

ALESSANDRO BONTEMPI

**Eficiência Energética de Secadoras Industriais:
Análise e Propostas Experimentais**

Dissertação de Mestrado apresentada como parte do requisito para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica, pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica do Paraná.

Orientador: Prof. Dr. Luís Mauro Moura

Curitiba – PR
Julho de 2004

APROVAÇÃO

Agradecimentos

Agradeço aos Profs. Luís Mauro Moura e Ivan Azevedo Cardoso pela orientação, paciência e amizade.

Aos meus pais, Pier Giorgio e Maria Beatrice, sempre presentes em meu coração, eu os amo muito.

À minha querida Maria Helena, pelo apóio, verdadeiro tesouro. Eu te amo.

À, Antonello, Massimiliano e Helena. O destino fez que fossem meus irmãos e Deus concordou.

Aos meus caros amigos, André Ricardo (Luí) e Marcosuel (Bó) pela amizade verdadeira durante todos esses anos, e pelo apoio.

À Jane e aos colegas do Mestrado, em especial Gustavo, Celso, Mariana e Michele.

Ao Eng. Mariano Pacholok da Petrobrás S/A, pelas filmagens térmicas.

À LavexMil e em especial ao Sr. Ney Batista pelo apoio a pesquisa e suporte financeiro.

Há sempre muito que agradecer e muitas pessoas a quem agradecer. É quase impossível ter o nome de todos os que me apoiaram, e por isso, se o seu não está aí, saiba que lhe sou grato.

*Dedico aos meus
Pais.*

Resumo

Apresenta-se uma série de modificações realizadas em uma secadora de tecidos a tambor de capacidade de 12 kg de tecido seco e potência de consumo de 10 kW, com o objetivo de redução do consumo energético da secadora.

Primeiramente foram levantados, antes das modificações na secadora, parâmetros para serem utilizados para comparação. Um destes parâmetros é a taxa específica de extração de umidade MER. Ainda antes das modificações uma série de imagens térmicas das paredes da secadora foram realizadas com o objetivo de avaliar a perda de energia da secadora devido a falta de isolamento térmico.

Constata-se que a energia perdida é de cerca de 8,5 % do consumo total da secadora, e que com a utilização de um isolamento em poliuretano esta perda pode ser reduzida para 5%.

Em seguida apresenta-se modificações na secadora com a instalação e teste de dois trocadores de calor que aproveitam o ar quente de saída do tambor de secagem para o pré-aquecimento do ar fresco de entrada. Um dos trocadores é do tipo tubo-aletado, sendo os dados obtidos experimentalmente comparados a um modelo previsão de temperaturas de saída sugerido na literatura. Utilizando ainda o trocador tubo-aletado, avalia-se o aumento da eficiência energética da secadora juntamente com o isolamento térmico.

O outro trocador de calor instalado e testado na secadora é do tipo “plate-fin”. Este foi construído nos laboratórios da PUCPR em placas de policarbonato marca Lexan[®] da General Electric Plastics.

É demonstrado que a instalação de ambos os trocadores de calor, juntamente com o isolamento térmico, proporciona uma economia líquida no consumo da secadora de 6% para o trocador tubo-aletado e 10% para o trocador em policarbonato.

Abstract

In this work an industrial tumbler clothes dryer is investigated. The goal is to increase its energy efficiency. The dryer has 12 kg dry clothes capacity and 10 kW power consumption.

First, before the modifications, it had been evaluated the reference parameters that could be used for comparison. One of these parameters implemented the specific moisture extraction rate of humidity (MER). Still before the changes were a series of thermal images of the dryer walls was been carried through in order to evaluate the heat loss of the dryer due the lack of thermal isolation.

The evaluated heat lost in the dryer was about 8.5 % of the total energy consumption and using isolation in polyurethane this loss can be reduced to 5%. Modifications in the dryer are carried out with the use of two heat exchangers to recover the exit hot air for the preheating the inlet dryer cool air. One of them is a fin-tube heat exchanger. This exchanger was checking with a model of temperatures outlet suggested in papers. The decrease in energy consumption was measured for the polyurethane thermal isolation and the fin-tube exchanger.

Another heat exchanger type plate-fin was used. This exchanger was developed in the laboratories of the PUCPR in polycarbonate plates (Lexan® - General Eletric Plastics). It was verified that the use of both of the heat exchangers, and also the thermal isolation, provided a liquid economy in the consumption of the dryer of 6% for the exchanging fin-tube and 10% for the exchanger in polycarbonate.

