm-se um pequeno motor elétrico ligado a um "ventilador" que provoca uma convecção constante com velocidade padrão dentro do psicrômetro, minimizando entradas interferentes.

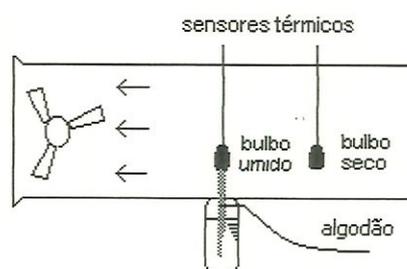


Figura 13 - Esquema do psicrômetro

Devido ao pequeno número de sensores utilizados, a temperatura de bulbo seco não é medida dentro do psicrômetro, mas pelo sensor ambiente localizado a 5 cm acima do nível da água, depois de verificada a coerência entre os dois valores. As fotografias da figura 14 ilustram o psicrômetro utilizado.

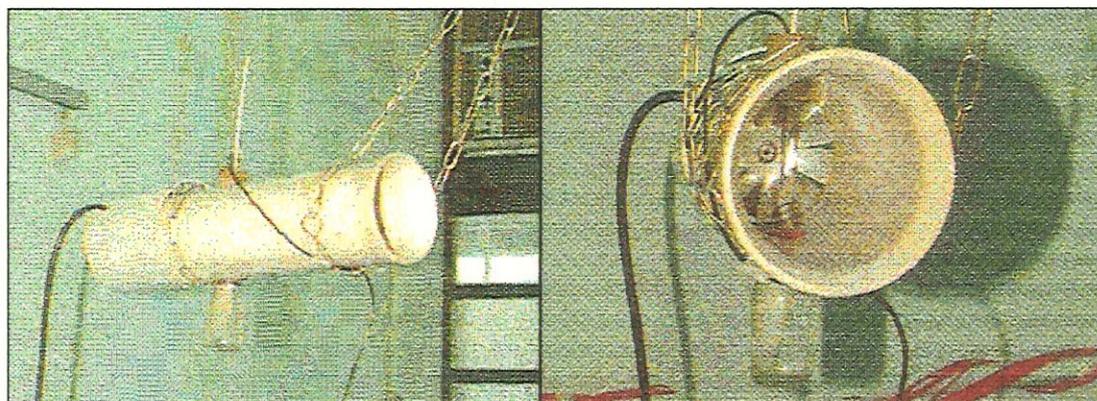


Figura 14 - Vista lateral e frontal do psicrômetro

5.5. Velocidade de rotação

Um instrumento que se baseia no princípio eletromagnético é utilizado para se medir a velocidade de rotação do agitador mecânico do tanque. Um ímã é colado em um disco de plástico acoplado ao eixo do rotor, portanto com a mesma velocidade angular do rotor. Cada vez que o ímã passa por um sensor fixo no suporte, um dispositivo eletromagnético conta uma unidade no mostrador digital. A contagem ocorre durante o tempo de 1 minuto quando o circuito é aberto parando o mostrador. A velocidade angular é lida no display em rotações por minuto. A fotografia da figura 15 mostra o instrumento com o sensor fixo e o ímã colado no disco.

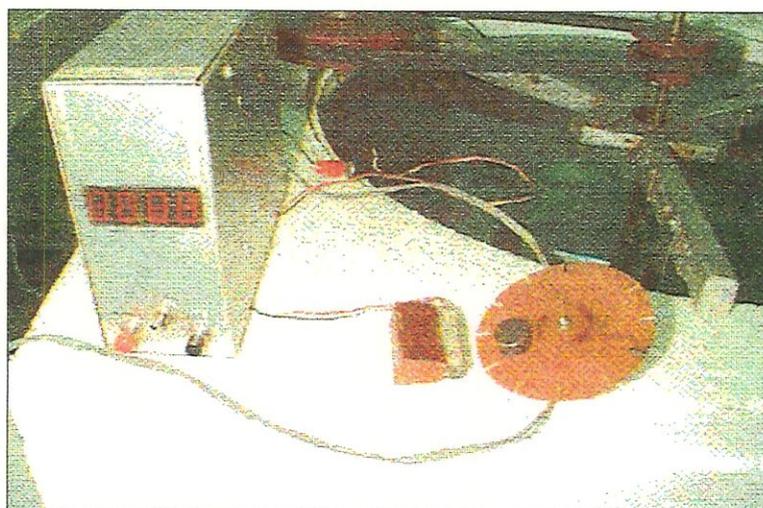


Figura 15 - Medidor de velocidade de rotação



A variação da velocidade de rotação do motor é realizada por variador de frequência, localizado na caixa que abriga o instrumento utilizado para medir temperatura. A velocidade de rotação do motor é ajustada e medida pelo instrumento da figura 15, até se obter a velocidade adequada a cada ensaio.

Além das medições indiretas descritas acima foram realizadas medições diretas de diâmetro e espessura do tanque com trena e paquímetro respectivamente.

6. MODELO MATEMÁTICO

A elaboração de um modelo matemático descritivo dos fenômenos observados e quantificados é apresentada neste capítulo. O fenômeno do resfriamento sem fonte de calor é tratado em separado ao do resfriamento com fonte de calor. É feita uma abordagem físico-matemática do problema, sustentada pela fundamentação teórica apresentada sucintamente na revisão bibliográfica.

6.1. Resfriamento natural - sem fonte ou sumidouro adicionais de calor

O modelo baseia-se no balanço de energia para um volume de controle homogêneo, gerando uma equação diferencial ordinária. A solução da equação fornece o valor da variável (temperatura) em função do tempo. O modelo é utilizado para determinar o coeficiente global de transferência de calor através de uma análise multi-paramétrica que será descrita mais adiante.

A fim de facilitar a elaboração do modelo, julgou-se conveniente, dividir a sua construção em etapas. As etapas são aqui divididas de maneira semelhante à apresentada na revisão bibliográfica (Incropera, 1990), ou seja, formulação do problema, análise e solução.

6.1.1. Identificação e formulação do problema

A primeira etapa da modelagem consiste em identificar o tipo de problema a ser resolvido. Nesta pesquisa, o objetivo é obter uma relação matemática da temperatura da água em função do tempo, que permita a determinação do coeficiente global de transferência de calor k na interface ar-água, no resfriamento de uma massa de água pré-aquecida sob condições controladas. O coeficiente k é determinado empiricamente com auxílio dos dados experimentais do regime transiente.

Na aplicação da lei da conservação da energia, deve-se inicialmente identificar o volume de controle, ou seja, a região do espaço limitada por uma superfície de controle através da qual podem passar calor, trabalho e matéria.

O volume de controle é definido como o volume do tanque preenchido com água. É limitado superiormente pela superfície de água e lateral e inferiormente pelas paredes do tanque. É indicado com linha tracejada na figura 16.

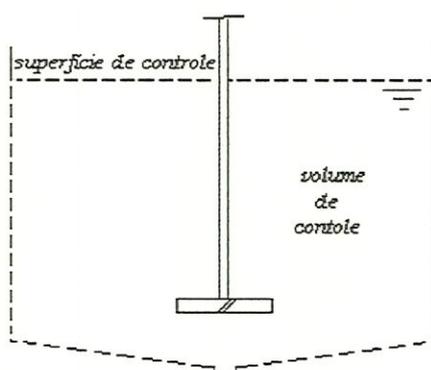


Figura 16 - Volume e superfície de controle

O calor é transferido da água do tanque para o ar ambiente através da superfície livre da água. Junto à superfície da água ocorrem os fenômenos de convecção forçada do ar movimentado pelo ventilador, radiação e

evaporação . Através das paredes e do fundo do tanque ocorre condução de calor. A figura 17 ilustra por meio de setas os mecanismos de transferência de calor e energia que atuam no tanque. Como o objetivo da pesquisa são as trocas de calor na superfície, a montagem experimental foi feita de forma a prevalecer a hipótese de isolamento térmico total ao transporte condutivo de calor.

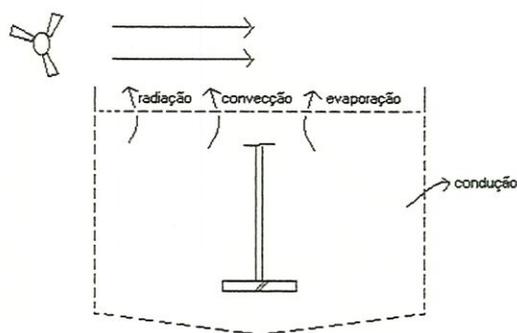


Figura 17 - Mecanismos de transferência de calor e energia

Os parâmetros necessários para a modelagem, quando não disponíveis através de quantificação direta feita em laboratório, foram obtidos em literatura Incropera (1990 p.437). Parâmetros relativos às grandezas variáveis com a temperatura foram substituídos por seus valores médios nos intervalos respectivos, dada a pequena variação observada em cada experimento. Os valores são apresentados na tabela 4.

| Símbolo | Significado | Valor | Unidade |
|----------------|-----------------------------------|-----------------------|---------------------------------|
| K | Condutividade térmica do aço inox | 17 | W/m°C |
| ρ | Massa específica da água | 1000 | Kg/m ³ |
| L _v | Calor latente de vaporização | 670,5 | W.h/kg |
| C | Calor específico da água | 1,16 | W.h/kg°C |
| P | Potência da resistência elétrica | 106, 240 e 300 | W |
| A _s | Área superficial | 0,29 | m ² |
| Δx | Espessura da parede do tanque | 0,003 | m |
| A _l | Área lateral e do fundo do tanque | 0,96 | m ² |
| M | Massa da água inicial | 112 | kg |
| σ | Constante de Stefan-Boltzmann | 5,67 10 ⁻⁸ | W/m ² K ⁴ |

Tabela 4 - Valores utilizados na modelagem

Outras notações utilizadas nesta pesquisa são:

| Símbolo | Significado |
|-----------------------------------|--|
| T | Temperatura da água medida no regime transiente (°C) |
| T _a | Temperatura do ar ambiente medida no regime transiente (°C) |
| (T ₁ -T ₂) | Diferença de temperatura entre a face interna e a externa da parede do tanque (°C) |

Tabela 5 - Notações utilizadas

São feitas algumas hipóteses visando a simplificação do processo de modelagem. Toda hipótese é acompanhada de uma justificativa formal baseada em dados experimentais que a amparam.

I. Como primeira hipótese despreza-se a energia introduzida no volume de controle pelo agitador mecânico. A variação de temperatura da água relativa a essa energia é desprezível perto da variação total da temperatura. Quantificar essa energia seria tarefa difícil não fosse um experimento realizado por Schulz (1989) utilizando o mesmo equipamento desta pesquisa. Em seu trabalho Schulz (1989) admitiu que o valor do adimensional N_p (número de potência) é aproximadamente 1 para o agitador de quatro pás utilizado e verificou que a potência pode ser expressa como proporcional ao cubo da velocidade de rotação. Esta hipótese veio a ser confirmada em trabalho publicado por Stamato (1993). Outra suposição feita aqui é que a energia dissipada é igual à energia introduzida pelo motor. Sendo P' a potência dissipada (W) e N a velocidade de rotação (rps), segundo Schulz (1989, p.484) a potência dissipada é expressa como:

$$P' \cong 0.0663N^3 \quad (6.1)$$

Então, para o intervalo das velocidades de rotação em questão, o valor da potência dissipada se encontra resumido na tabela 6.

| Velocidade de rotação (rpm) | Potência dissipada/introduzida (W) |
|-----------------------------|------------------------------------|
| 50 | 0,038 |
| 63 | 0,076 |
| 80 | 0,16 |
| 100 | 0,31 |
| 126 | 0,61 |
| 158 | 1,21 |
| 200 | 2,46 |
| 251 | 4,85 |

Tabela 6 - Potência introduzida pelo agitador

Calculando o acréscimo da temperatura da água devido ao trabalho mecânico para a pior situação, ou seja, para a velocidade de rotação de 251rpm e isolamento térmico total, durante o intervalo de 20 horas têm-se:

$$E = m \cdot C \cdot \Delta T \quad (6.2)$$

$$4.85 \cdot 20 = 112 \cdot 1.16 \cdot \Delta T$$

$$\Delta T = 0.75^{\circ}\text{C}$$

Foi realizado ainda um ensaio para verificar a variação da temperatura, que consistiu em tampar a superfície da água com placas de isopor e medir a temperatura durante 4 horas com agitação de 251rpm. Os resultados indicaram que no intervalo de tempo, não houve variação da temperatura da água relacionada com o trabalho mecânico do agitador, conforme ilustra o gráfico da figura 18. O decréscimo observado na figura 18 deve-se provavelmente às irregularidades da tampa de isopor (não tampando totalmente o tanque), permitindo um fluxo de calor para o ambiente através de pequenos espaços.

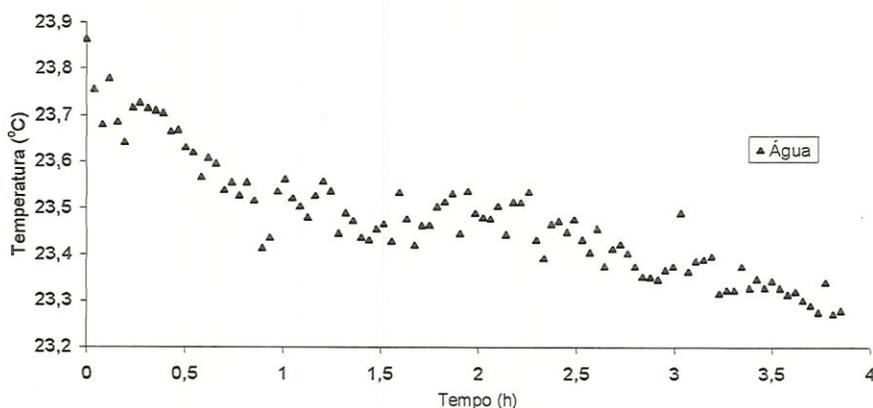


Figura 18 - Variação da temperatura com agitador; 251rpm

II. Como o objetivo da pesquisa é estudar as trocas de calor na interface água-ar, procurou-se isolar as paredes e o fundo do tanque de maneira que não ocorresse transferência por condução. Os valores da temperatura na parede do lado de dentro e de fora do tanque foram medidos em todos os ensaios transientes. É verificado que, nos resfriamentos sem fonte de calor a diferença de temperatura $T_1 - T_2$ inicialmente é da ordem de $0,8^\circ\text{C}$ e diminui em função do tempo ao longo do experimento. Observa-se que, a partir de um certo instante durante o experimento esta diferença chega a zero e continua a crescer negativamente. Portanto, neste instante, ocorre uma inversão no sentido do fluxo de calor, isto se deve ao fato de que a temperatura do isolante térmico (ar quente retido que não entra em contato com o meio, ver figura 5) fica maior do que a da água que continua trocando calor com o ambiente. Os gráficos das figuras 19 e 20 mostram os valores experimentais para duas velocidades de rotação. Por motivo de espaço os outros ensaios encontram-se no apêndice IV. Os comportamentos para outras velocidades (no resfriamento natural) são aproximadamente iguais aos apresentados nas figuras 19 e 20.

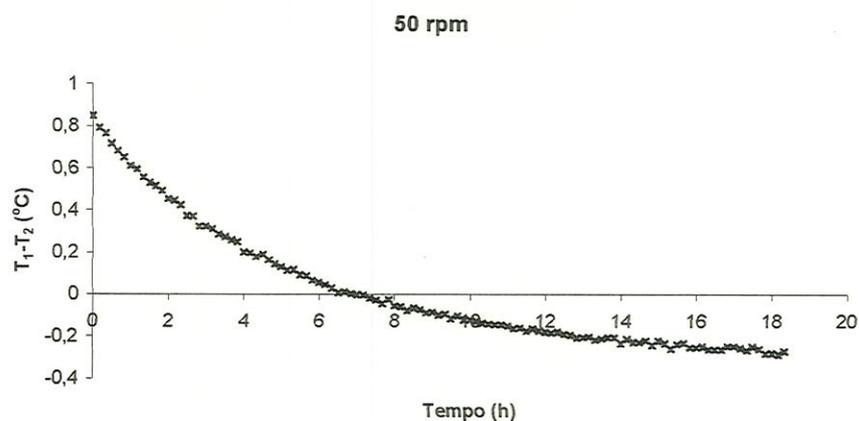


Figura 19 - Diferença de temperatura entre o lado de dentro e o lado de fora da parede do tanque; resfriamento sem fonte de calor, 50 rpm

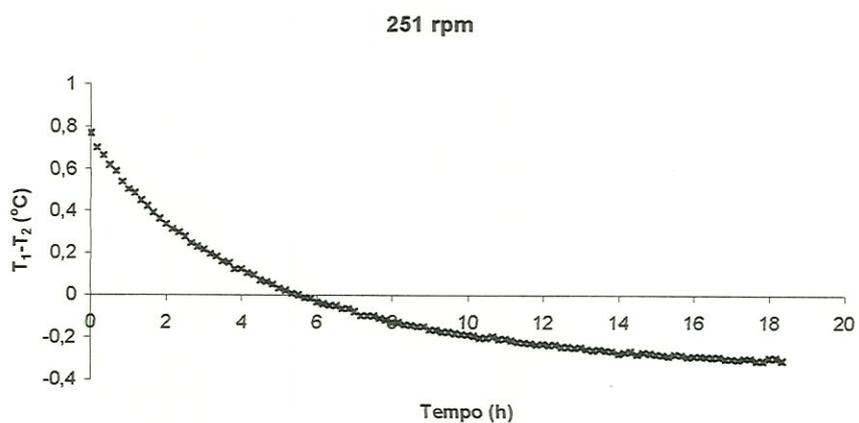


Figura 20 - Diferença de temperatura entre o lado de dentro e o lado de fora da parede do tanque; resfriamento sem fonte de calor, 251 rpm

Para o resfriamento com fonte de calor o comportamento também é semelhante só que a inversão de sentido do fluxo de calor é retardada e em alguns casos não acontece. A figura 21 ilustra um caso típico. Todos os outros ensaios encontram-se no apêndice V.

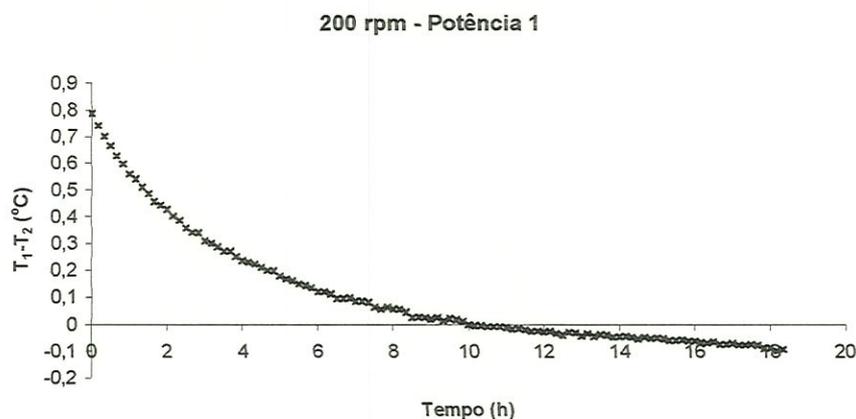


Figura 21 - Diferença de temperatura entre o lado de dentro e o lado de fora da parede do tanque; resfriamento com a potência 1, 200rpm

De qualquer forma, dadas as baixas diferenças de temperatura $T_1 - T_2$ e a relativamente alta resistência térmica do aço inoxidável, o calor transferido por condução pôde ser desprezado. Supõe-se isolamento total e que ocorrem trocas de calor somente na superfície da água.

No entanto, caso ocorresse perda significativa por condução através das paredes, apenas mais um termo seria agregado à equação, não trazendo maiores consequências na modelagem.

III. Uma terceira hipótese sustentada também por dados experimentais diz respeito a agregação dos mecanismos de evaporação, radiação e condução em apenas um termo, determinando-se um único coeficiente de transferência de calor relativo aos três fenômenos. Esse coeficiente é aqui denominado de coeficiente global de transferência de calor sendo detalhado na análise a seguir.

IV. A temperatura da água é considerada a mesma em todo o tanque para qualquer velocidade de rotação do agitador. Em ensaios preliminares verificou-se que, com velocidades de rotação acima de 50rpm não existe estratificação térmica significativa.

6.1.2. Análise

A elaboração desta modelação matemática envolve a utilização de uma lei geral de conservação e uma lei particular que explicita a relação entre os parâmetros considerados relevantes no estudo. O modelo aqui proposto tem como lei geral a primeira lei da termodinâmica. Sendo Q o calor e W o trabalho a primeira lei pode ser expressa pela equação:

$$\delta Q - \delta W = dE \quad (6.3)$$

Em que:

dE é a variação da energia interna do sistema

A equação 6.3 pode ser expressa em termos das taxas temporais (\dot{Q} , w) e da taxa de acumulação de energia, ou seja

$$\dot{Q} - w = \frac{dE}{dt} \quad (6.4)$$

Para o sistema em questão, o trabalho w é desprezível de acordo com a hipótese 1 feita no item 6.1.1 e adotando a convenção de sinal usual da termodinâmica têm-se:

$$\dot{Q}_{entra} - \dot{Q}_{sai} = \frac{\Delta E}{\Delta t} \quad (6.5)$$

O termo referente ao calor que entra no sistema (\dot{Q}_{entra}) é considerado nulo. O termo referente à energia que sai do sistema, corresponde ao calor transferido ao ambiente (vizinhança) através dos mecanismos básicos de transmissão de calor: condução, convecção forçada e radiação. Além dessas vias, existe ainda um sumidouro de energia correspondente ao calor latente de mudança de fase (vaporização). Desse modo:

$$-\dot{Q}_{condução} - \dot{Q}_{convecção} - \dot{Q}_{radiação} - \dot{Q}_{evaporação} = \frac{\Delta E}{\Delta t} \quad (6.6)$$

A parcela correspondente à condução através das paredes também é desprezada baseando-se na segunda hipótese (item 6.1.1), ou seja:

$$-\dot{Q}_{convecção} - \dot{Q}_{radiação} - \dot{Q}_{evaporação} = \frac{\Delta E}{\Delta t} \quad (6.7)$$

É necessário observarem-se leis específicas para cada termo pois a lei geral não permite explicitar a relação de cada fenômeno com os parâmetros envolvidos.

A lei particular relativa à transferência de calor por convecção é conhecida como a lei do resfriamento de Newton e pode ser expressa como:

$$\dot{Q}_{convecção} = h_m \cdot A_s \cdot (T - T_a) \quad (W) \quad (6.8)$$

Em que:

- h_m = Coeficiente de película médio ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
- A_s = Área superficial (m^2)
- T = Temperatura da água ($^\circ C$)
- T_a = Temperatura do ar ambiente ($^\circ C$)

O termo referente à radiação é expresso pela lei de Stefan-Boltzmann:

$$\dot{Q}_{radiação} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_s (\bar{T}^4 - \bar{T}_a^4) \quad (W) \quad (6.9)$$

Em que:

- ε = Emissividade
- σ = Constante de Stefan-Boltzmann ($W/m^2 \cdot K$)
- A_s = Área superficial (m^2)
- \bar{T} = Temperatura absoluta da água (K)
- \bar{T}_a = Temperatura absoluta do ar ambiente (K)

A expressão $(\bar{T}^4 - \bar{T}_a^4)$ pode ser dividida de modo que:

$$(\bar{T}^4 - \bar{T}_a^4) = (\bar{T}^2 - \bar{T}_a^2) \cdot (\bar{T}^2 + \bar{T}_a^2) = (\bar{T} - \bar{T}_a) \cdot (\bar{T} + \bar{T}_a) \cdot (\bar{T}^2 + \bar{T}_a^2)$$

Para a faixa de temperatura da pesquisa (20 a 50°C) têm-se os seguintes valores extremos para $(\bar{T}^4 - \bar{T}_a^4)$:

$$20^\circ\text{C}(293\text{K}) \Rightarrow (\bar{T} - \bar{T}_a) \cdot (293 + 293) \cdot (293^2 + 293^2) = (\bar{T} - \bar{T}_a) \cdot 1,006 \cdot 10^8$$

$$50^\circ\text{C}(323\text{K}) \Rightarrow (\bar{T} - \bar{T}_a) \cdot (323 + 293) \cdot (323^2 + 293^2) = (\bar{T} - \bar{T}_a) \cdot 1,171 \cdot 10^8$$

A taxa de radiação (equação 6.9) entre os dois extremos da faixa de temperatura em questão pode ser escrita como:

$$\dot{Q}_{\text{radiação}} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_s \cdot (\bar{T} - \bar{T}_a) \cdot (1,089 \pm 0,083) 10^8 \quad (6.10)$$

Ou seja, utilizando-se o valor médio de $1,089 \cdot 10^8$ a variação em torno dele é menor ou igual a 7.62%. Como esta variação é pequena supõe-se o termo $(\bar{T} + \bar{T}_a) \cdot (\bar{T}^2 + \bar{T}_a^2)$ constante. Os outros termos (ε , σ , A_s) também são constantes, o que torna possível dizer que a troca por radiação pode ser expressa como uma função da diferença $(T - T_a)$, ou seja:

$$\dot{Q}_{\text{radiação}} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_s \cdot (T - T_a) \cdot (1,089 \pm 0,083) 10^8 = \alpha \cdot (T - T_a) \quad (6.11)$$

Em que α é uma constante igual a $1,089 \cdot 10^8 \cdot \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_s \text{ W/}^\circ\text{C}$

A taxa de transferência de calor por evaporação refere-se à energia de mudança de fase, relativa ao calor latente de vaporização (L_v). É função da massa específica e da vazão de evaporação.

$$\dot{Q}_{\text{evaporação}} = L_v \cdot \rho \cdot Q_{\text{evap}} \quad (W) \quad (6.12)$$

Em que:

- L_v = Calor latente de vaporização da água (W.h/kg)
- Q_{evap} = Vazão de evaporação (m^3/h)
- ρ = Massa específica da água (kg/m^3)

A vazão de evaporação Q_{evap} varia em função do tempo. Sendo h o nível da água do tanque pode-se escrever:

$$Q_{\text{evap}} = A_s \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right) \quad (6.13)$$

Analisando-se os dados experimentais dos ensaios em que se mediu a variação do nível, observou-se que a variação do nível de água é grande no começo e diminui quando a temperatura da água tende para o valor de equilíbrio. Este fato está sendo citado pois permitiu visualizar um tratamento adequado para a evaporação, qual seja, de expressar a variação do nível da água como sendo proporcional à diferença $(T - T_a)$.

Então:

$$\frac{dh}{dt} \propto (T - T_a) \quad (6.14)$$

Ou

$$\frac{dh}{dt} = \beta(T - T_a) \quad (6.15)$$

Em que β é medido em $m/s^\circ C$

Substituindo-se a equação 6.15 na equação 6.13 e esta por sua vez na equação da taxa de evaporação (equação 6.12) têm-se:

$$\dot{Q}_{\text{evaporação}} = L_v \cdot \rho \cdot A_s \cdot \beta \cdot (T - T_a) = \gamma \cdot (T - T_a) \quad (6.16)$$

Em que γ ($W/^\circ C$) é uma constante igual a $L_v \cdot \rho \cdot A_s \cdot \beta$ (admitiu-se L_v constante).

Substituindo-se as taxas explicitadas acima na equação 6.7, têm-se:

$$-h_m \cdot A_s \cdot (T - T_a) - \alpha \cdot (T - T_a) - \gamma \cdot (T - T_a) = \frac{\Delta E}{\Delta t} \quad (6.17)$$

A variação de energia ΔE deve-se à variação da temperatura, de maneira que:

$$-h_m \cdot A_s \cdot (T - T_a) - \alpha \cdot (T - T_a) - \gamma \cdot (T - T_a) = \frac{\Delta(m \cdot C \cdot \Delta T)}{\Delta t} \quad (6.18)$$

Supõe-se que a massa e o calor específico da água sejam constantes. Explica-se: O calor específico varia muito pouco (~3%) para a faixa de temperatura em questão, e a variação da massa é aproximadamente 5% do total da massa (correspondente à massa evaporada).

$$-h_m \cdot A_s \cdot (T - T_a) - \alpha \cdot (T - T_a) - \gamma \cdot (T - T_a) = \frac{m \cdot C \cdot \Delta T}{\Delta t} \quad (6.19)$$

Quando $\Delta t \rightarrow 0$

$$-h_m \cdot A_s \cdot (T - T_a) - \alpha \cdot (T - T_a) - \gamma \cdot (T - T_a) = \frac{m \cdot C \cdot dT}{dt} \quad (6.20)$$

Rearranjando;

$$\frac{dT}{dt} = -\frac{1}{m \cdot C} (h_m \cdot A_s + \alpha + \gamma) \cdot (T - T_a) \quad (6.21)$$

Os valores constantes são agrupados para facilitar a solução da equação de modo que:

$$h_m \cdot A_s + \alpha + \gamma = H \quad (6.22)$$

Substituindo a equação 6.22 na equação 6.21, a equação diferencial gerada pelo modelo para o resfriamento natural fica:

$$\frac{dT}{dt} + \frac{H}{m \cdot C} \cdot (T - T_a) = 0 \quad (6.23)$$

O termo $\frac{H}{m \cdot C}$, é o coeficiente global de transferência de calor e será representado simplesmente por k , como já adiantado no item 6.1.1. O seu inverso $\frac{m \cdot C}{H}$ é uma escala temporal, ou seja, uma constante de tempo do processo de resfriamento. Sua unidade de medida é hora (h).

$$k = \frac{H}{m \cdot C} \quad (6.24)$$

Vale lembrar que coeficiente global de transferência de calor k é referente aos três mecanismos de troca que compõe o valor de H (convecção, radiação e evaporação). Não é objetivo desta pesquisa quantificar cada termo da variável H e sim investigar a determinação do coeficiente global k .

6.1.3. Solução

A equação gerada pelo modelo (eq. 6.23) é uma equação diferencial linear homogênea com coeficientes constantes e é resolvida analiticamente.

$$\frac{dT}{dt} = -k \cdot (T - T_a) \quad (6.25)$$

Cuja solução é apresentada na equação 6.26 para uma temperatura inicial da água T_0 .

$$T = (T_0 - T_a) \cdot e^{-kt} + T_a \quad (6.26)$$

A determinação do coeficiente k (calibração) é feita a partir dos dados experimentais. Utilizando-se comandos de otimização da planilha Excel, ajusta-se o melhor valor de k através do método dos mínimos quadrados. A metodologia clássica para a calibração é apresentada no apêndice VI.

6.2. Resfriamento com fonte de calor

Para modelar o resfriamento quando existe uma fonte de energia valem as mesmas hipóteses usadas para o resfriamento natural. O mesmo tratamento dado à convecção, radiação e evaporação também é aplicado na análise deste fenômeno. A diferença consiste no balanço de energia que agora possui um termo relativo à energia térmica introduzida pela resistência elétrica. Sendo $\dot{Q}_{resistência}$ o termo referente à potência introduzida pela resistência tem-se o seguinte balanço:

$$+\dot{Q}_{resistência} - \dot{Q}_{convecção} - \dot{Q}_{radiação} - \dot{Q}_{evaporação} = \frac{\Delta E}{\Delta t} \quad (6.27)$$

O valor de $\dot{Q}_{resistência}$ é suposto constante (apesar das sempre presentes pequenas variações da tensão da rede) e quantificado pelo produto das grandezas corrente e tensão elétrica. Será daqui em diante simbolizado por P . A equação gerada é semelhante à equação do resfriamento natural com a adição de um termo constante que não depende da temperatura nem do tempo.

$$\frac{d(T - T_a)}{dt} + \frac{H}{m \cdot C} \cdot (T - T_a) = \frac{P}{m \cdot C} \quad (6.28)$$

A equação 6.28 é uma equação diferencial linear não homogênea sendo que o termo $\frac{P}{m \cdot C}$ caracteriza a “não homogeneidade”. A sua solução é apresentada na equação 6.29.

$$T = \left(T_0 - \left(T_a + \frac{P}{H} \right) \right) \cdot e^{-kt} + \frac{P}{H} + T_a \quad (6.29)$$

Observando as equações 6.26 e 6.29 (soluções das equações diferenciais do resfriamento sem fonte e com fonte de calor respectivamente), pode-se concluir que:

Quando $t \rightarrow \infty$ o termo $e^{-k \cdot t}$ tende a zero e a temperatura final tende para a temperatura de equilíbrio T_f . Sendo T_{f0} a temperatura de equilíbrio da água no resfriamento natural e T_{fP} a temperatura de equilíbrio da água com a fonte de calor P, têm-se:

$$T_{f0} = T_a \quad (6.30)$$

$$T_{fP} = T_a + \frac{P}{H} \quad (6.31)$$

O que permite dizer que a diferença entre as temperaturas finais é igual ao termo $\frac{P}{H}$.

Como $H = m \cdot C \cdot k$ (equação 6.24), substitui-se na equação 6.31 que fica:

$$T_{fP} = T_a + \frac{P}{m \cdot C \cdot k} \quad (6.32)$$

Ou ainda;

$$k = \frac{P}{m \cdot C \cdot (T_{fP} - T_a)} \quad (6.33)$$

Como todos os valores são conhecidos o valor de k é calculado utilizando-se os valores finais medidos no ensaio. Este novo procedimento é denominado “método do regime permanente”.

7.RESULTADOS E DISCUSSÕES

São apresentados neste capítulo o modelo ajustado aos dados experimentais obtidos no resfriamento natural e os valores de k determinados no regime transiente. Em seguida são apresentados os valores de k calculados pelo método do regime permanente. Os valores são então comparados e discutidos.

7.1. Determinação do coeficiente “ k ” (h^{-1}) pelo regime transiente

O ajuste da curva $T = (T_0 - T_a) \cdot e^{-k \cdot t} + T_a$, foi realizado variando os valores “ k ” e “ T_a ” (calibração do modelo), através de metodologia tradicional no regime transiente (apêndice VI).

Par facilitar a compreensão, os dados são apresentados em gráficos separados para cada velocidade de rotação. São mostrados dois gráficos em cada uma das figuras seguintes. O gráfico maior contém os pontos experimentais e a curva do modelo em função do tempo. O gráfico menor mostra o valor dos resíduos também em função do tempo. Os pontos experimentais estão representados por símbolos individuais enquanto que a linha grossa e contínua se refere ao modelo.