Conteúdo

Aprovação	i
Resumo	iv
Abstract	v
Conteúdo	vi
Lista de Figuras	x
Lista de Tabelas	xii
Nomenclatura	xiv
Capítulo 1	
Introdução	
1. Objetivo.....	1
1.1 Fundamentos e Metas.....	1
Capítulo 2	
Revisão Bibliográfica	
2. Fundamentos e Revisão Bibliográfica.....	3
2.1 Lei da Conservação de Massa.....	3
2.1.1 Balanço de Massa de Ar Seco.....	3
2.1.2 Balanço de Massa de Água.....	4
2.2 Lei da Conservação de Energia.....	4
2.2.1 Equação de Balanço de Energia do Ar Úmido.....	5
2.3 Parâmetros Psicrométricos.....	5
2.3.1 Umidade Específica.....	5
2.3.2 Temperatura de Bulbo Seco.....	6
2.3.3 Psicrômetro e Temperatura de Bulbo Úmido.....	6
2.3.4 Ponto de Orvalho.....	6
2.3.5 Umidade Relativa.....	7
2.4 Aspectos Básicos da Secagem.....	7
2.4.1 Mecanismos de Migração de Umidade.....	8
2.4.2 Velocidade de Secagem.....	9
2.4.2.1 Secagem com Taxa Constante.....	9
2.4.2.2 Período de Secagem com Taxa Decrescente.....	10
2.4.2.3 Migração da Água por Difusão.....	10
2.4.2.4 Teoria da Frente de Evaporação.....	11
2.4.2.4 Mecanismos de Secagem.....	11
2.5 Isotérmicas de Sorção.....	12
2.5.1 Conteúdo de Umidade de Equilíbrio.....	14

2.6 Atividade da Água.....	14
2.7 Projetos de Secadoras: Algoritmo de KEEY.....	15
2.8 Secadoras a Tambor.....	16
2.8.1 Secadoras de Tecidos a Tambor: diferenças entre os principais sistemas.....	16
2.8.2 Secadora Tipo Ventilação de Ar de Ciclo Aberto.....	16
2.8.3 Secadora Condensadora de Ciclo Aberto.....	18
2.8.4 Secadora Condensadora de Ciclo Fechado com Trocador de Calor.....	18
2.8.5 Sistema Misto.....	20
2.9 Fluxos de Energia em Secadoras.....	21
2.10 Recuperação de Energia em Secadoras.....	21
2.10.1 Recirculação Parcial do Ar.....	22
2.10.2 Melhoramento de Instrumentação e Controle de Secadoras.....	22
2.10.3 Melhorias na Remoção Mecânica da Água.....	22
2.10.4 Recuperação de Calor Utilizando Trocadores de Calor.....	22
2.10.5 Recuperação de Calor com a Utilização de Bombas de Calor.....	24
2.11 Avaliação do Desempenho de Secadoras.....	26
2.11.1 Taxa Específica de Extração de Umidade.....	26
2.11.2 Eficiência de Secagem.....	27

Capítulo 3

Metodologia

3. Parâmetros Preliminares.....	29
3.1 Tipos de Tecidos.....	29
3.1.2 Configurações de Ensaio.....	29
3.2 Esquema da Secadora Antes das Modificações.....	30
3.2.1 Potência de Entrada.....	30
3.3 Instrumentação.....	32
3.3.1 Sensores de Temperatura.....	32
3.3.2 Termômetro de Bulbo Úmido: construção e calibração.....	34
3.3.3 Sensores de Pressão.....	35
3.3.4 Vazões de ar.....	35
3.4 Método Para Determinação do Conteúdo de umidade dos Tecidos.....	38
3.4.1 Procedimento Experimental.....	38
3.5 Tratamento dos Dados Experimentais.....	41
3.5.1 Taxa de Evaporação.....	41
3.5.2 Cálculo da Eficiência de Secagem e Taxa Específica de Extração de Umidade – MER.....	42
3.6 Perda de Calor.....	42
3.6.1 Termopar Diferencial e Método de determinação do Fator de Emissividade.....	42
3.6.2 Procedimento Para Realização das Imagens.....	44
3.6.3 Perda de Calor por Convecção.....	44
3.6.4 Perda de Calor por Radiação.....	46
3.6.5 Perda Total de Calor.....	46
3.7 Alterações na Secadora.....	47
3.8 Tipos de Trocadores de Calor Utilizados.....	47
3.8.1 Trocador de Calor Tipo Tubo Aletado.....	49

3.8.1.1 Seleção do Modelo de Cálculo.....	49
3.8.1.2 Modelo de Cálculo do Trocador Tubo Aletado.....	50
3.8.1.3 Fluido Frio (aletas): <i>Cálculo do Coeficiente de Convecção do Fluido Frio h_C</i>	51
3.8.1.4 Fluido Quente (tubos): <i>Cálculo do Coeficiente de Convecção do Fluido Quente h_C</i>	52
3.8.1.5 Cálculo do Coeficiente Global de Transferência de Calor no Trocador.....	53
3.8.1.6 Cálculo da Efetividade NUT e Temperaturas de Saídas.....	54
3.8.2 Trocador de Calor Tipo Placa-Aleta.....	55
3.8.2.1 Construção Experimental de um Trocador Tipo Placa-Aleta.....	55
3.9 Controle da Vazão de Ar.....	58
3.10 Isolamento Térmico da Secadora.....	58
3.10.1 Cálculo do Fluxo de Calor Após o Isolamento Térmico.....	59