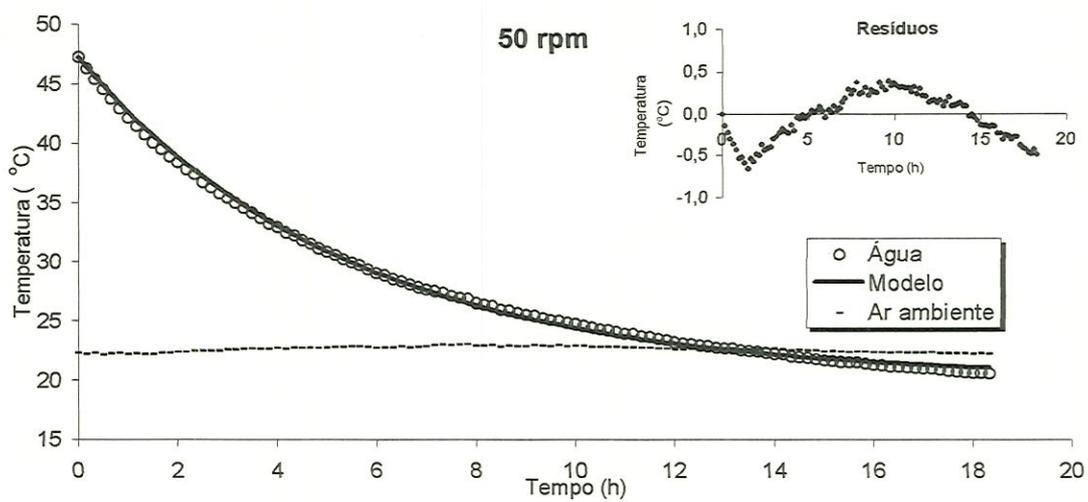


Figura 22 - Resfriamento natural; 50 rpm

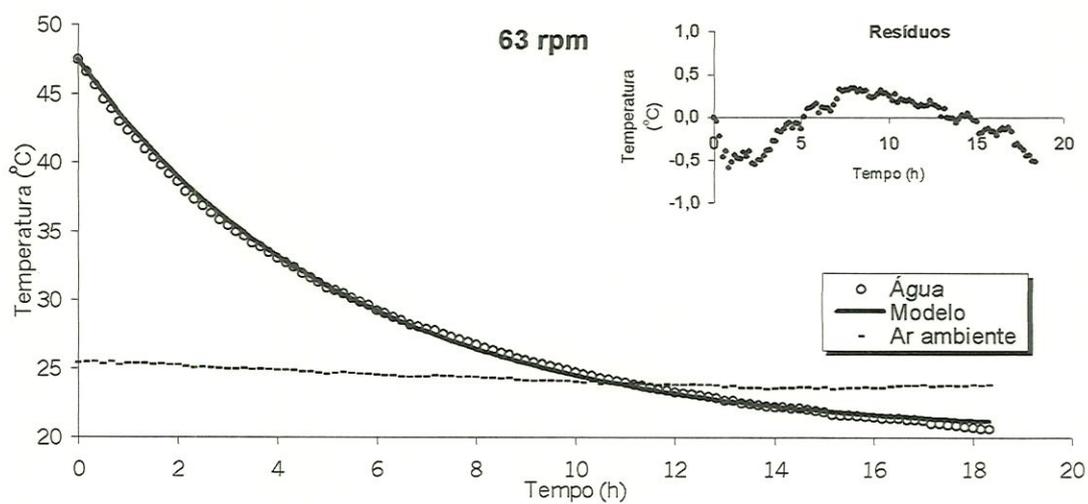


Figura 23 - Resfriamento natural; 63 rpm

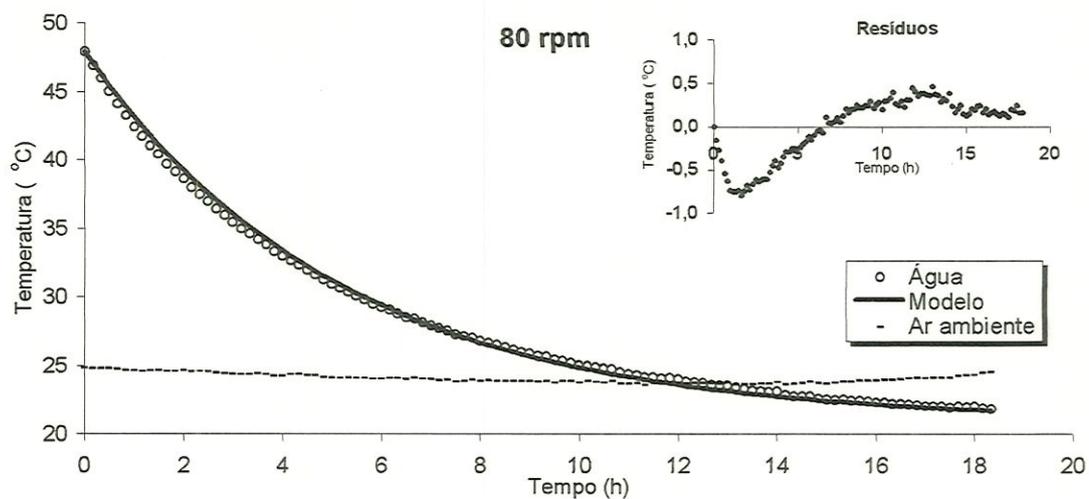


Figura 24 - Resfriamento natural; 80 rpm

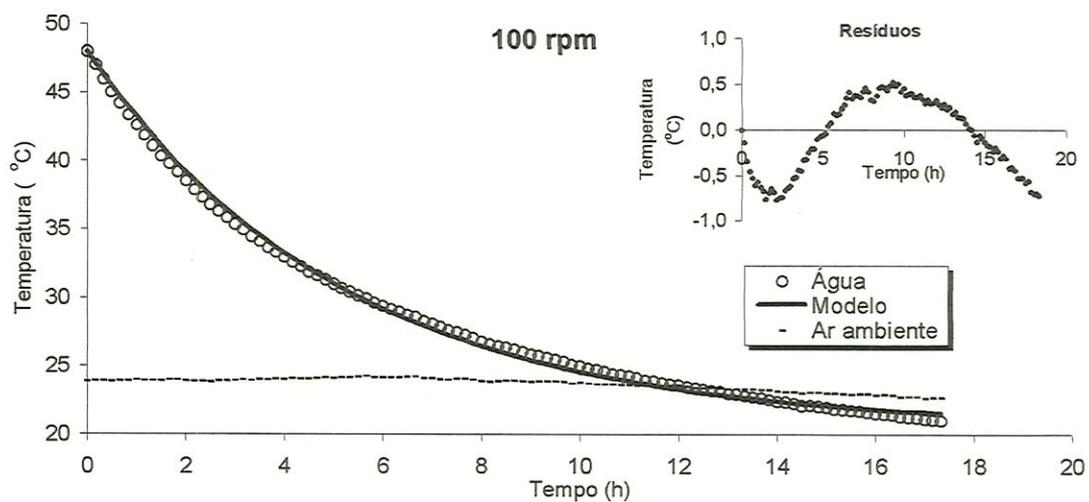


Figura 25 - Resfriamento natural; 100 rpm



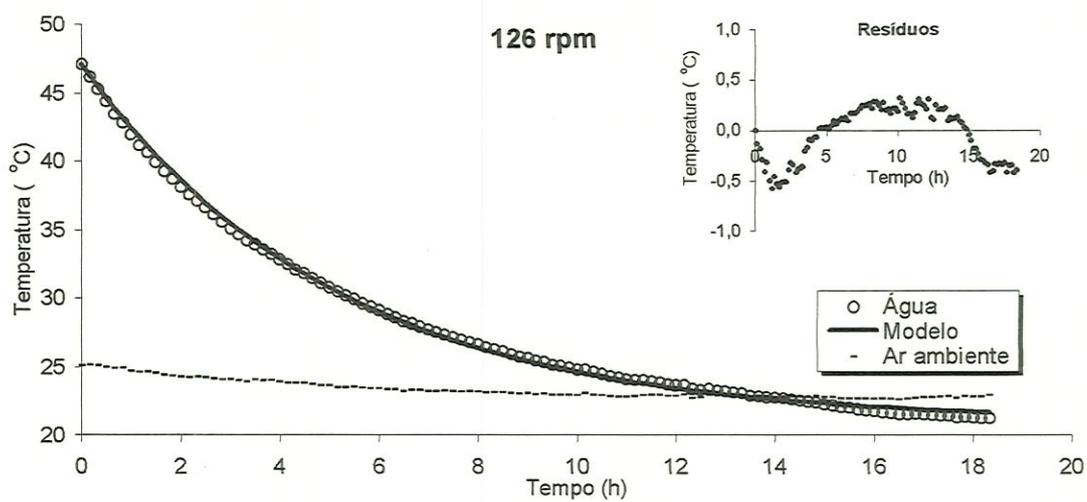


Figura 26 - Resfriamento natural; 126 rpm

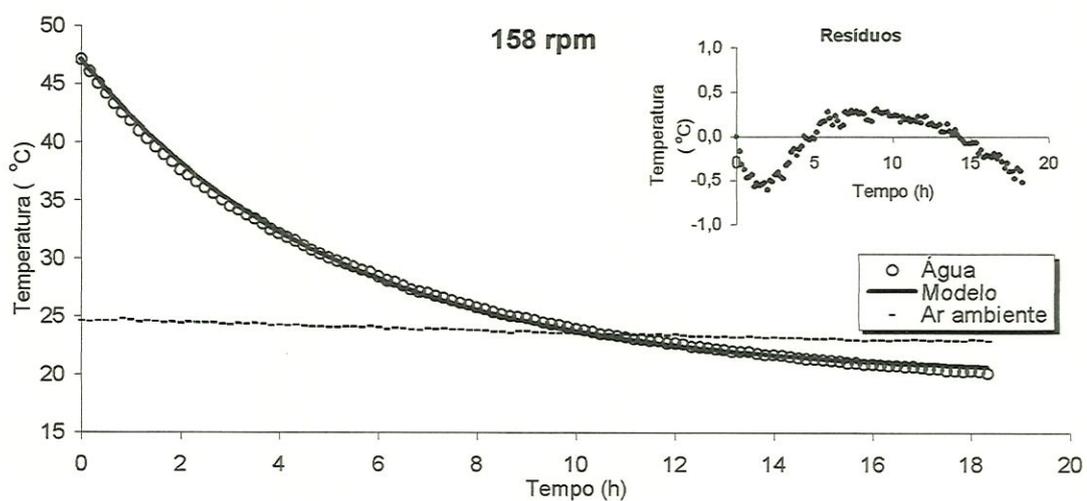


Figura 27 - Resfriamento natural; 158 rpm

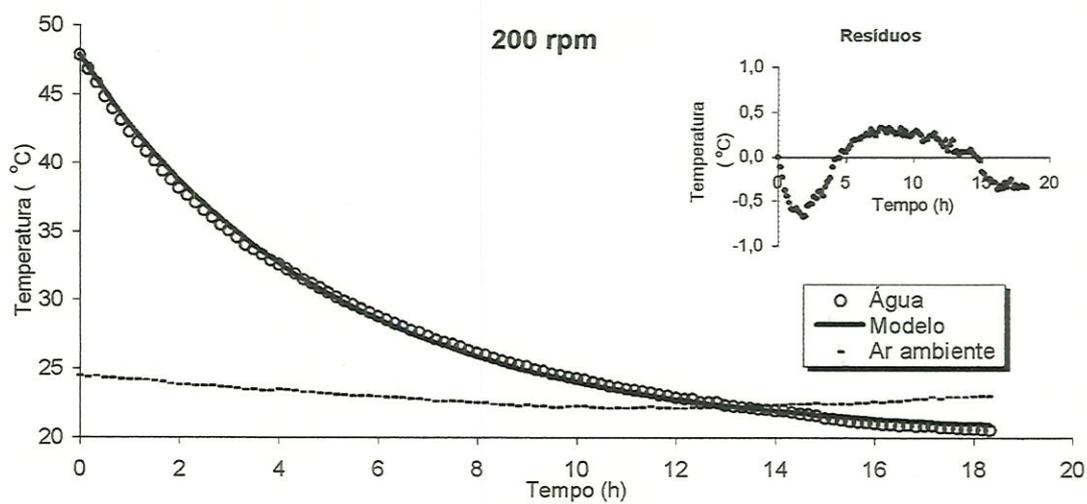


Figura 28 - Resfriamento natural; 200 rpm

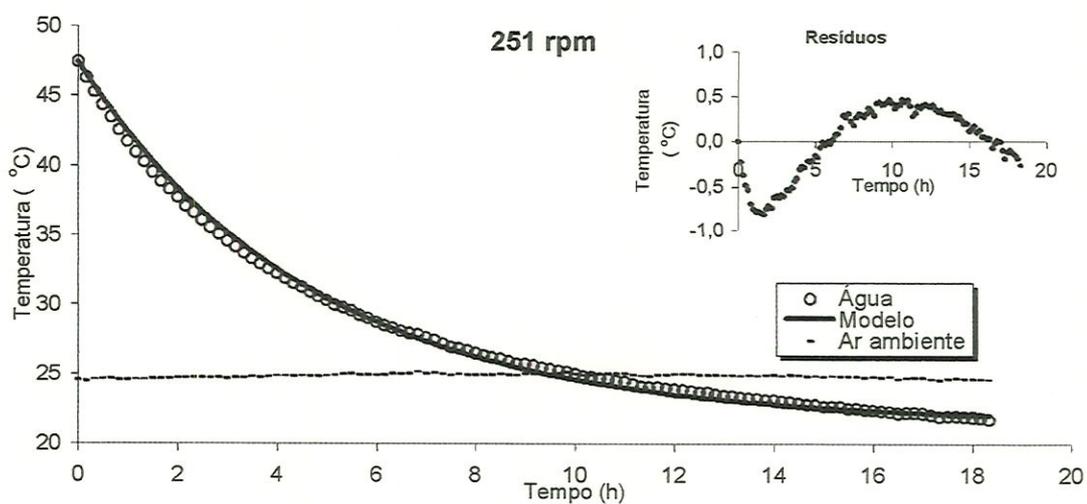


Figura 29 - Resfriamento natural; 251 rpm

Os valores encontrados para o ajuste da equação aos dados experimentais são mostrados na tabela 7.

| Velocidade de rotação (rpm) | k (h^{-1}) | T_a ($^{\circ}C$) |
|-----------------------------|------------------|-----------------------|
| 50 | 0,186 | 20,11 |
| 63 | 0,186 | 20,24 |
| 80 | 0,193 | 20,90 |
| 100 | 0,193 | 20,56 |
| 126 | 0,196 | 20,90 |
| 158 | 0,197 | 19,92 |
| 200 | 0,199 | 20,19 |
| 251 | 0,213 | 21,97 |

Tabela 7 - Valores obtidos no ajuste de k e T_a

Pode-se observar nos gráficos das figuras 22 a 29, que a temperatura final do ar ambiente medida durante o experimento (T_a experimental) é sempre maior que a temperatura do ar ambiente ajustada T_a mostrada na tabela 7. Esse fato é explicado pelo fenômeno de resfriamento evaporativo abordado sucintamente na revisão bibliográfica. A temperatura T_a ajustada pela calibração do modelo é próxima à temperatura de equilíbrio da água medida no final do experimento. Os valores de k são mostrados no gráfico da figura 30.

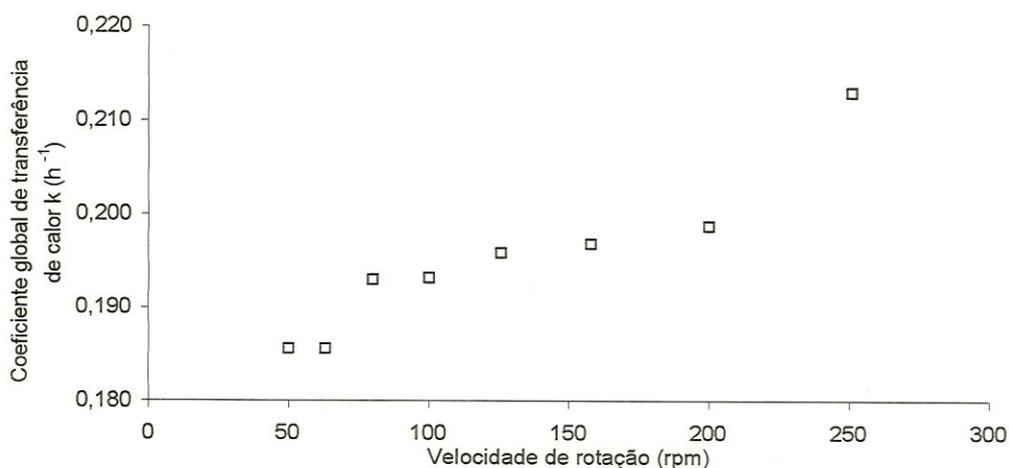


Figura 30 - Valores do coeficiente k (h^{-1}) em função da velocidade de rotação

Pode-se observar na figura 30, uma tendência crescente do valor de k com o aumento da velocidade de rotação. Este fato evidencia que k é proporcional a área da superfície livre do líquido, que aumenta muito quando esta superfície é quebrada (altas agitações). No entanto, calculando o valor médio para o coeficiente k , pode se dizer que a variação do coeficiente para todas as velocidades de rotação é igual a $0,199 \pm 0,135$ (h^{-1}), ou seja, a diferença em torno do valor médio é 6.8%. Este fato sugere que a influência da agitação valor do coeficiente k , na faixa de 50 a 250rpm, é pequena.

A relação entre os coeficientes de transferência global de transferência de calor para as velocidades de rotação de 251 e 50rpm é representado por R , em que:

$$R = \frac{k_{251}}{k_{50}} = \frac{0,213}{0,186} = 1,14 \quad (7.1)$$

Os resultados obtidos por Barbosa (1989, p.153) para o coeficiente de reaeração k_2 , obtidos na mesma configuração experimental, indicam que para a mesma faixa de velocidade de rotação, o valor de R é igual a 7,6.

O aumento do coeficiente k_2 em função do nível de agitação no tanque verificado em Barbosa (1989), como explica a teoria dos dois filmes, se deve à diminuição da resistência oferecida pelo filme líquido. Essa observação sugere que, em aumentando-se a agitação, o processo de transferência do oxigênio pode evoluir significativamente para uma situação controlada pela fase líquida.

Este fato não é verificado na transferência de calor aqui estudada, devido ao baixo valor de R (1,14) se comparado ao valor obtido em Barbosa (1989). Essa observação permite concluir que, para o intervalo de agitação investigado, ao contrário da transferência de oxigênio, o processo de

transferência de calor parece ser governado pelas características do filme gasoso.

7.2. Determinação do coeficiente “k” (h^{-1}) pelo regime permanente

O valor do coeficiente k é calculado pela maneira apresentada detalhadamente no capítulo 6 (equação 6.33), ou seja:

$$k = \frac{P}{m \cdot C \cdot (T_{fp} - T_a)}$$

Os valores medidos no experimento que permitem a determinação de k são: P (potência na resistência elétrica em watts), T_{fp} (temperatura de equilíbrio da água em °C) e T_a (temperatura fina do ar ambiente em °C).

A fim de se garantir-se que o valor da potência, quantificado pelas grandezas mensuráveis corrente e tensão elétrica são confiáveis, foi realizado um ensaio com um calorímetro. O ensaio consistiu no aquecimento de uma massa de 17 kg de água com uma resistência elétrica imersa na água, medindo-se a diferença de temperatura da água durante o tempo de 5 minutos. A diferença de temperatura medida é 6°C. A potência quantificada pelas medições do multímetro é igual a 1452 W (220V x 6,6A) enquanto que pela variação de temperatura o valor obtido foi de 1419 W. Isto implica em um erro entre os valores não superior a 2%, o que viabiliza o uso da potência quantificada pelo produto da tensão e corrente elétrica.

O valor de T_a , é a temperatura de equilíbrio do ar ambiente medida pelo sensor 1. Este sensor, realiza medidas diferentes da temperatura do ar ambiente de um ensaio para outro, devido às variações nos perfis da camada limite térmica, enquanto deveria realizar a mesma medida para

todos os ensaios (sala climatizada). Isto inviabiliza a utilização dos valores da temperatura do ar ambiente medidas pelo sensor. Esse sensor registra uma temperatura superior à temperatura do ar ambiente fora da camada limite térmica.

É realizado um ensaio para determinar-se a temperatura do ar ambiente. Como a sala é climatizada, em todos os ensaios a água troca calor com o ar ambiente a uma temperatura constante. Dois sensores estão localizados em pontos diferentes da sala que se encontra o tanque em operação. Assim que o equilíbrio térmico se estabelece, são feitas as leituras nos dois sensores e a média para os dois valores fornece a temperatura do ar ambiente. A temperatura do ar ambiente T_a que é utilizada nos cálculos que se seguem é $22,25^\circ\text{C}$.

O valor de T_{FP} corresponde ao valor da temperatura de equilíbrio da água medida pelo sensor 4. Os ensaios transientes são apresentados em gráficos nas figuras 31 a 38 e o valor da temperatura de equilíbrio da água corresponde ao último valor da temperatura da água (tabela 8).

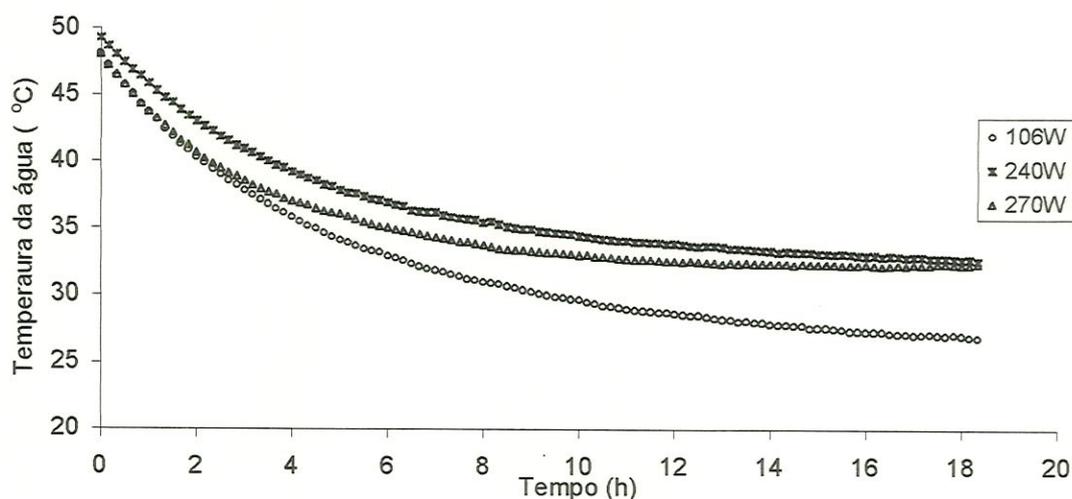


Figura 31 - Resfriamento com fonte de calor; 50rpm

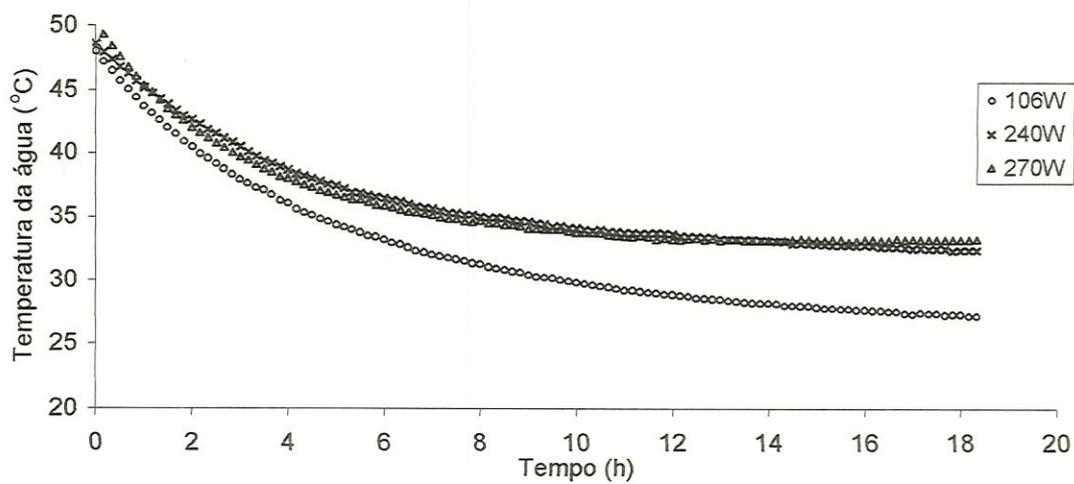


Figura 32 - Resfriamento com fonte de calor; 63rpm

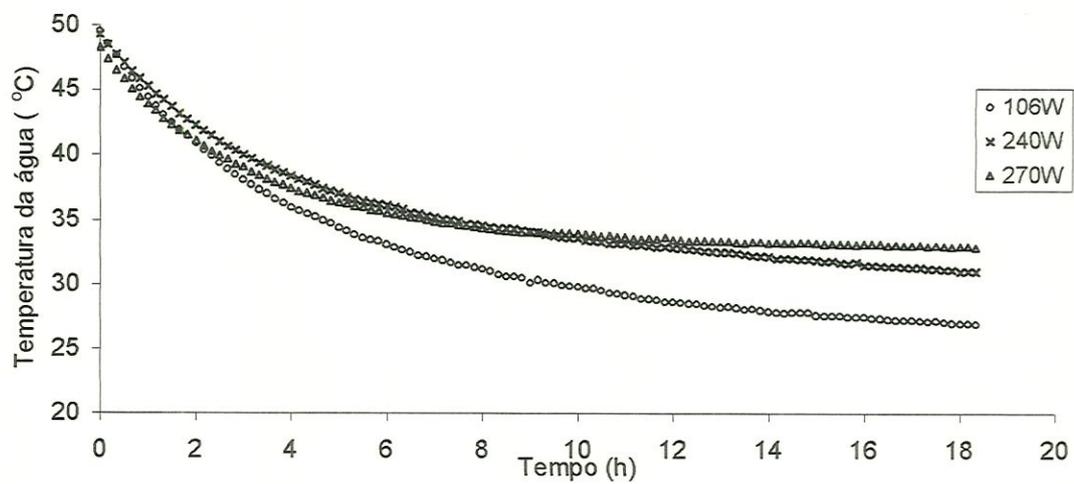


Figura 33 - Resfriamento com fonte de calor; 80rpm

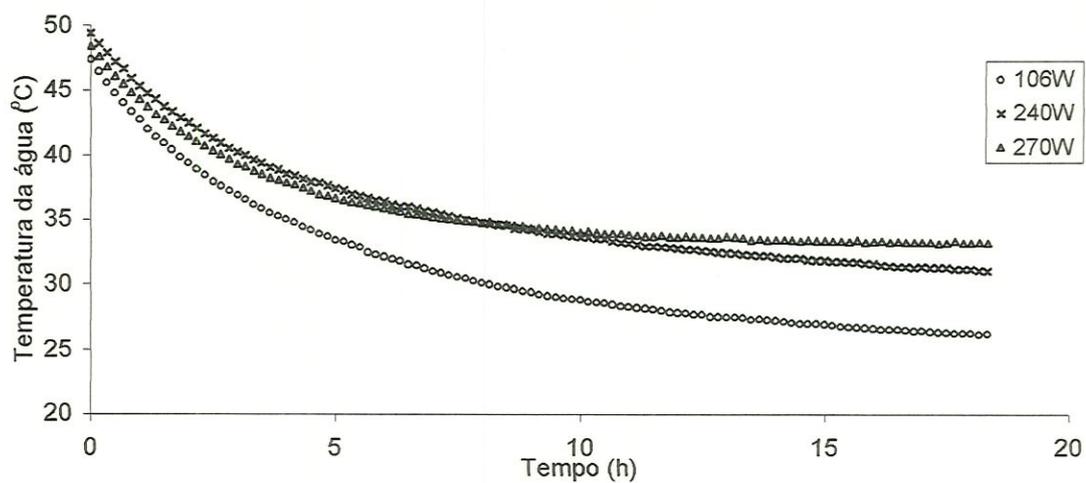


Figura 34 - Resfriamento com fonte de calor; 100rpm

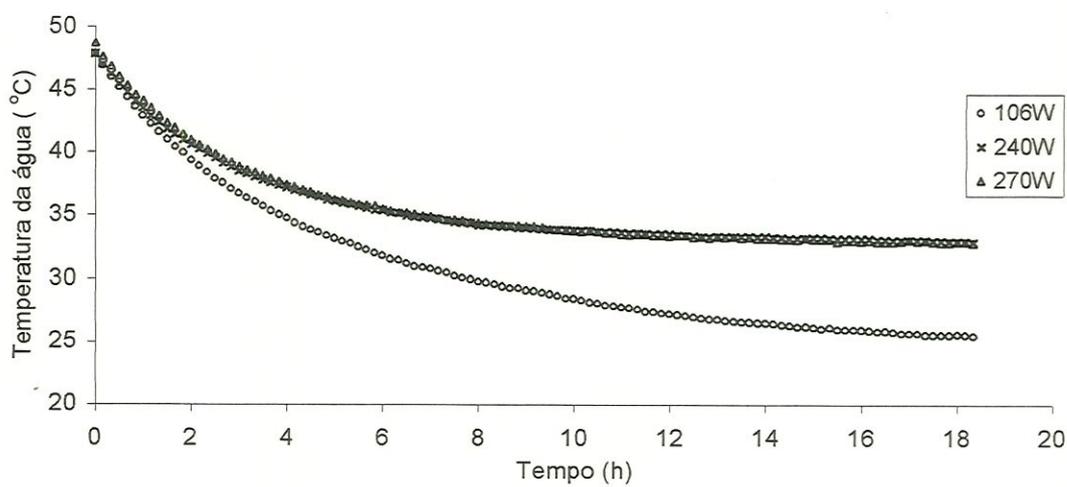
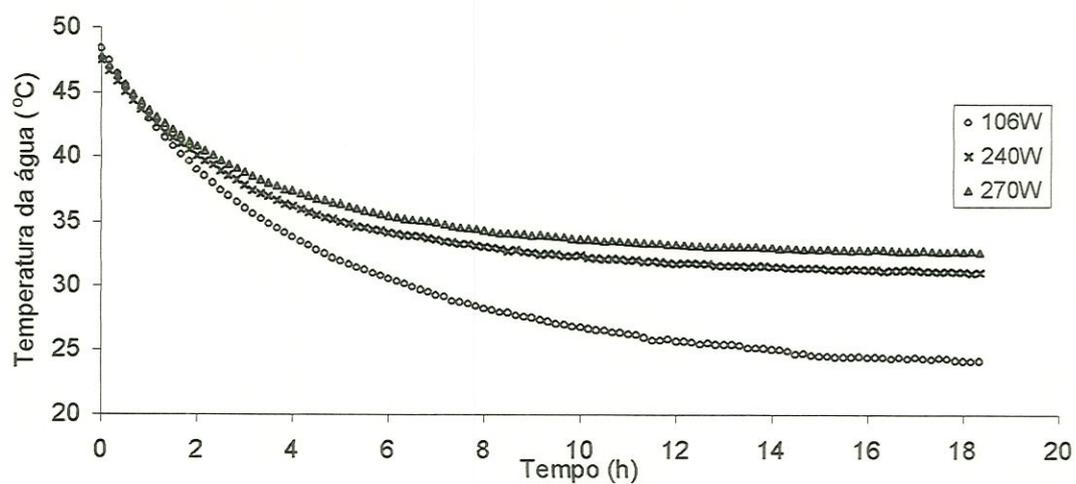


Figura 35 - Resfriamento com fonte de calor; 126rpm



36 - Resfriamento com fonte de calor; 158rpm

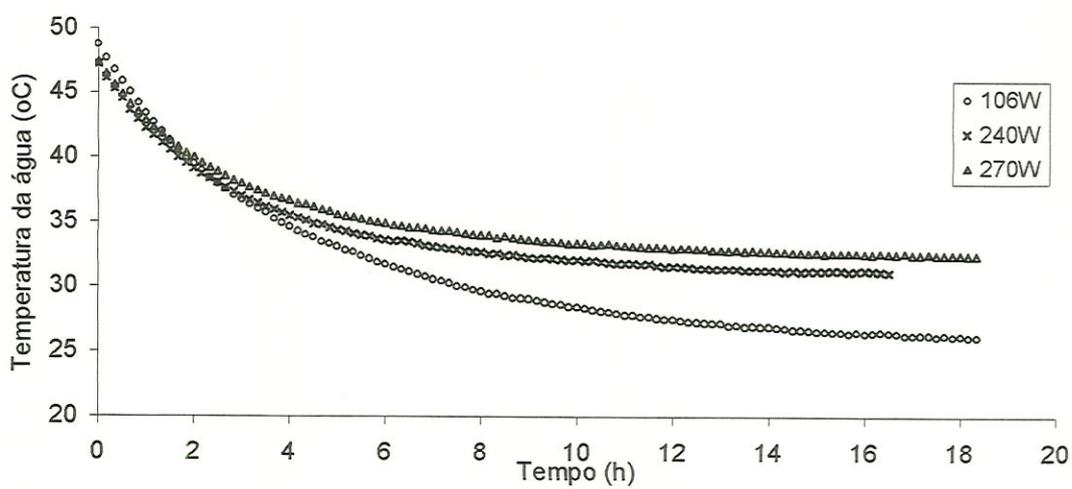


Figura 37 - Resfriamento com fonte de calor; 200rpm

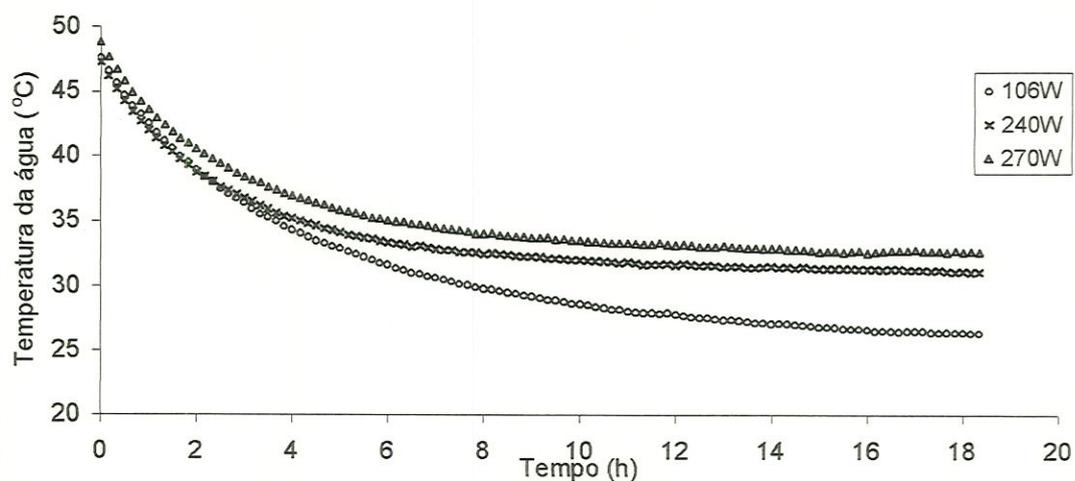


Figura 38 - Resfriamento com fonte de calor; 251rpm

Os valores de T_{fP} são apresentados na tabela 8.

| Velocidade de rotação (rpm) | Potência 1 (106W) | Potência 2 (240W) | Potência 3 (270W) |
|-----------------------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| 50 | 26,87 | 32,57 | 32,32 |
| 63 | 27,15 | 32,33 | 33,22 |
| 80 | 26,96 | 31,03 | 32,93 |
| 100 | 26,22 | 31,05 | 33,20 |
| 126 | 25,48 | 32,91 | 32,81 |
| 158 | 24,18 | 31,05 | 32,59 |
| 200 | 26,14 | 31,10 | 32,42 |
| 251 | 26,28 | 31,08 | 32,63 |

Tabela 8 - Temperatura de equilíbrio da água (°C)

Com os valores da tabela 8 e utilizando 22,25°C como a temperatura do ar ambiente, os valores do coeficiente global de transferência de calor na interface gás-líquido são calculados e apresentados na tabela 9.

| Velocidade de rotação (rpm) | Potência 1 (106W) | Potência 2 (240W) | Potência 3 (270W) |
|-----------------------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| 50 | 0,169 | 0,176 | 0,203 |
| 63 | 0,160 | 0,180 | 0,186 |
| 80 | 0,166 | 0,206 | 0,191 |
| 100 | 0,195 | 0,206 | 0,187 |
| 126 | 0,236 | 0,170 | 0,194 |
| 158 | 0,377 | 0,205 | 0,197 |
| 200 | 0,198 | 0,204 | 0,201 |
| 251 | 0,192 | 0,205 | 0,197 |

Tabela 9 - Valores de k (h^{-1}) obtidos pelo método do regime permanente

7.3. Comparação entre os valores obtidos pelo método clássico e pelo método do regime permanente

O gráfico da figura 39 ilustra os coeficientes determinados nos itens 7.1 e 7.2 em função da velocidade de rotação. Os valores de k obtidos no regime transiente são simbolizados pela linha contínua do gráfico da figura 39, para obter-se uma melhor visualização da dispersão dos valores obtidos no regime permanente.