Capítulo 4

Resultados e Discussões

4.1 Resultado dos Ensaios Antes das Modificações.....	61
4.1.1 Taxa de Evaporação.....	61
4.1.2 Eficiência de Secagem.....	63
4.1.3 Taxa Específica de Extração de Umidade – MER.....	65
4.1.4 Curvas de Secagem.....	67
4.1.5 Ensaios com Vazões Variadas Antes das Modificações.....	70
4.1.6 Imagens Térmicas e Determinação da Dissipação de Calor.....	73
4.1.6.1 Perda de Calor Após o Isolamento Térmico.....	85
4.1.6.2 Amortização.....	86
4.2 Resultado das Modificações.....	87
4.2.1 Aumento de Potência de Ventilação Devido a Perda de Carga.....	87
4.2.2 Validação do Modelo do Trocador de Calor Tubo-Aletado.....	88
4.2.2.1 Potência Térmica Recuperada e Potência Líquida.....	89
4.2.3 Comparações e Vantagens do Trocador em Policarbonato em Relação ao Tubo-Aletado.....	92
4.2.3.1 Amortização dos Trocadores.....	94
4.2.4 Eficiência de Secagem com a Utilização dos Trocadores de Calor e Isolamento Térmico.....	95
4.2.5 Taxa Específica de Extração de Umidade –MER- com a Utilização dos Trocadores de Calor e Isolamento Térmico.....	96
4.3 Determinação das Incertezas de Medição.....	98
4.3.1 Incerteza de Medição da Vazão de Ar.....	98
4.3.2 Incerteza de Medição da Perda de Calor Total da Secadora – IMQ_T	100
4.3.3 Incerteza de Medição do Fluxo de Calor no Isolamento Térmico de Toda a Secadora - IMq''_T	104
4.3.4 Incerteza de Medição na Determinação da Taxa de Economia Após a Instalação do Isolamento Térmica – IME_P	105
4.3.5 Incerteza de Medição da Potência líquida Proporcionada pelo Trocador de Calor - IMP_L	106
4.3.6 Incerteza de Medição da Redução do Consumo Líquido da Secadora - $IMES$	107

Capítulo 5	
Conclusões	109
Capítulo 6	
Referências Bibliográficas	112
Apêndice A	
Leitura da Umidade Relativa na Saída do Tambor para Calibração do Termômetro de bulbo Úmido e Método de Cálculo	115
Apêndice B	
Temperaturas T_1 e T_2 e Determinação da Emissividade - ε	117
Apêndice C	
Equações para o Cálculo da Condutividade Térmica, κ, Viscosidade Dinâmica μ, e Calor Específico C_{p_u} do Ar Úmido	119
Apêndice D	
Incerteza de Medição da Taxa Específica de Extração de Umidade - MER	121

Lista de Figuras

Figura 2.1	Psicrômetro ideal e seus elementos básicos.....	7
Figura 2.2	Diagrama do Processo de Secagem.....	8
Figura 2.3	Diagrama de migração de umidade no interior de um sólido.....	8
Figura 2.4	Evolução do processo de secagem.....	11
Figura 2.5	Isotérmica de sorção.....	13
Figura 2.6	Isoterma de adsorção para algumas fibras.....	13
Figura 2.7	Isotérmicas de desorção do algodão para diversas temperaturas.....	15
Figura 2.8	Algoritmo de Keey para projeto de um secador.....	17
Figura 2.9	Secadora de ventilação de ar convencional.....	18
Figura 2.10	Secadora condensadora de circuito aberto.....	19
Figura 2.11	Diagrama psicrométrico para circuitos aberto e fechado de condensação..	19
Figura 2.12	Secadora condensadora de circuito fechado com misturador.....	20
Figura 2.13	Secadora de circuito misto.....	21
Figura 2.14	Esquema de recuperação de calor utilizando trocadores de calor.....	23
Figura 2.15	Representação de um trocador de calor compacto tipo “plate-fin”.....	23
Figura 2.16	Resultados do potencial de recuperação de calor variando um dos lados o trocador do trocador de calor.....	24
Figura 2.17	Arranjos de um secador que fazem uso e uma bomba de calor tipo circuito fechado de desumidificação.....	25
Figura 2.18	Arranjos de um secador que fazem uso e uma bomba de calor tipo circuito aberto.....	26
Figura 2.19	Comparação de eficiência de secagem para dois tipos de tecidos. (a) tecido felpudo e (b) tecido leve.....	28
Figura 3.1	Esquema simplificado da secadora mostrando o caminho percorrido pelo ar.....	30
Figura 3.2	Secadora LavexMil de 12 kg de capacidade e centrífuga.....	31
Figura 3.3	Tubo de condução do ar e legendas.....	31
Figura 3.4	Pontos de leitura da tensão [V] e corrente [A].....	32
Figura 3.5	Instrumentação utilizada.....	33
Figura 3.6	Posição dos termopares, do termômetro de bulbo úmido e do medido de vazão.....	33
Figura 3.7	Construção (a); Posicionamento (b) do termômetro de bulbo úmido.....	34
Figura 3.8	Curva e calibração do Termômetro de Bulbo Úmido construído.....	35
Figura 3.9	Posicionamento do sensor de vazão no centro do tubo.....	36
Figura 3.10	(a) Comportamento da velocidade do ar para ambas as cargas de secagem. (b) Comportamento da vazão do ar perante a umidade específica de saída do tambor de secagem.....	37
Figura 3.11	Balanço de massa no tambor de secagem.....	41
Figura 3.12	Posicionamento do termopar diferencial e seu esquema. Cu: Cobre, Co: Constatam.....	43
Figura 3.13	Através de ΔV encontra-se ΔT	44
Figura 3.14	Curva do aumento da temperatura ambiente do laboratório T_{∞}	46
Figura 3.15	(a) Esquema de circulação do ar após as modificações. (b) Secadora antes das modificações. (c) Secadora modificada.....	48