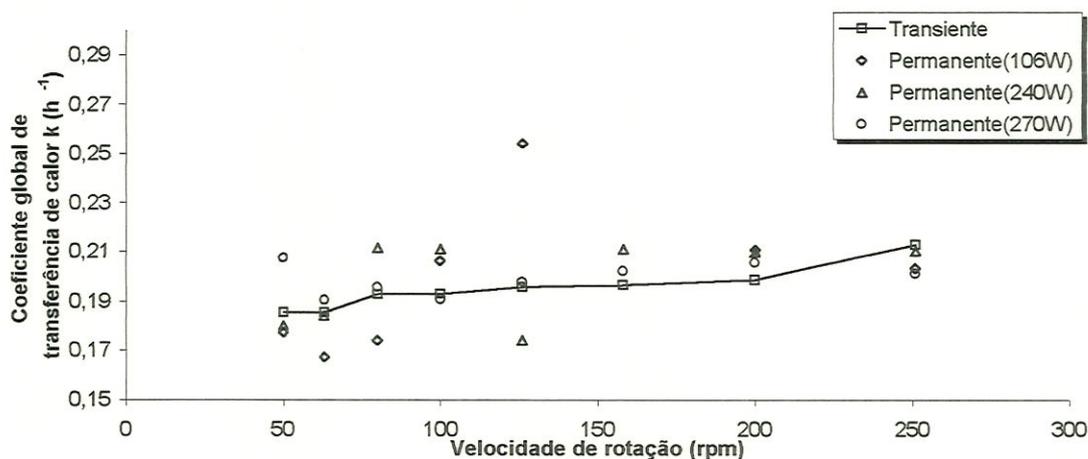


Figura 39 - Comparação entre os valores de k (h^{-1}) obtidos pelo método do regime permanente e transiente para 3 potências.

O valor de k em função da potência na resistência é mostrado na figura 40.

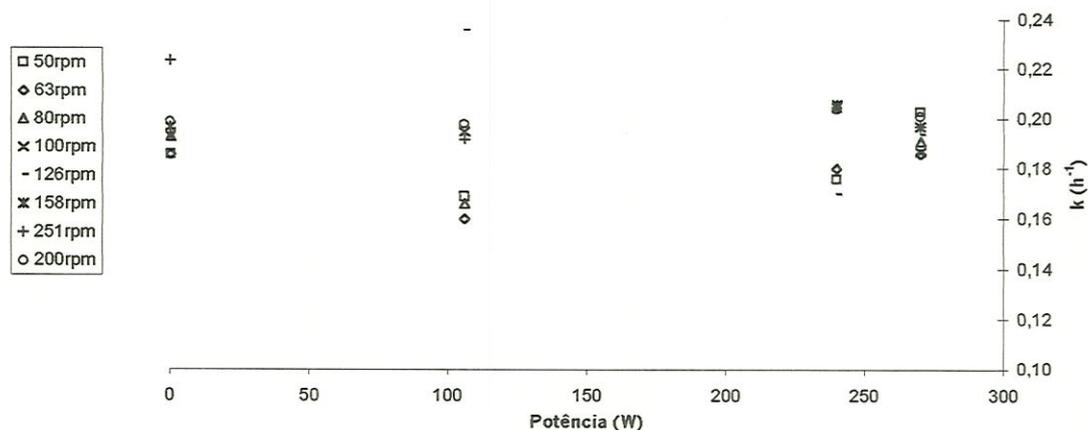


Figura 40 - Coeficiente de transferência térmica $k(h^{-1})$ em função da potência na resistência elétrica.

Observa-se que, tomando como referência os valores de k determinados pelo regime transiente, os valores de k (regime permanente) estão distribuídos em torno de seus valores de maneira que, para uma diferença de 10% entre eles, apenas dois coeficientes não encontram-se nesta faixa (8%).

Os pontos correspondentes à velocidade de rotação de 200rpm apresentam a menor dispersão, conforme pode ser observado na figura 39.

Observa-se no gráfico da figura 40 que os valores de k determinados pela potência de 106W possuem uma dispersão maior se comparados com os valores da potência de 240W. Os valores correspondentes à potência de 270W apresentam a menor dispersão.

Os gráficos das figuras 31 a 38 sugerem que os valores de T_{FP} não foram efetivamente medidos. Isto fatalmente afetou de maneira significativa a equação 6.33 (e pode ser responsável pelo espalhamento visualizado nas

figuras 39 e 40). A sustentar esta hipótese está o fato de que o maior espalhamento na figura 40 é referido à potência de 106W. Para esta potência (e alguns ensaios para a potência 240W), de acordo com as figuras 31 a 38, o valor final da temperatura de equilíbrio T_{FP} não foi atingido.

8. CONCLUSÕES E SUGESTÕES

Partindo-se do princípio de que este trabalho possui em sua essência um caráter de originalidade e que poucos trabalhos foram conduzidos com o mesmo objetivo, os resultados não puderam ser comparados com outros autores.

O valor do coeficiente de transferência térmica determinado pelo regime transiente utilizado como valor de referência nesta pesquisa foi determinado de maneira clássica apresentada no apêndice VI. Os valores de referência são considerados confiáveis devido à análise feita no referido apêndice.

Os valores do coeficiente global de transferência determinado pelo método do regime permanente oscilam em torno de 10% dos valores determinados no regime transiente (figura 39). Este erro pode ser reduzido com uma mudança na configuração experimental determinando-se de maneira mais precisa a temperatura do ar ambiente.

A aplicação futura do método aqui desenvolvido, para a transferência de gases na interface gás-líquido apresenta a vantagem de a concentração de saturação do gás encontrar-se tabelada para as condições de temperatura e pressão, não sendo necessária a sua medida. A desvantagem reside no fato de que na transferência de calor, a fonte de calor pode ser considerada constante e é simples medição. Para a transferência de gases

pode se utilizar uma fonte de oxigênio (p.ex. borbulhamento de ar/oxigênio puro) ou um sumidouro de oxigênio (p.ex. oxidação química) nas quais a determinação do perfil de consumo ou sumidouro do oxigênio torna-se etapa preliminar para o estudo.

Observa-se que com o aumento da potência na resistência elétrica, a dispersão dos pontos do regime permanente em relação ao regime transiente diminui (figura 40). Essa observação sugere o uso de potências elevadas na continuação de trabalhos nesta linha, pois o equilíbrio é mais rapidamente atingido e, conseqüentemente T_{fp} medido aproxima-se mais do valor real.

O grande problema encontrado nesta pesquisa foi encontrar o valor correto da temperatura do ambiente com o qual a superfície de água troca calor. Como o fenômeno de troca é governado pela camada de ar adjacente, se deveria instrumentar de maneira mais adequada a temperatura ambiente.

A conclusão final é a viabilidade do emprego da metodologia desenvolvida em trabalhos futuros, guardadas as limitações, seja em transferência de gases ou de calor na superfície líquida, visto que este trabalho foi um primeiro passo na quantificação do coeficiente de transferência através da interface água-ar. Devem ser feitas investigações preliminares a respeito da magnitude da fonte ou sumidouro aplicada no método do regime permanente, garantindo assim a qualidade no cálculo dos coeficientes de transferência.

9. BIBLIOGRAFIA

- ADENEY, W. E. & BECKER, H. G. – The Determination of the Rate of Solution of Atmospheric Nitrogen and Oxigen by Water. Part I. Philosophical Magazine S.6, v.38 n.225 p.317-337, September 1919.
- BARBOSA J, A. R. - Desenvolvimento de metodologia para a determinação de coeficiente de reaeração dos escoamentos naturais da água com o emprego de traçador gasoso. Dissertação de mestrado apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos EESC-USP, 1989.
- BARBOSA J, A. R. - Uso de traçadores na determinação de parâmetros de qualidade em escoamentos naturais de água. Tese de doutorado apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos EESC-USP, 1997.
- BEJAN, A. - Heat Transfer,. John Wiley & Sons Inc. New York, 1993
- CÔRTEZ, S.G.C., GIORGETTI, M.F, MANZOLLI, I.M., ROMA, W.N.L., - Reoxygenation and deoxygenation of industrial waste water in a batch reactor – experimets and modeling. 1996 - Comunicação pessoal
- COSTA, O. S. – Análise do Efeito da Umidade Atmosférica sobre o Coeficiente de Reaeração. Dissertação de mestrado apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos EESC-USP, 1992.
- CUNHA, A. C., - Transferência de gases em sistemas líquidos altamente agitados induzidos por hélice do tipo turbina em tanques cilíndricos.

Dissertação de mestrado apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos EESC-USP, 1993.

DANCKWERTS, P. V. – Significance of Liquid-film Coefficients in Gas Absorption. Industrial and Engineering Chemistry, 1951. v.43, n.6, p.1460-67, 1951.

DEWULF, J., HEIREMAN, B., LANGENHOVE, H. V. - The air/water exchange of volatile organic compounds from water in the transient and turbulent regime. Water Resources Vol. 32 No. 7 pp 2106-2112. Belgium, 1998.

DOEBELIN, E.O. - Measurement Systems: Application and Design. McGraw-Hill. ,1990

FRANZOTTI, Celso Luiz - Desenvolvimento de instrumentação automática de medida de temperatura e sua utilização em modelo reduzido de lagoa de resfriamento. Tese de doutorado apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos EESC-USP, 1998.

GULLIVER, J. S. – Introduction to Air-Water Mass Transfer. Second International Symposium on Gas Transfer at Water Surfaces. American Society of Civil Engineering. Minneapolis, 1991.

INCROPERA, F. P. e WITT, D. P. - Fundamentos de transferência de calor e de massa. 3ª edição LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A. Rio de Janeiro 1990

KERN, D. Q. - Processos de transmissão de calor. Editora Guanabara Dois. Rio de Janeiro, 1982.

KISHINEVSKY, M. Kh. – Two Process to the Theoretical Analysis of Absorption Process. Journal Appl. Chemistry. U.S.S.R. v. 28 pp.881-886, 1955.

- KISHINEVSKY, M. Kh. & SEREBRIANSKY, V. T. – The Mecanism of Mass Transfer at the Gas-liquid Interface with Vigorous Stirring. Journal Appl. Chemistry. U.S.S.R. v. 289 pp.29-33, 1955.
- KREITH, Frank. - Princípios da transmissão de calor. Editora Edgard Blucher/Edusp. São Paulo, 1969.
- KRENKEL, P. A. e NOVOTNY V. - Water quality management. Academic Press Inc. New York, 1980
- METCALF & EDDY - Wastewater engineering – Treatment, disposal and reuse. McGraw-Hill, Third edition New York, 1991.
- MOMESSO, A. M. - Absorção e dessorção de gases através da interface ar-água em sistemas de agitação mecânica. Dissertação de mestrado apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos EESC-USP, 1996.
- ÖZİŞİK, M. N. - Transferência de calor – um texto básico. Editora Guanabara Koogan. Rio de Janeiro, 1990
- SCHULZ, H. E. - Análise de uma formulação tentativa para processos de transferência em escoamentos turbulentos. XI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, São Paulo, SP, 1991
- SCHULZ, H. E. - Investigação do mecanismo de reoxigenação da água em escoamento e sua correlação com o nível de turbulência junto a superfície. Tese de doutorado apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos EESC-USP, 1989.
- SCHULZ, H. E. - Transferência de gases em superfícies líquidas altamente agitadas. III Encontro Nacional de Ciências Térmicas ENCIT, Itapema, SC, 1990.
- SILVEIRA, P. E. - Desenvolvimento de instrumentação para medida de deformações na superfície de um líquido. Dissertação de mestrado apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos EESC-USP, 1997.

STAMATO, G. C - Determinação da potência introduzida em um reator por um agitador rotativo. XII Congresso de Iniciação Científica e Tecnológica em Engenharia, CICTE, EESC-USP São Carlos, 1993.

STANDARD METHODS FOR THE EXAMINATION OF WATER AND WASTEWATER. – 16^a ed. , American Public Health Association. Washington, 1985.

WHITMAN, W. E. – The Two-Film Theory of Gas Absorption. Chemical and Metallurgical Engineering. V.29,n.4, pp 146-148, 1923.

APÊNDICE I

CURVAS DE CALIBRAÇÕES DOS SENSORES TÉRMICOS



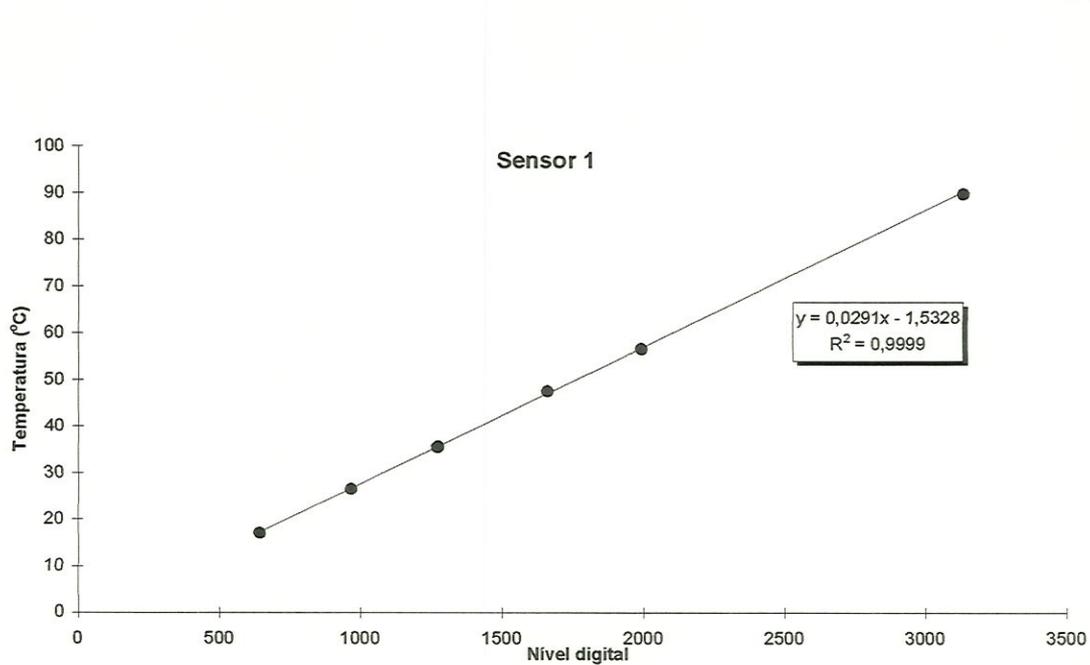


Figura 41 - Curva de calibração do sensor 1

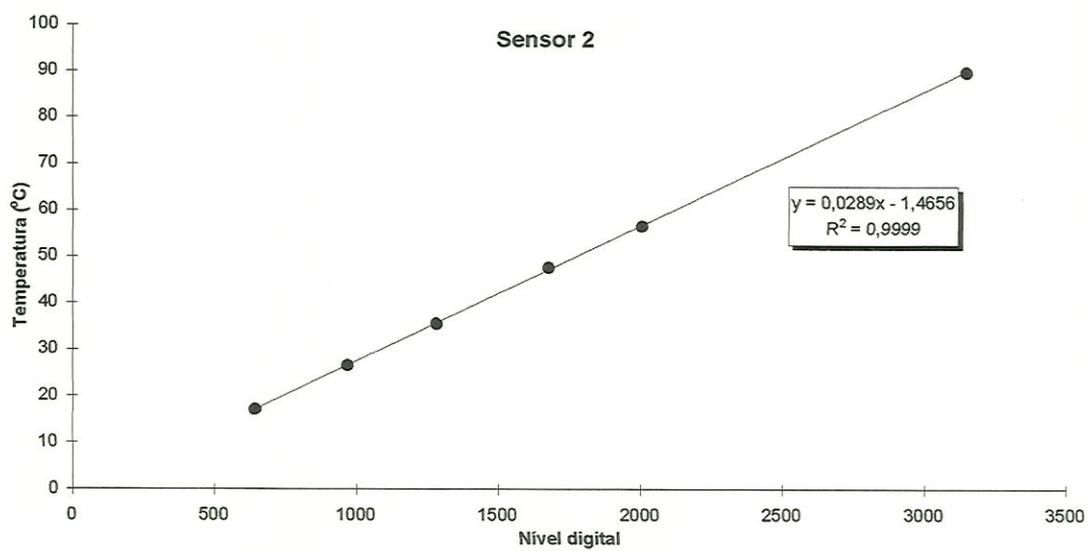


Figura 42 - Curva de calibração do sensor 2

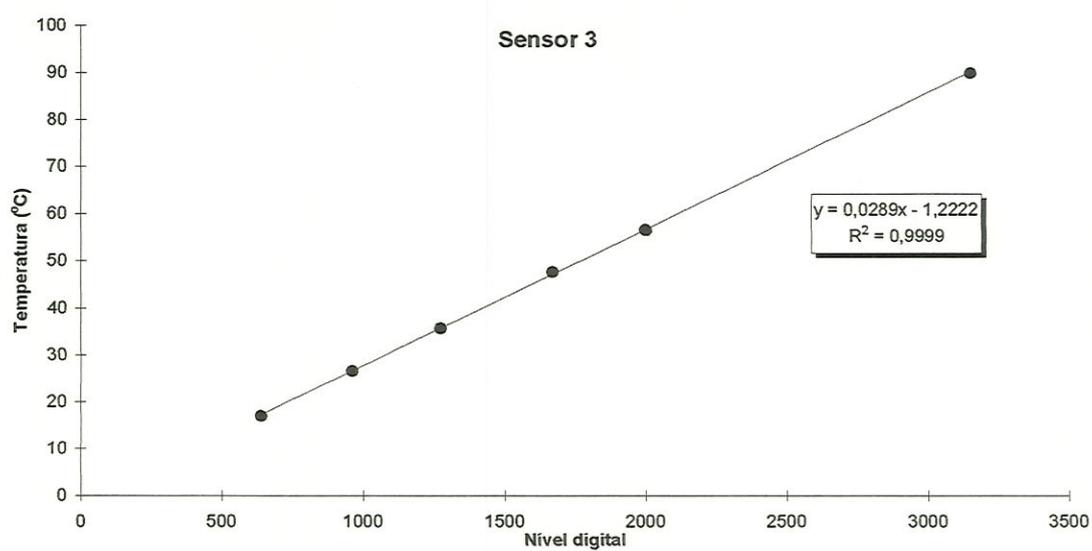


Figura 43 - Curva de calibração do sensor 3

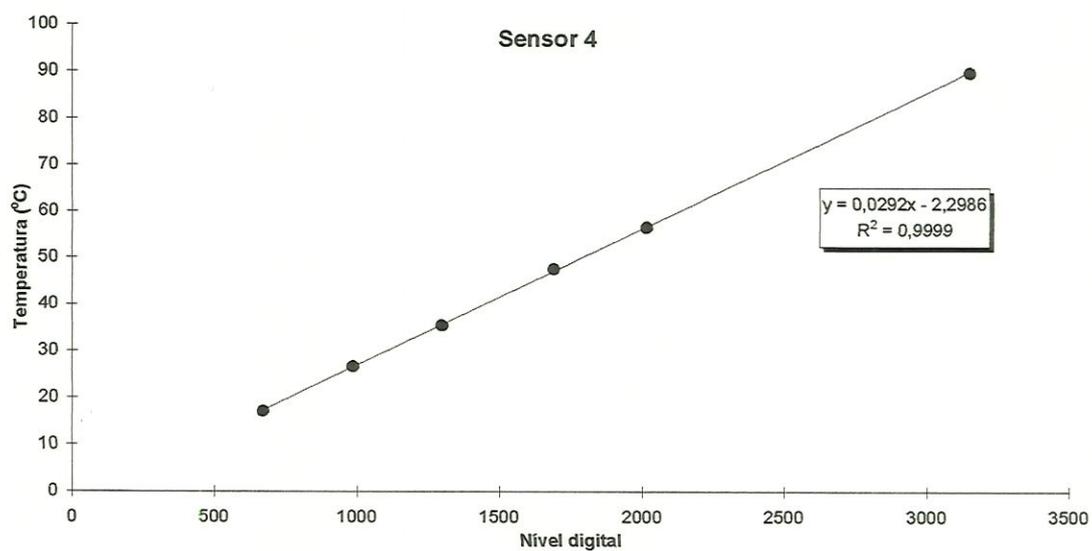


Figura 44 - Curva de calibração do sensor 4

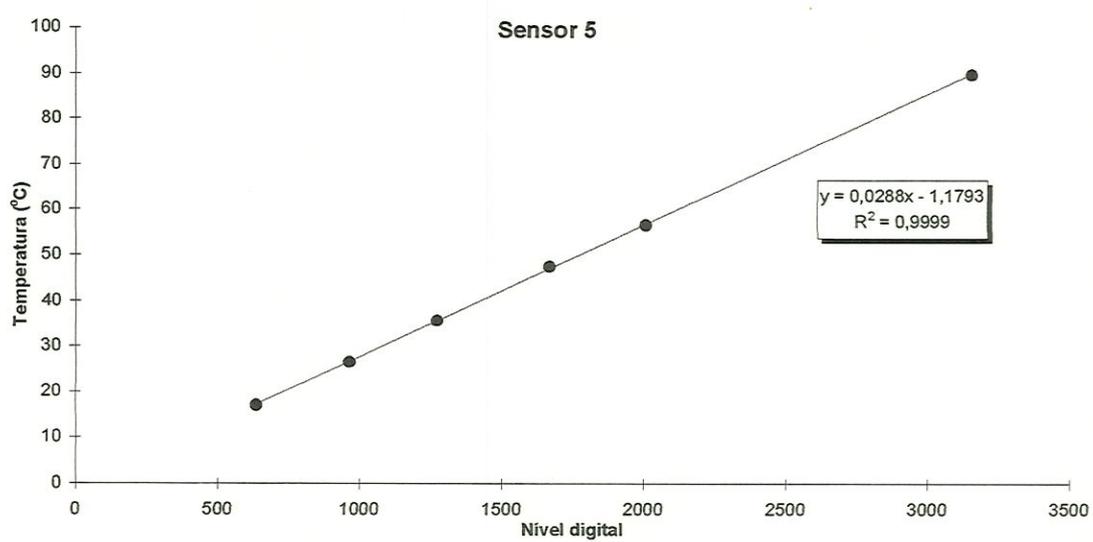


Figura 45 - Curva de calibração do sensor 5

APÊNDICE II

PRECISÃO DOS SENSORES TÉRMICOS

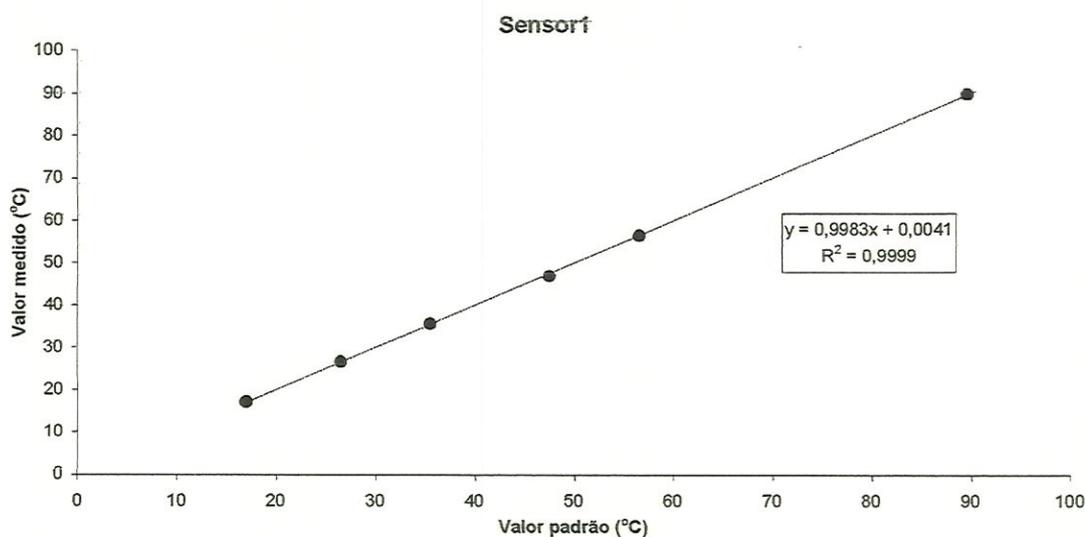


Figura 46 - Precisão do sensor 1

Sendo m o coeficiente angular e b o coeficiente linear da reta acima têm-se: $m=0.9983$; $b=0.0041$

| Valor Padrão (q_i) | Valor medido (q_o) | Desvio ao quadrado (mq_i+b-q_o) ² |
|---------------------------|---------------------------|---|
| 17,00 | 17,18 | 0,04 |
| 26,50 | 26,55 | 0,01 |
| 35,50 | 35,51 | 0,00 |
| 56,50 | 56,46 | 0,00 |
| 89,50 | 89,55 | 0,04 |
| 47,50 | 46,80 | 0,39 |
| | $\Sigma=$ | 0,48 |

Tabela 10- Desvio padrão do sensor 1

$$s_{q_o} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum (mq_i + b - q_o)^2} = \sqrt{\frac{0.48203894}{6}} = 0.2834$$

Portanto a precisão para o sensor 1 é:

$$e_1 = \pm 3 \cdot 0.2834 = \pm 0.85 \text{ } ^\circ\text{C}$$

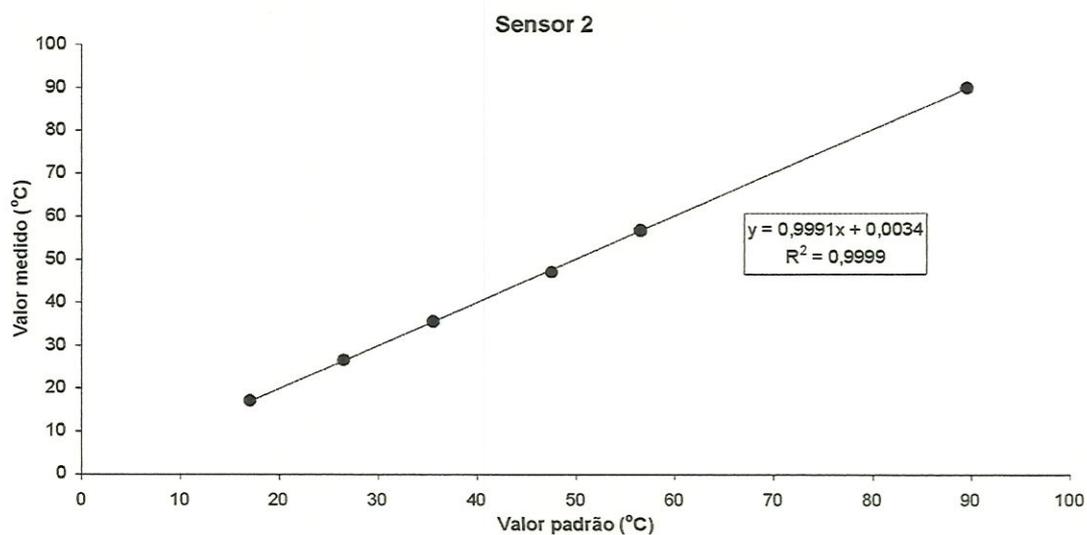


Figura 47 - Precisão do sensor 2

$$m=0.9991 ; b=0.0034$$

| Valor Padrão (q_i) | Valor medido (q_o) | Desvio ao quadrado (mq_i+b-q_o) ² |
|---------------------------|---------------------------|---|
| 17,00 | 17,12 | 0,02 |
| 26,50 | 26,57 | 0,01 |
| 35,50 | 35,56 | 0,01 |
| 56,50 | 56,54 | 0,01 |
| 89,50 | 89,57 | 0,02 |
| 47,50 | 46,94 | 0,27 |
| | $\Sigma=$ | 0,33 |

Tabela 11 - Desvio padrão do sensor 2

$$s_{q_o} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum (mq_i + b - q_o)^2} = \sqrt{\frac{0.32904913}{6}} = 0.2342$$

Portanto a precisão para o sensor 2 é:

$$e_2 = \pm 3 \cdot 0.2342 = \pm 0.70 \text{ } ^\circ\text{C}$$

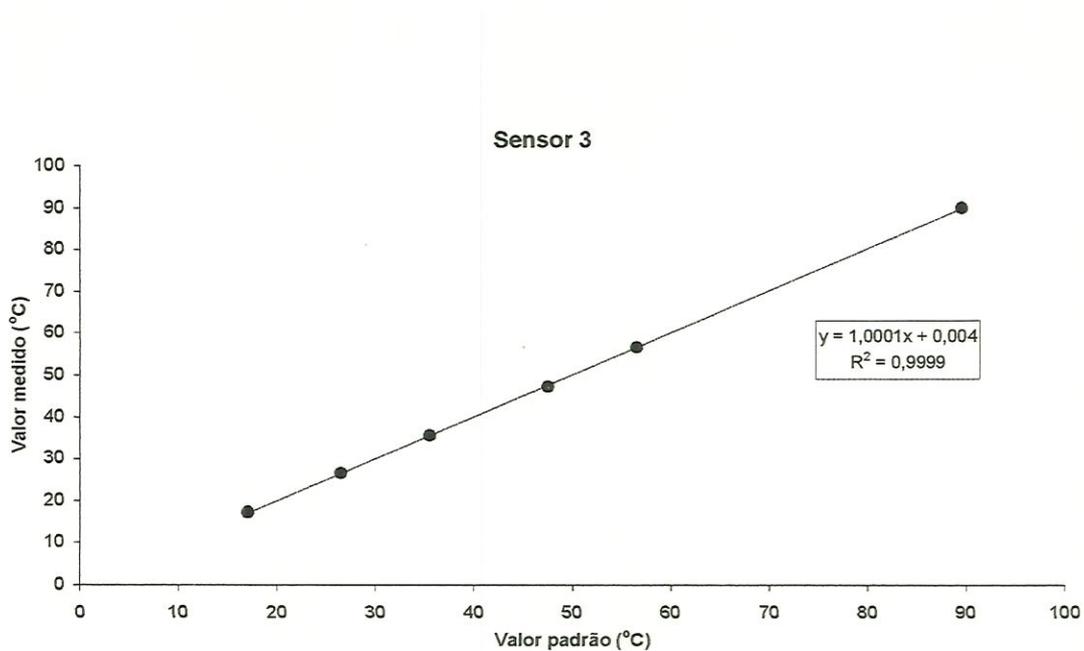


Figura 48 - Precisão do sensor 3

$$m=1.0001 ; b=0.004$$

| Valor Padrão (q_i) | Valor medido (q_o) | Desvio ao quadrado (mq_i+b-q_o) ² |
|---------------------------|---------------------------|---|
| 17,00 | 17,22 | 0,04 |
| 26,50 | 26,52 | 0,00 |
| 35,50 | 35,57 | 0,00 |
| 56,50 | 56,49 | 0,00 |
| 89,50 | 89,70 | 0,03 |
| 47,50 | 47,07 | 0,19 |
| | $\Sigma=$ | 0,28 |

Tabela 12 - Desvio padrão do sensor 3

$$s_{q_o} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum (mq_i + b - q_o)^2} = \sqrt{\frac{0.27510668}{6}} = 0.2141$$

A precisão para o sensor 3 é:

$$e_3 = \pm 3 * 0.2141 = \pm 0.64 \text{ } ^\circ\text{C}$$

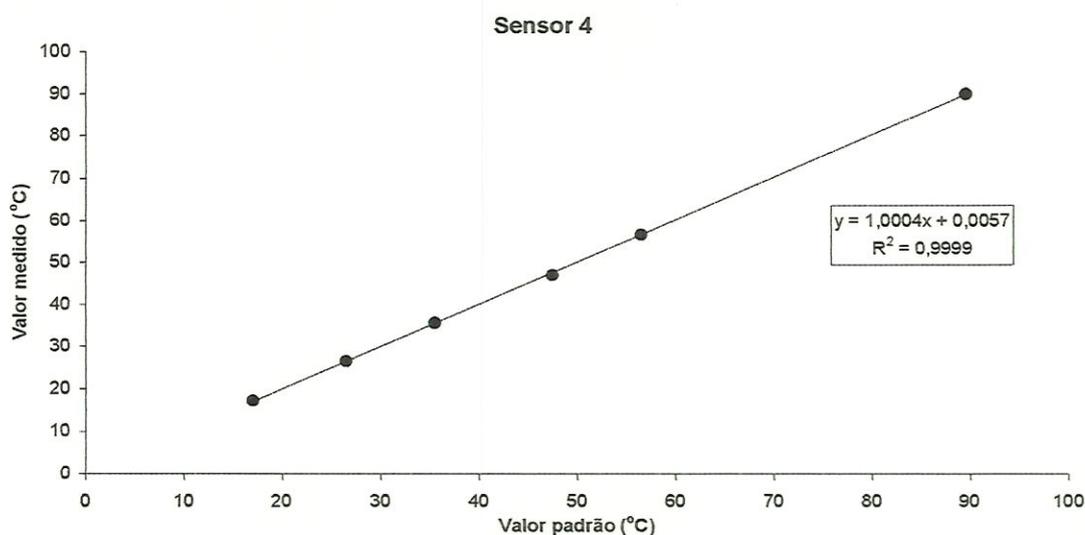


Figura 49 - Precisão do sensor 4

$$m=1.0004 ; b=0.0057$$

| Valor Padrão (q_i) | Valor medido (q_o) | Desvio ao quadrado (mq_i+b-q_o) ² |
|---------------------------|---------------------------|---|
| 47,50 | 47,02 | 0,25 |
| 17,00 | 17,24 | 0,05 |
| 26,50 | 26,52 | 0,00 |
| 35,50 | 35,57 | 0,00 |
| 56,50 | 56,57 | 0,00 |
| 89,50 | 89,71 | 0,03 |
| | $\Sigma=$ | 0,34 |

Tabela 13 - Desvio padrão do sensor 4

$$s_{q_o} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum (mq_i + b - q_o)^2} = \sqrt{\frac{0.3377163}{6}} = 0.2372$$

A precisão para o sensor 4 é:

$$e_4 = \pm 3 * 0.2372 = \pm 0.71 \text{ } ^\circ\text{C}$$

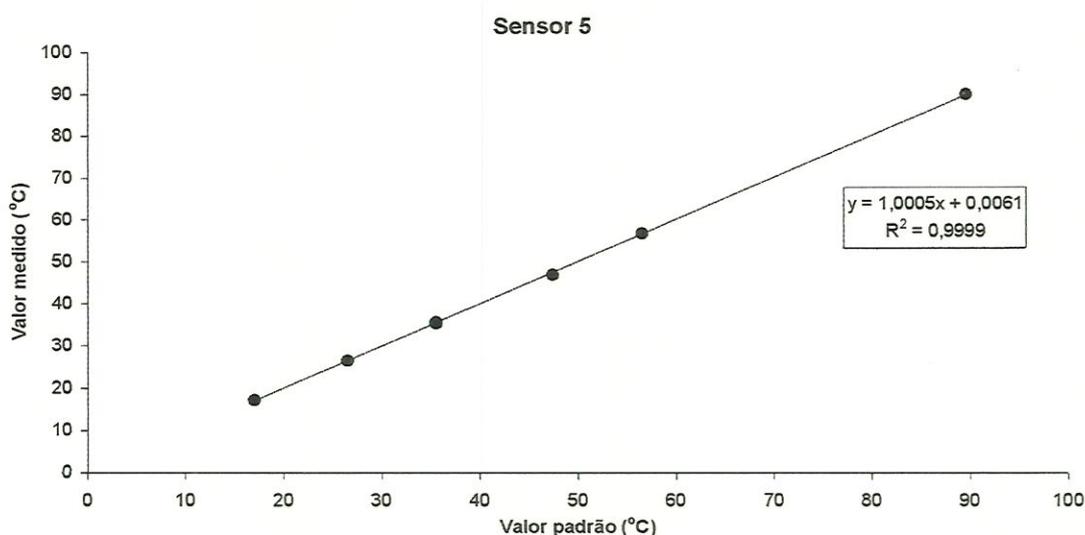


Figura 50 - Precisão do sensor 5

$$m=1.0005 ; b=0.0061$$

| Valor Padrão (q_i) | Valor medido (q_o) | Desvio ao quadrado (mq_i+b-q_o) ² |
|---------------------------|---------------------------|---|
| 17,00 | 17,22 | 0,04 |
| 26,50 | 26,58 | 0,00 |
| 35,50 | 35,48 | 0,00 |
| 47,40 | 46,89 | 0,29 |
| 56,50 | 56,71 | 0,03 |
| 89,50 | 89,68 | 0,02 |
| | $\Sigma=$ | 0,39 |