Figura 3.16	Trocador de calor tubo aletado utilizado na secadora.....	50
Figura 3.17	Transferência de calor e fator de atrito para trocadores de calor tubo circular aleta contínua, superfície 8.0-3/8T de Kays e London	51
Figura 3.18	Placas Lexan® Thermoclear® da General Eletric Plastics.....	56
Figura 3.19	Configuração de montagem. (a) Montagem paralela das placas. (b) canal formado entre as placas, onde escoo o ar carregado de fiapos. (c) colméia de aletas onde escoo o ar limpo	55
Figura 3.20	Trocador de calor tipo placa-aleta em policarbonato.....	57
Figura 3.21	Inversor de Freqüência.....	58
Figura 3.22	Isolamento da secadora.....	59
Figura 3.23	Esquema de instalação dos termopares na superfície exposta do isolamento.....	60
Figura 4.1	Influência da Umidade Relativa na taxa de evaporação da água dos tecidos. Carga de 5kg de algodão tipo lençol. Ensaios 1 e 2.....	62
Figura 4.2	Influência da Umidade Relativa na taxa de evaporação para carga de 12 kg de algodão.....	62
Figura 4.3	Massa Evaporada nos ensaio 4 e 5 em função do tempo.....	63
Figura 4.4	Eficiência de secagem para os ensaios 1 e 2 da Tabela 3.7.....	64
Figura 4.5	Eficiência de secagem para diferentes tecidos. Ensaios 2, 4 e 5 da Tabela 3.7.....	64
Figura 4.6	Temperaturas de saída para diferentes tecidos (ensaio 5 e 7 da Tabela 3.7).....	65
Figura 4.7	Influência Umidade Relativa na Taxa Específica de Extração de Umidade – MER.....	66
Figura 4.8	Influência da Massa de Carga Taxa Específica de Extração de Umidade – MER. Ensaio 3 carga de 12 kg de algodão. Ensaio 5 carga de 5Kg do mesmo algodão.....	66
Figura 4.9	Influência do Tipo de Tecido na Taxa Específica de Extração de Umidade – MER. Ensaio com algodão, poliéster e jeans. Carga de 12 kg.....	67
Figura 4.10	Curva de secagem do ensaio 1. Secagem do algodão. Carga de 5 kg.....	68
Figura 4.11	Curvas de secagem para as configurações da Tabela 4.2. (a) algodão. (b) jeans e poliéster.....	70
Figura 4.12	Taxa de evaporação para diferentes vazões (ensaio 2, 10 e 11).....	71
Figura 4.13	Temperatura do ar de entrada no tambor com diferentes vazões.....	72
Figura 4.14	Taxa Específica de Extração de Umidade para três vazões de ar diferentes. Ensaio 2,10 e 11.....	73
Figura 4.15	Imagem térmica da área frontal da secadora após a estabilização.....	74
Figura 4.16	Transferência de calor por radiação e por convecção na parede frontal da secadora.....	74
Figura 4.17	Seqüência de imagens térmicas da área frontal da secadora. Após 35 minutos do início da secagem a sensibilidade da filmadora teve de ser alterada para corrigir o fim de escala.....	75
Figura 4.18	Temperatura das paredes externas da secadora.....	76
Figura 4.19	Imagem térmica da lateral direita da secadora.....	76
Figura 4.20	Seqüência de imagens térmicas da lateral direita da secadora.....	77
Figura 4.21	Perda de cal. por radiaç. e por convec. na lateral direita da secadora	78

Figura 4.22	(a) Lateral esquerda da secadora. (b) O retângulo branco representa a lateral esquerda da secadora.....	79
Figura 4.23	Transferência de calor por radiação e por convecção na lateral esquerda da secadora.....	79
Figura 4.24	Seqüência de Imagens térmicas da lateral esquerda da secadora.....	80
Figura 4.25	Imagem térmica da parede traseira da secadora.....	81
Figura 4.26	Transferência de Calor por radiação e por convecção na parede traseira da secadora.....	81
Figura 4.27	Seqüência de Imagens térmicas da parede traseira da secadora.....	82
Figura 4.28	Perda de calor por radiação e por convecção na parede superior da secadora.....	83
Figura 4.29	Parede superior da secadora.....	83
Figura 4.30	Transferência de calor para o ambiente em cada lado da secadora.....	84
Figura 4.31	Perfil de temperatura da superfície do isolamento.....	85
Figura 4.32	Tempo em horas para amortização do custo do isolamento térmico.....	87
Figura 4.33	Aumento de potência de ventilação devido à perda de carga para ambos os trocadores.....	88
Figura 4.34	Comparação de temperaturas de saída medidas e calculadas com o modelo.....	90
Figura 4.35	Ganho de temperatura do fluido frio e potência térmica recuperada no trocador tubo-aletado.....	90
Figura 4.36	Diferença entre \dot{P}_R e \dot{P}_V com a utilização do trocador tubo aletado.....	91
Figura 4.37	Acúmulo de fiapos na estrutura do trocador.....	91
Figura 4.38	Ganho de temperatura em ambos os trocadores de calor.....	92
Figura 4.39	Economia líquida da secadora com a utilização dos trocadores de calor durante a secagem.....	93
Figura 4.40	Acúmulo de fiapos entre as placas.....	93
Figura 4.41	Ausência de fiapos no lado das aletas do trocador.....	94
Figura 4.42	Comparação em horas para amortização de ambos os trocadores de calor.....	94
Figura 4.43	Eficiência de secagem para algodão 5 kg. Ensaio com e sem a utilização de trocadores de calor.....	96
Figura 5.1	Amortização da soma dos trocadores de calor e isolamento térmico.....	110

Lista de Tabelas

Tabela 2.1	Tabela de absorção de umidade ambiente de algumas fibras.....	14
Tabela 2.2	Parâmetros típicos de desorção isotérmica.....	15
Tabela 3.1	Numeração dos Ensaios.....	29
Tabela 3.2	Valor mínimo e máximo da tensão para todos os ensaios. Valor médio utilizado nos cálculos.....	32
Tabela 3.3	Critérios fixos utilizados nos ensaios. (a) carga parcial de 5Kg. (b) carga total de 12 Kg.....	39
Tabela 3.4	Critério utilizado nas amostras.....	39
Tabela 3.5	Valores da amostra próxima a 0% de umidade.....	39
Tabela 3.6	Dados dos ensaios 1 a 9.....	40
Tabela 3.7	Características do trocador tubo aletado utilizado na secadora.....	49
Tabela 3.8	Propriedades Térmicas das placas Lexan® Thermoclear®.....	56
Tabela 3.9	Características do trocador de calor em policarbonato e comparação de áreas em relação ao tubo aletado.....	58
Tabela 4.1	Dados do Ensaio 1. Variação da massa da amostra durante a secagem.....	68
Tabela 4.2	Dados dos ensaios 1 a 9.....	69
Tabela 4.3	Condições de ensaio para diferentes vazões.....	72
Tabela 4.4	Transferência média de calor nas paredes externas da secadora antes do isolamento.....	84
Tabela 4.5	Redução na transferência de calor após o isolamento.....	86
Tabela 4.6	Perda de calor antes e depois do isolamento térmico e economia líquida em 1 hora.....	86
Tabela 4.7	Potência total de consumo da secadora antes e depois da instalação dos trocadores de calor.....	88
Tabela 4.8	Vantagens do trocador de calor em policarbonato.....	92
Tabela 4.9	Economia em R\$/h gerada pelos trocadores de calor.....	95
Tabela 4.10	Comparação de ensaios antes e depois das modificações.....	97
Tabela 4.11	Incerteza de medição dos instrumentos utilizados.....	99
Tabela 5.1	Resumo de Economia da Secadora.....	110
Tabela A.1	Valores de RH lidos do higrômetro e valores calculados de T_{BUR}	115
Tabela B.1	Valores utilizados na determinação de ϵ	117
Tabela C.1	Coefficientes da equação c.1 para o cálculo de κ	119
Tabela C.2	Coefficientes da equação c.3 para o cálculo de μ	120
Tabela C.3	Constantes físicas para o cálculo de C_{pv} e C_{pa}	120

Nomenclatura

β	Dimensão característica de forma (placa, cilindro, esfera)	m
β	Constante de equação da atividade da água (Eq. 2.21)	adimensional
α	Constante característica de forma (placa, cilindro, esfera) (Eq. 2.20)	adimensional
α	Difusividade térmica (Eq.3.14)	m ² /s
γ	Constante de equação da atividade da água (Eq. 2.21)	adimensional
δ	Constante de equação da atividade da água (Eq. 2.21)	adimensional
ρ	Densidade do ar seco	kg _a /m ³
ρ	Densidade do ar úmido	kg _u /m ³
p	Pressão do ar	Pa
λ	Calor latente de vaporização	J/kg
λ_i	Calor latente de vaporização	J/kg
v	Volume específico do ar seco	m ³ /kg _a
ν	Viscosidade Cinemática do ar úmido	kg _u /(m.s)
ε	Efetividade NUT (Eq.3.37)	adimensional
ε	Emissividade da tinta (Eq. 3.7 e 3.19)	adimensional
μ	Viscosidade dinâmica do ar úmido	kg _u /(m.s)
μ_c	Viscosidade dinâmica do fluido frio	kg/(m.s)
μ_h	Viscosidade dinâmica do fluido quente	kg/(m.s)
σ	Constante de Stefan-Boltzman	W/(m ² .K ⁴)
κ	Condutividade térmica do ar úmido	W/(m.K)
κ_h	Condutividade térmica do ar úmido quente	W/(m. K)
\varnothing	Umidade relativa	%
ω	Umidade específica	kg _w /kg _{as}
η_o	Eficiência de aleta	adimensional
η_s	Eficiência de secagem	adimensional
A	Área	m ²
C _p	Calor específico do ar úmido	J/(kg _u . K)
c _{pc}	Calor específico do fluido frio	J/(kg. K)
c _{ph}	Calor específico do fluido quente	J/(kg. K)
C _r	Razão de capacidade térmica	adimensional
C _{min}	Capacidade térmica mínima	W/K
C _{max}	Capacidade térmica máxima	W/K
D	Difusividade efetiva	m ² /s
D _h	Diâmetro hidráulico de escoamento	m
E _S	Economia gerada na secadora	W
E _p	Economia gerada pelo isolamento	W
f	Fator de atrito	adimensional
g	Constante gravitacional	m/s ²
G _c	Velocidade Mássica	kg/(m ² .s)
H	Altura da parede da secadora	m
h	Entalpia	kJ/(kg.K)
h _c	Coefficiente convectivo de transferência de calor (Eq. 2.18)	W/(m ² . K)