Tabela 14 - Desvio padrão do sensor 5

$$s_{q_o} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum (mq_i + b - q_o)^2} = \sqrt{\frac{0.39160311}{6}} = 0.2555$$

A precisão para o sensor 5 é:

$$e_5 = \pm 3 \cdot 0.2555 = \pm 0.77 \text{ } ^\circ\text{C}$$

APÊNDICE III

EVAPORAÇÃO

| Ensaio | Altura inicial (cm) | Altura final (cm) | Altura inicial – Altura final (cm) | Massa evaporada (kg) | massa evaporada/ massa total (%) |
|--------|---------------------|-------------------|------------------------------------|----------------------|----------------------------------|
| 1 | 37,0 | 35,8 | 1,2 | 3,5 | 3,1 |
| 2 | 36,8 | 35,6 | 1,2 | 3,5 | 3,1 |
| 3 | 36,7 | 35,6 | 1,1 | 3,2 | 2,9 |
| 4 | 36,8 | 35,6 | 1,2 | 3,5 | 3,1 |
| 5 | 37,1 | 36,2 | 0,9 | 2,6 | 2,3 |
| 6 | 37,2 | 35,8 | 1,4 | 4,1 | 3,7 |
| 7 | 37,3 | 36,2 | 1,1 | 3,2 | 2,9 |
| 8 | 37,2 | 36,2 | 1,0 | 2,9 | 2,6 |
| 9 | 36,5 | 35,1 | 1,4 | 4,1 | 3,7 |
| 10 | 37,3 | 35,6 | 1,7 | 5,0 | 4,4 |
| 11 | 36,8 | 35,0 | 1,8 | 5,3 | 4,7 |
| 12 | 36,4 | 34,8 | 1,6 | 4,7 | 4,2 |
| 13 | 36,5 | 34,8 | 1,7 | 5,0 | 4,4 |
| 14 | 36,5 | 34,6 | 1,9 | 5,6 | 5,0 |
| 15 | 37,0 | 35,3 | 1,7 | 5,0 | 4,4 |
| 16 | 36,9 | 35,0 | 1,9 | 5,6 | 5,0 |
| 17 | 37,1 | 35,0 | 2,1 | 6,1 | 5,5 |
| 18 | 37,1 | 35,0 | 2,1 | 6,1 | 5,5 |
| 19 | 36,5 | 34,2 | 2,3 | 6,7 | 6,0 |
| 20 | 36,9 | 34,4 | 2,5 | 7,3 | 6,5 |
| 21 | 35,2 | 32,7 | 2,5 | 7,3 | 6,5 |
| 22 | 36,1 | 33,8 | 2,3 | 6,7 | 6,0 |
| 23 | 36,3 | 33,7 | 2,6 | 7,6 | 6,8 |
| 24 | 35,9 | 34,1 | 1,8 | 5,3 | 4,7 |
| 25 | 35,8 | 33,7 | 2,1 | 6,1 | 5,5 |
| 26 | 35,8 | 33,7 | 2,1 | 6,1 | 5,5 |
| 27 | 36,0 | 33,8 | 2,2 | 6,4 | 5,7 |
| 28 | 36,9 | 34,1 | 2,8 | 8,2 | 7,3 |
| 29 | 36,8 | 34,1 | 2,7 | 7,9 | 7,0 |
| 30 | 37,6 | 34,8 | 2,8 | 8,2 | 7,3 |
| 31 | 36,4 | 33,7 | 2,7 | 7,9 | 7,0 |
| 32 | 36,8 | 34,2 | 2,6 | 7,6 | 6,8 |