h_c	Coeficiente convectivo de transferência de calor do fluido frio (Eq. 3.26)	$W/(m^2 \cdot K)$
h_h	Coeficiente convectivo de transferência de calor do fluido quente	$W/(m^2 \cdot K)$
h_m	Coeficiente convectivo de transferência de massa	m/s
\bar{I}	Média da leitura das amperagens	A
IM	Incerteza de medição	-
j_H	Fator de Colburn	adimensional
K_{Cu}	Condutividade térmica do cobre	$W/(m \cdot K)$
K_p	Condutividade térmica do poliuretano	$W/(m \cdot K)$
L	Espessura de isolante em poliuretano (Eq. 3.46)	m
L	Comprimento do tubo (Eq. 3.33 e 3.35)	m
L_1	Comprimento da aleta	m
L_2	Comprimento da aleta	m
\dot{m}	Vazão de ar	kg_a/s
\dot{m}_a	Massa de ar seco	kg/s
\dot{m}_e	Massa de entrada no volume de controle	kg/s
\dot{m}_L	Taxa de condensação ou de formação de condensado	kg/s
\dot{m}_s	Massa de saída do volume de controle	kg/s
m_v	Massa de vapor	kg
M_p	Conteúdo de umidade na base seca	kg_w/kg_{ms}
M_{pe}	Conteúdo de umidade de equilíbrio do material	kg_w/kg_{ms}
M_{po}	Conteúdo de umidade inicial do material	kg_w/kg_{ms}
MER	Taxa específica de extração de umidade	kWh/kg
N	Taxa de Secagem	kg_w/s
N_a	Número de aletas	-
N_t	Número total de tubos	-
Nu	Número de Nusselt	adimensional
\bar{Nu}	Número de Nusselt global	adimensional
Nu_D	Número de Nusselt baseado no diâmetro do tubo	adimensional
NUT	Número de unidades térmicas	-
P_a	Pressão do ar seco	Pa
P_m	Potência média de consumo	kW
\dot{P}_L	Potência líquida gerada pelo trocador	W
\dot{P}_R	Potência térmica recuperada pelo trocador	W
Pr	Número de Prandtl	adimensional
\dot{P}_V	Potência gasta a mais pelo ventilador para vencer a perda de carga	W
P_v	Pressão do vapor	Pa
P_{vs}	Pressão do vapor saturado	Pa
Q	Fluxo de calor	W
Q_T	Taxa transferência de calor para o ambiente	W
q	Taxa de transferência de calor	W
\bar{q}''	Fluxo de calor médio	W/m^2
\bar{q}_C	Taxa média de transferência de calor por convecção	W
$q''_{,X}$	Fluxo de calor através do isolamento térmico em cada lado da secadora	W/m^2

q_{\max}	Taxa máxima de transferência de calor	W
q_R	Transferência de calor por radiação	W
Ra	Número de Rayleigh	adimensional
Re	Número de Reynolds	adimensional
R_e	Raio externo do tubo	m
Re_D	Número de Reynolds baseado no diâmetro do tubo	adimensional
R_i	Raio interno do tubo	m
R_w	Resistência condutiva da parede do tubo	K/W
St	Número de Stanton	adimensional
t	tempo	s
T	Temperatura na superfície do isolamento térmico (Eq. 3.46)	°C
T	Temperatura de bulbo seco	°C
T_1	Temperatura da área pintada de preto	K
T_2	Temperatura da área de pintura original	K
T_{bu}	Temperatura de bulbo úmido	°C
$T_{c,i}$	Temperatura de entrada do fluido frio	°C
$T_{c,o}$	Temperatura de saída do fluido frio	°C
$T_{h,i}$	Temperatura de entrada do fluido quente	°C
$T_{h,o}$	Temperatura de saída do fluido quente	°C
T_o	Temperatura de orvalho	°C
T_s	Temperatura da superfície do material	°C
T_w	Temperatura média de parede	°C
T_∞	Temperatura no ambiente	°C
Δt	Variação de tempo	h
ΔT	Diferença de temperatura	°C
U	Tensão média	V
U_c	Coefficiente global de transferência de calor do fluido frio	W/(m ² . K)
U_h	Coefficiente global de transferência de calor do fluido quente	W/(m ² . K)
V	Velocidade do ar	m/s
ΔV	Diferença de Microvoltagem	μV
X	Fração molar	adimensional
W_d	Massa do tecido seco	kg
W_m	Potência de consumo do motor	kW
W_r	Potência de consumo dos resistores	kW
W_t	Potência total de consumo da secadora	kW
W_v	Potência de consumo do ventilador	kW
W_w	Massa do tecido molhado	kg

Subscritos

a	Ar seco
c	Fluido frio
e	Entrada
E	Entrada
Fr	Área frontal da secadora
h	Fluido quente
LD	Área da lateral direita da secadora

LE	Área da lateral esquerda da secadora
máx	máximo
min	mínimo
ms	Massa seca
s	Saída
SP	Área Superior da secadora
TR	Área da traseira da secadora
VC	Volume de controle
w	Água
X	Representa cada lado da secadora

Capítulo 1

Introdução

1. Objetivo

Visando a redução do consumo energético de secadoras a tambor, a empresa nacional LavexMil, financiou estudos conduzidos nos laboratórios da PUCPR para efetuar uma série de modificações em uma secadora de tecidos com capacidade de 12 kg de roupas secas. Um dos objetivos principais destes estudos é o aproveitamento energético do ar quente de saída do tambor de secagem para o pré-aquecimento do ar fresco de entrada com a utilização de trocadores de calor.

1.1 Fundamentação e Metas

A secagem é uma operação unitária de fundamental importância na indústria de processos e que está presente em todos os setores do processamento de sólidos (Perin, 1995).

O principal objetivo de qualquer processo de secagem é a obtenção de um produto seco de qualidade desejada e a um custo mínimo. A secagem é uma operação de energia intensiva e com certa relevância industrial. Na maioria dos países industrializados, a energia despendida na secagem contabiliza cerca de 7 a 15% da energia gerada para fins industriais e geralmente com eficiência térmica relativamente baixa (Oktay, 2002).

Após as duas primeiras crises do petróleo, e a temida futura escassez de energia, iniciou-se estudos objetivando-se viabilizar sistemas de secagem que não dependam de combustíveis fósseis. A primeira crise do petróleo ocorreu em 1973 e a segunda em 1979, sendo que esta última alcançou seu ponto crítico em 1982. Tais acontecimentos promoveram grandes mudanças nas perspectivas do uso de energia e no projeto de secadoras. Se a década de 70 foi a das crises de energia, a de 80 pode ser considerada a década do gerenciamento de energia (Smith e Fazzolare, 1982). Mas foi nos anos 90, com a crise do petróleo ocasionada pela guerra no Golfo Pérsico, somada à crescente preocupação com a preservação do meio ambiente, que se consolidou a idéia de diminuir a dependência com o petróleo buscando, entre outras soluções, fontes alternativas de energia. A utilização de resistores em sistemas de secagem demonstrou ser uma excelente opção e alguns aspectos: possui confiabilidade, é de fácil controle, e pode ter resultados mais favoráveis, com relação a qualidade do produto.

Em escala comercial as secadoras de tecidos que fazem uso de resistores para aquecimento do ar concentram-se em residenciais e hospitais e em secadoras de lavanderias comerciais. Na Turquia, por exemplo, de toda a energia produzida no país, cerca de 9,6 % é utilizada em secadoras residências ou hospitalares (Oktay, 2002). Conde, 1997, relata que de toda a energia elétrica gasta na Suíça em 1997, cerca de 0,5 % foi utilizada em lavanderias para secagem de tecidos. A nível nacional, as instituições hospitalares, grandes usuários de secadoras de tecidos, devido à necessidade da lavagem diária dos enxovais, têm um consumo de energia elétrica mensal, **por leito**, estimado em

170 kWh com secadoras de tecidos, o que agrava o elevado custo de tais instituições, que em grande parte já vivenciam um difícil quadro financeiro.

O desenvolvimento de secadoras mais eficientes implica, para o Brasil em aproveitar melhor a energia consumida, evitando altos investimentos em geração de energia ou em importação de secadoras eficientes, preservando também o meio ambiente. Os projetos de secadoras de roupas atualmente comercializadas não atendem às exigências de redução de consumo de energia impostas pela escassez energética nacional, além de comprometerem uma significativa parcela da receita dos hospitais.

A eficiência em secadoras de tecidos geralmente é avaliada por um parâmetro denominado de MER (taxa específica de extração de umidade) e é definida como a quantidade de energia gasta em kWh para remoção de 1 kg de água do tecido. A taxa MER varia conforme as condições de umidade do ar ambiente, a temperatura ambiente e o tipo de tecido.

Propõe-se nesta dissertação a recuperação de parte do calor do ar que sai do tambor de secagem com a utilização de trocadores de calor para o pré-aquecimento do ar fresco de entrada. São utilizados dois tipos de trocadores de calor compactos, o tubo aletado e o tipo “plate-fin”. Este último foi construído de placas de policarbonato modelo Lexan[®] Thermoclear[®] da General Electric Plastics.

Na primeira etapa, chamadas de estudo antes das modificações, são levantadas curvas de secagem e de eficiência de secagem para vários tipos de tecidos, além da determinação do MER. Também é avaliada a taxa de evaporação da água do tecido para diferentes vazões de ar. Em seguida é determinada a transferência de calor (perda) para o ambiente antes do isolamento térmico em poliuretano.