Tabela 15 - Evaporação

APÊNDICE IV

CONDUÇÃO ATRAVÉS DA PAREDE DO TANQUE

RESFRIAMENTO SEM FONTE DE CALOR

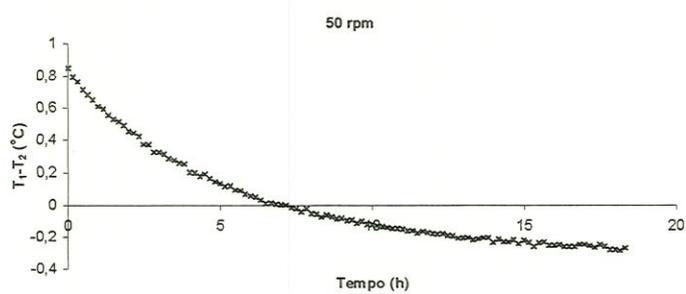


Figura 51 - Condução através da parede do tanque; 50 rpm

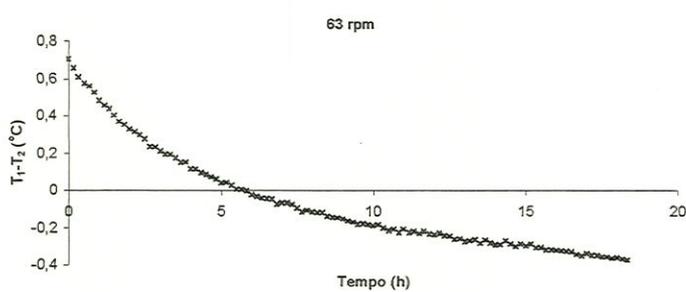


Figura 52 - Condução através da parede do tanque; 63 rpm

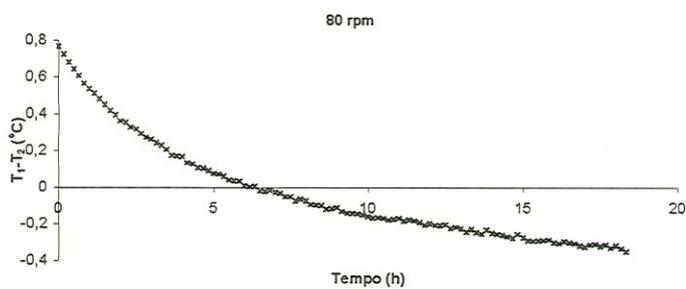


Figura 53 - Condução através da parede do tanque; 80 rpm

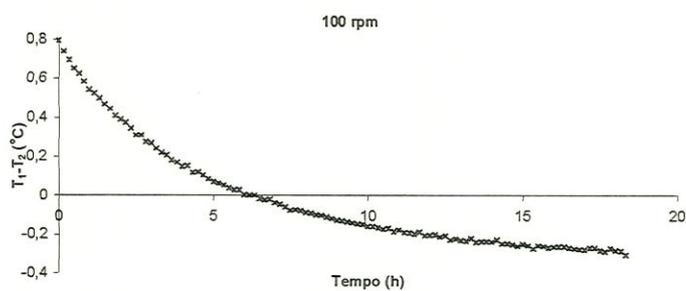


Figura 54 - Condução através da parede do tanque; 100 rpm

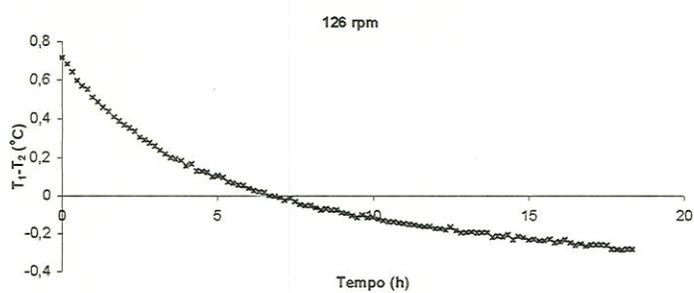


Figura 55 - Condução através da parede do tanque; 126 rpm

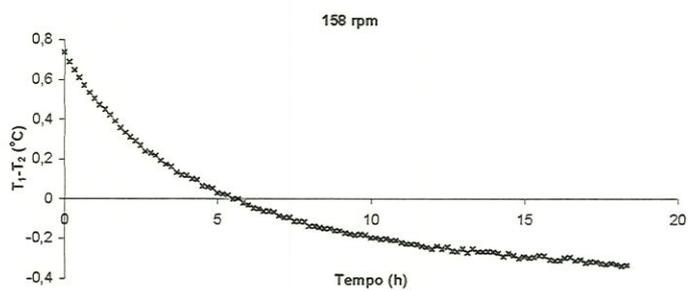


Figura 56 - Condução através da parede do tanque; 158 rpm

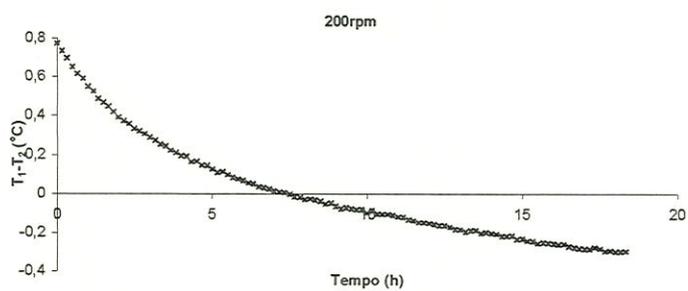


Figura 57 - Condução através da parede do tanque; 200 rpm

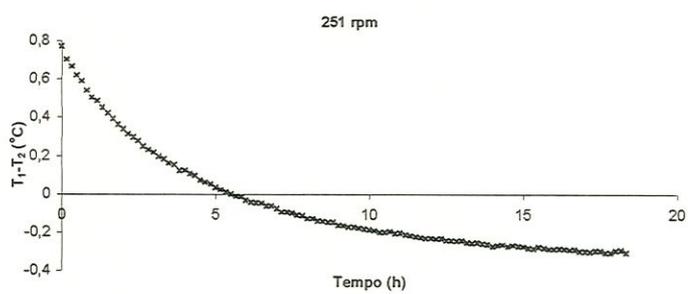


Figura 58 - Condução através da parede do tanque; 251 rpm

APÊNDICE V

CONDUÇÃO ATRAVÉS DA PAREDE DO TANQUE

RESFRIAMENTO COM FONTE DE CALOR

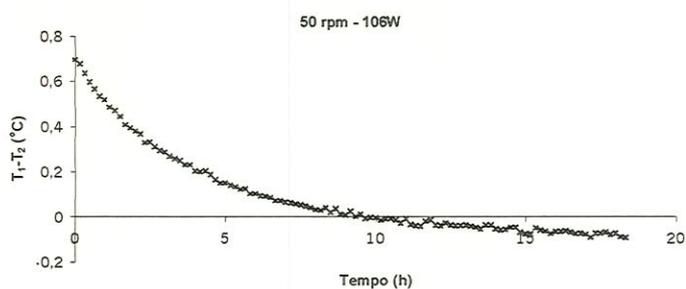


Figura 59 - Condução através da parede do tanque; 50 rpm - 106W

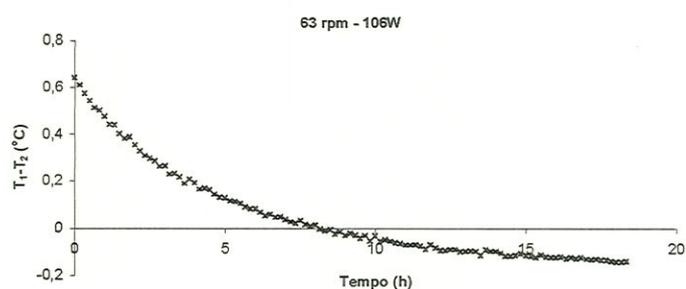


Figura 60 - Condução através da parede do tanque; 63 rpm - 106W

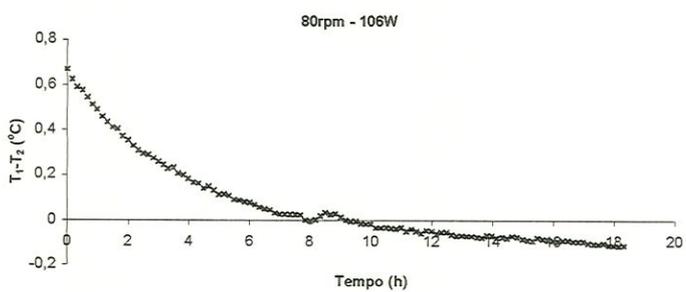


Figura 61 - Condução através da parede do tanque; 80 rpm - 106W

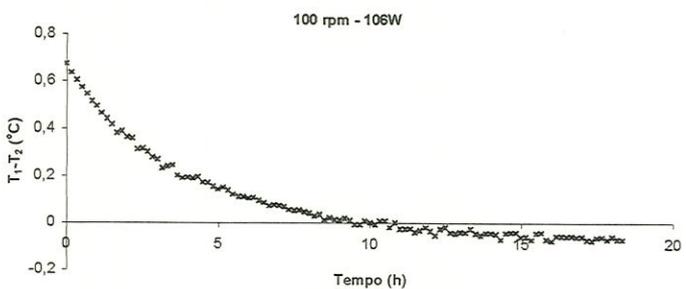


Figura 62 - Condução através da parede do tanque; 100 rpm - 106W

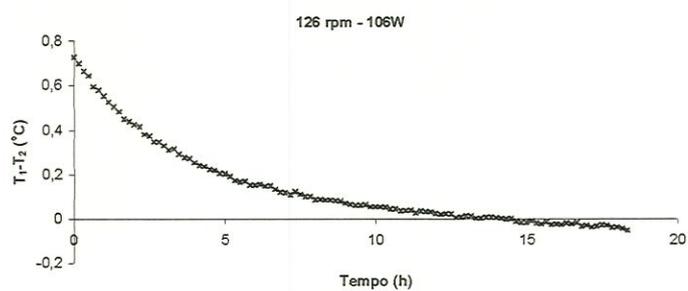


Figura 63 - Condução através da parede do tanque; 126 rpm - 106W

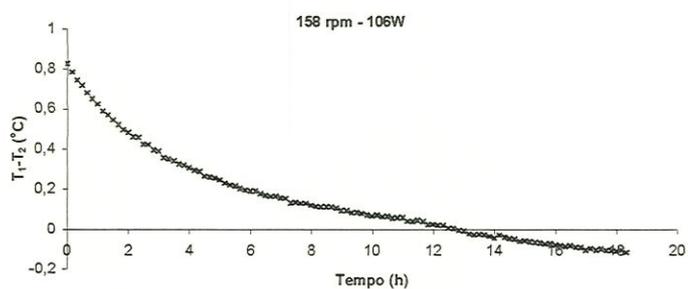


Figura 64 - Condução através da parede do tanque; 162 rpm - 106W

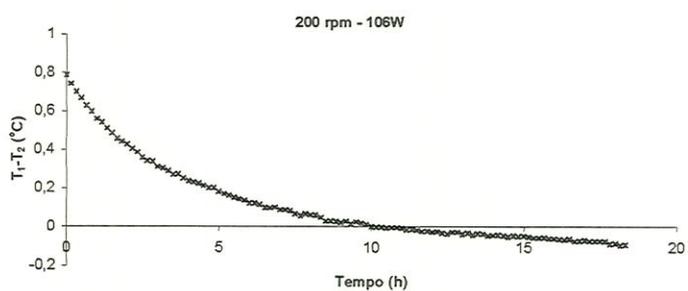


Figura 65 - Condução através da parede do tanque; 200 rpm - 106W

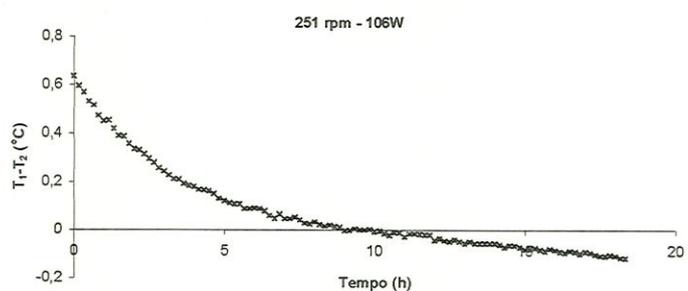


Figura 66 - Condução através da parede do tanque; 251rpm - 106W

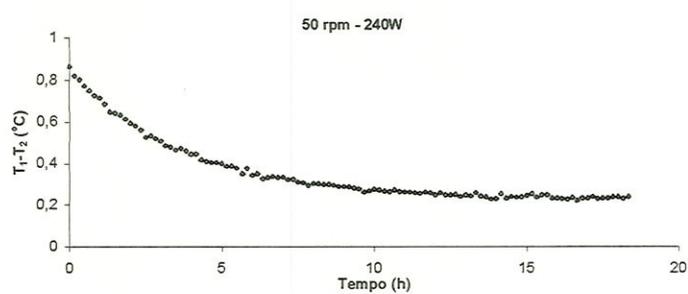


Figura 67 - Condução através da parede do tanque; 50rpm - 240W

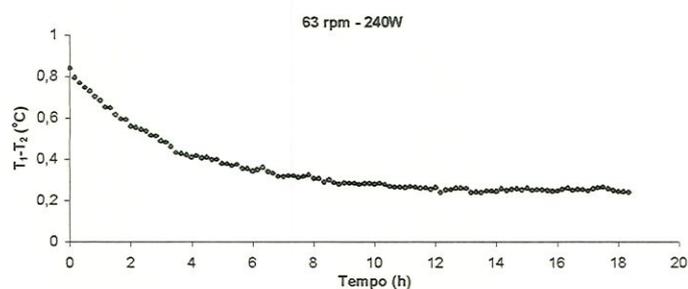


Figura 68 - Condução através da parede do tanque; 63rpm - 240W

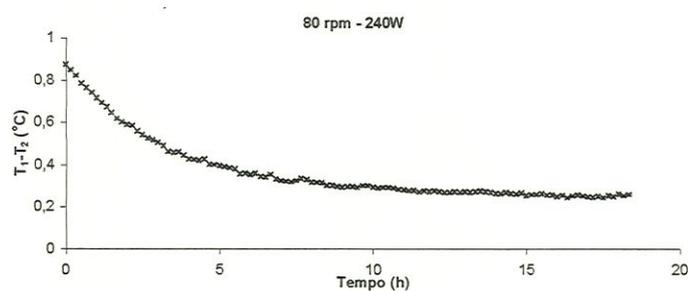


Figura 69 - Condução através da parede do tanque; 80rpm - 240W

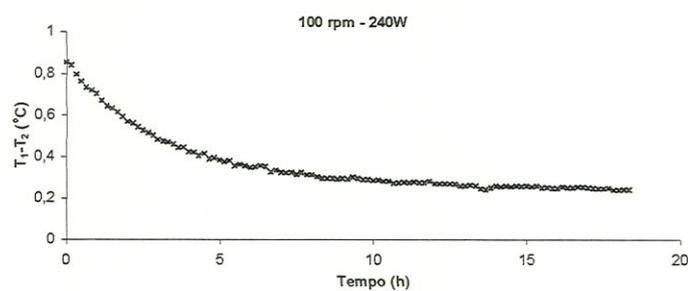


Figura 70 - Condução através da parede do tanque; 100rpm - 240W

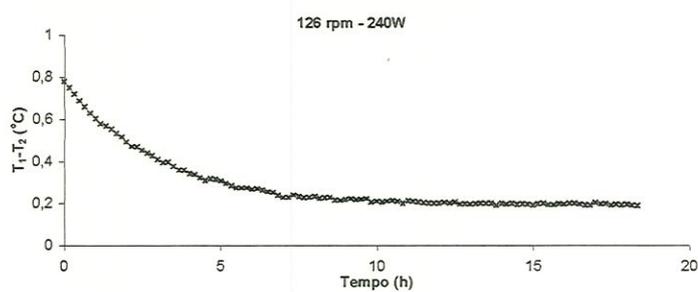


Figura 71 - Condução através da parede do tanque; 126 rpm - 240W

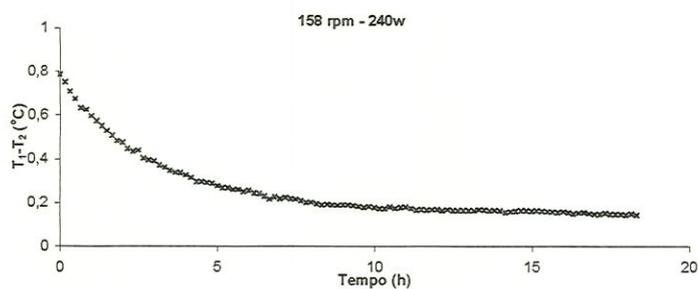


Figura 72 - Condução através da parede do tanque; 158 rpm - 240W

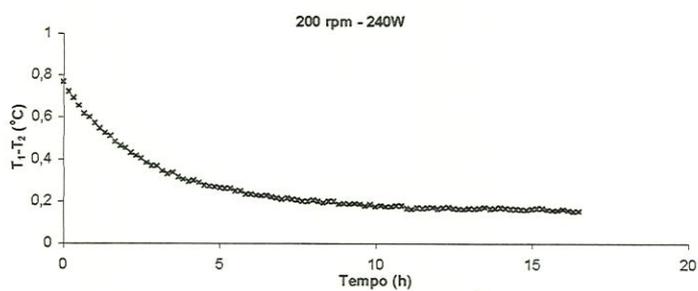


Figura 73 - Condução através da parede do tanque; 200 rpm - 240W

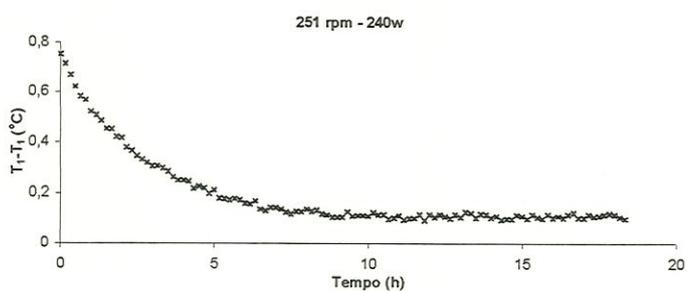


Figura 74 - Condução através da parede do tanque; 251 rpm - 240W

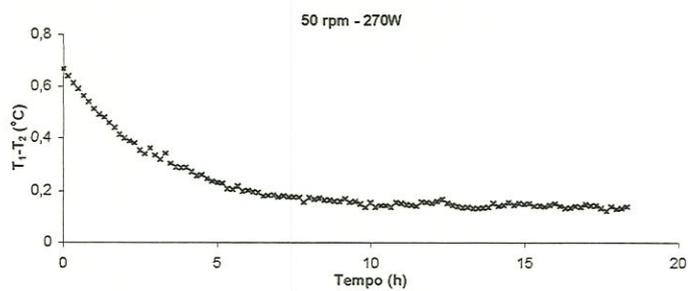


Figura 75 - Condução através da parede do tanque; 50 rpm - 270W

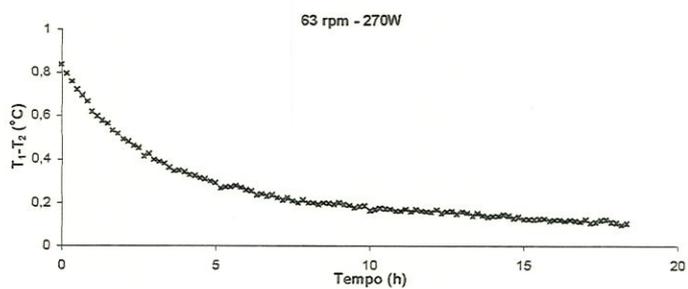


Figura 76 - Condução através da parede do tanque; 63 rpm - 270W

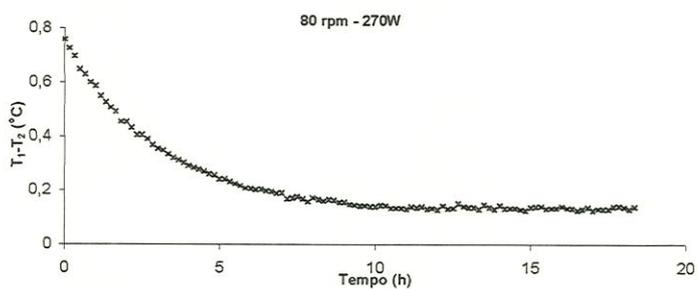


Figura 77 - Condução através da parede do tanque; 80 rpm - 270W

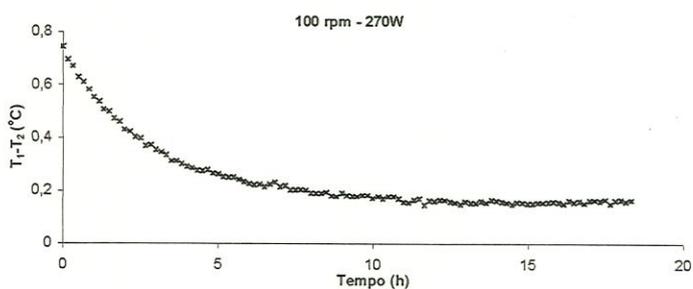


Figura 78 - Condução através da parede do tanque; 100 rpm - 270W

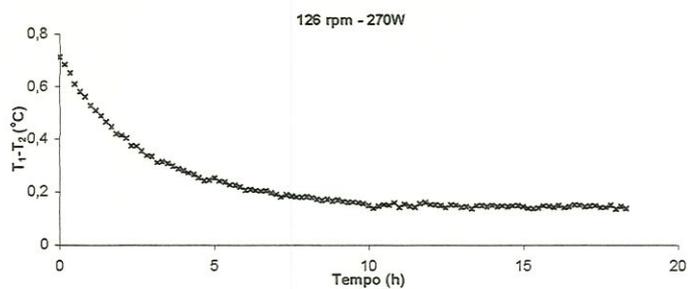


Figura 79 - Condução através da parede do tanque; 126 rpm - 270W

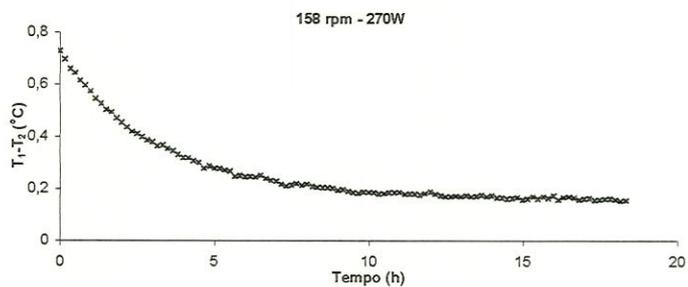


Figura 80 - Condução através da parede do tanque; 158 rpm - 270W

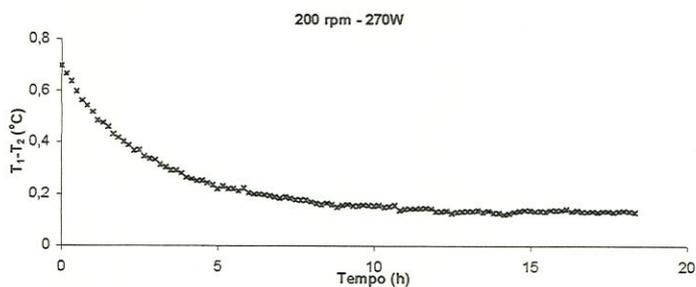


Figura 81 - Condução através da parede do tanque; 200 rpm - 270W

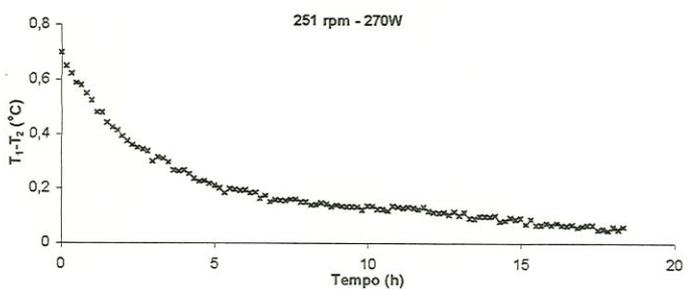


Figura 82 - Condução através da parede do tanque; 251 rpm - 270W

APÊNDICE VI

**METODOLOGIA CLÁSSICA PARA DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE DE
TRANSFERÊNCIA TÉRMICA CALIBRAÇÃO DO MODELO**

O método clássico para a obtenção dos coeficientes de transferência térmica k correspondentes aos ensaios sem fonte de calor, consiste em uma sucessão de análises de regressões aplicadas à equação 6.26, por tentativa e erro, buscando-se obter o valor de k e T_a que minimize a soma dos quadrados dos resíduos. Com o auxílio de comandos de otimização (solver) da planilha Excel, a análise torna-se simples. O roteiro das análises realizadas é sintetizado seguir.

| | A | B | C | D | E | F |
|----|-------|---------------------|--|----------------------|--------|-------|
| | Tempo | Dados experimentais | Equação 6.26 | Resíduos ao quadrado | $T_0=$ | T_1 |
| 1 | 0 | T1 | $(T_0 - T_a) \cdot e^{-k \cdot t} + T_a$ | $(B1 - C1)^2$ | $k=$ | k |
| 2 | 1 | T2 | $(T_0 - T_a) \cdot e^{-k \cdot t} + T_a$ | $(B2 - C2)^2$ | $T_a=$ | T_a |
| 3 | 2 | T3 | $(T_0 - T_a) \cdot e^{-k \cdot t} + T_a$ | $(B3 - C3)^2$ | | |
| 4 | 3 | T4 | $(T_0 - T_a) \cdot e^{-k \cdot t} + T_a$ | $(B4 - C4)^2$ | | |
| 5 | 4 | T5 | $(T_0 - T_a) \cdot e^{-k \cdot t} + T_a$ | $(B5 - C5)^2$ | | |
| 6 | 5 | T6 | $(T_0 - T_a) \cdot e^{-k \cdot t} + T_a$ | $(B6 - C6)^2$ | | |
| 7 | 6 | T7 | $(T_0 - T_a) \cdot e^{-k \cdot t} + T_a$ | $(B7 - C7)^2$ | | |
| 8 | 7 | T8 | $(T_0 - T_a) \cdot e^{-k \cdot t} + T_a$ | $(B8 - C8)^2$ | | |
| 9 | 8 | T9 | $(T_0 - T_a) \cdot e^{-k \cdot t} + T_a$ | $(B9 - C9)^2$ | | |
| 10 | 9 | T10 | $(T_0 - T_a) \cdot e^{-k \cdot t} + T_a$ | $(B10 - C10)^2$ | | |
| 11 | 10 | T11 | $(T_0 - T_a) \cdot e^{-k \cdot t} + T_a$ | $(B11 - C11)^2$ | | |
| 12 | | | | $\Sigma (D1..D11)$ | | |

A coluna D, formada pela equação 6.26, calcula o valor da temperatura em função do tempo buscando os valores de T_a e k , nas células livres F1 e F2 respectivamente. No menu Ferramentas (planilha excel), encontra-se a opção Solver cuja caixa de diálogo permite a entrada das opções de otimização. A condição requerida é a minimização da somatória dos mínimos quadrados (célula D11) tendo-se como variáveis T_a e k (F1 e F2).

O coeficiente de transferência k pode ser obtido como o coeficiente angular da reta ajustada aos pontos experimentais, cuja variável dependente é o logaritmo natural do déficit de temperatura $(T - T_a)/(T_0 - T_a)$ e a variável depende é o tempo t . Foram realizadas otimizações dos parâmetros para o quadrado da diferença e para o módulo da diferença dos resíduos, cujos

valores são apresentados na figura 83 na qual, MMQ e ABS representam os valores obtidos pelos mínimos quadrados e pelo valor absoluto. Os índices 1 e 2 correspondem aos dados não linearizados e linearizados respectivamente. Os valores são unidos pela linha contínua para uma melhor visualização da tendência.

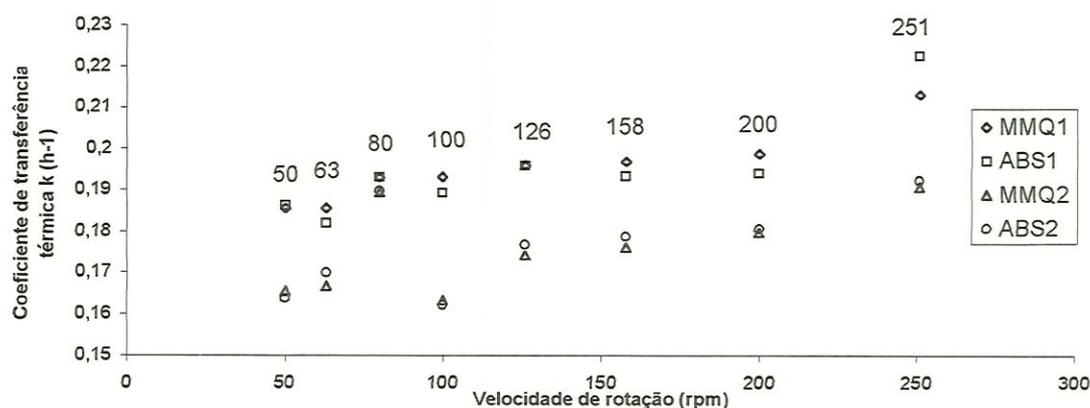


Figura 83 – Valores de k obtidos por mínimos quadrados e valor absoluto

Observa-se que a diferença entre MMQ e ABS nos casos 1 e 2 é pouco significativa. Os valores obtidos para MMQ e ABS para os dados linearizados encontram-se abaixo dos valores do caso 1, e ainda existe uma variação excessiva nos pontos correspondentes a 80 e 100 rpm. Portanto nesta pesquisa optou-se pelos valores obtidos com os dados não linearizados obtidos pelos métodos dos mínimos quadrados, visto sua maior regularidade entre o intervalo de 50 a 251 rpm (Tabela 7).

Apesar da instabilidade da tendência exibida nas tendências para os valores linearizados (2), o coeficiente de correlação entre os dados experimentais e o modelo é alto. Alguns exemplos dos valores de k obtidos pela linearização para o módulo da diferença dos resíduos são mostrados a seguir para ilustrar a correlação.

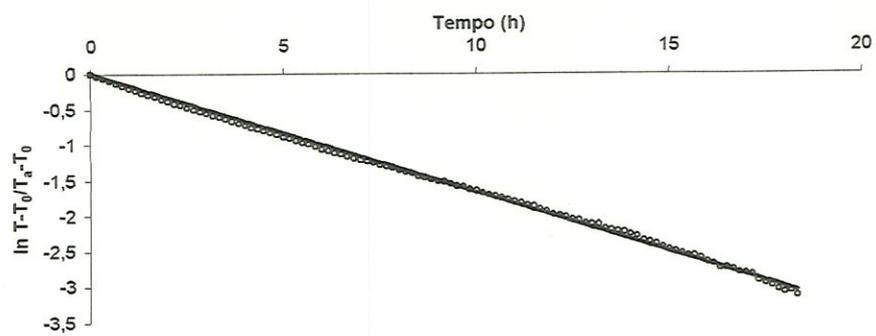


Figura 84 - Pontos linearizados - 50 rpm

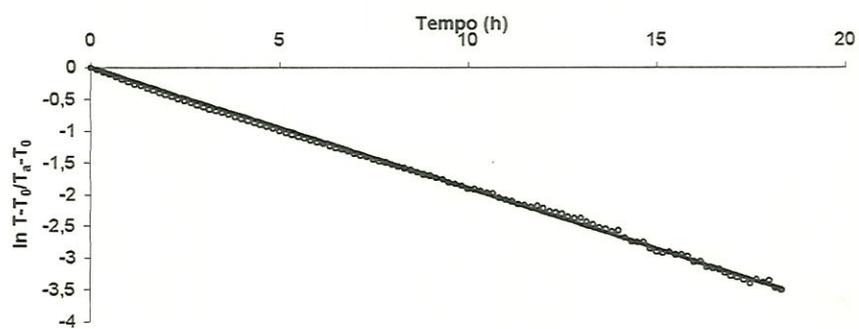


Figura 85 – Pontos linearizados - 80 rpm