Na segunda etapa, com a instalação do isolamento térmico e dos trocadores de calor, a eficiência de secagem é determinada, assim como ao ganho de temperatura entre a entrada e a saída dos trocadores de calor.

Por fim, avalia-se a redução na taxa específica de extração de umidade, e determina-se a melhora na eficiência energética da secadora.

Capítulo 2

Revisão Bibliográfica

2. Fundamentos e Revisão Bibliográfica

Neste capítulo são apresentados equações e modelos aplicados ao estudo da eficiência de secadoras de tecidos e de processo de secagem de tecidos. Inicialmente apresentam-se conceitos de termodinâmica que juntamente com a teoria da psicrometria formam os principais alicerces deste estudo.

2.1 Lei da Conservação de Massa

Todo o processo de secagem envolve fluxos mássicos para dentro ou para fora de equipamentos de secagem. Dessa forma, a equação de conservação de massa estabelece um procedimento de análise de tais fluxos, para que eles possam ser analisados e contabilizados.

A equação da conservação de massa ou balanço de massa para um volume de controle qualquer possui a seguinte forma:

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_{VC} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \quad (2.1)$$

onde,

$\left(\frac{dm}{dt}\right)_{VC}$ - variação instantânea da massa contida no volume de controle;

$\sum \dot{m}_e$ - somatória de todas as vazões mássicas que entram no volume de controle;

$\sum \dot{m}_s$ - somatória de todas as vazões mássicas que saem do volume de controle.

Em sistemas de secagem onde o ar é o fluido secante a equação de balanço de massa deve tanto ser aplicada para o fluxo de ar totalmente seco, quanto para o fluxo de água (no estado líquido ou no estado de vapor).

2.1.1 Balanço de Massa de Ar Seco

Considerando a vazão em regime permanente, a equação de balanço de massa para o ar seco fica:

$$\sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s = 0 \quad (2.2)$$

onde:

m_e , m_s = vazões mássicas na entrada e saída do volume de controle, expressas em kg de ar seco por segundo $\left[\frac{kg}{s} \right]$.

2.1.2 Balanço de Massa de Água

A água, contida no ar seco em forma de vapor, originando o ar úmido, tem seu balanço de massa na entrada e na saída definido como:

$$\sum \dot{m}_e w_{H_e} - \sum \dot{m}_s w_{H_s} \pm \sum \dot{m}_l = 0 \quad (2.3)$$

onde:

w_{H_e} , w_{H_s} = umidade específica, ou seja, a quantidade de vapor d'água presente em uma unidade de massa de ar seco, na entrada e na saída.

m_l = taxa de condensação ou de vaporização de água

pela análise dimensional:

$$\dot{m}w_H = \frac{kg_a}{s} \times \frac{kg_w}{kg_a} = \frac{kg_w}{s}$$

2.2 Lei da Conservação de Energia

A equação de balanço de energia aplicada a um volume de controle qualquer possui a seguinte forma:

$$\left(\frac{dE}{dt} \right)_{VC} = \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + Z_e \right) - \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + Z_s \right) + \dot{Q} - \dot{W} \quad (2.4)$$

Uma corrente de ar úmido pode receber ou ceder água. Este termo deve ser acrescentado à equação, ficando:

$$\left(\frac{dE}{dt} \right)_{VC} = \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + Z_e \right) - \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + Z_s \right) \pm \sum \dot{m}_l \left(h_l + \frac{V_s^2}{2} + Z_l \right) + \dot{Q} - \dot{W} \quad (2.5)$$

onde h_e e h_s representam as entalpias específicas de entrada e saída do ar úmido, e h_l representa a entalpia específica do condensado.

2.2.1 Equação de Balanço de Energia do Ar Úmido

Considerando o sistema em regime permanente, a derivada temporal é nula, e admitindo que as energias cinética e potencial são desprezíveis, a equação 2.5 toma a seguinte forma:

$$\sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_s h_s \pm \sum \dot{m}_t h_t + \dot{Q} - \dot{W} = 0 \quad (2.6)$$

2.3 Parâmetros Psicrométricos

Nesta dissertação várias são as análises que utilizam a psicrometria. Podemos citar a análise da taxa de evaporação da água do tecido, o cálculo da vazão de ar, a eficiência de secagem e outros. A seguir é apresentada uma breve revisão teórica dos principais conceitos psicrométricos.

2.3.1 Umidade Específica

A umidade específica é um dos conceitos mais utilizados na análise psicrométrica. Equações de balanço de massa do ar úmido são escritas em função da umidade específica entre outras.

Define-se umidade específica como sendo a razão entre a massa de vapor d'água e a massa de ar seco presente em uma mistura (Moreira, 1999).

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \quad (2.7)$$

O ar atmosférico pode ser tratado como uma mistura de gases perfeitos cuja pressão é dada pela soma das pressões parciais. Consideremos então o ar atmosférico como uma mistura entre o ar seco e o vapor d'água, cuja pressão é dada por:

$$p = p_a + p_v \quad (2.8)$$

como estamos considerando gases perfeitos:

$$m_a = \frac{P_a V}{R_a T} \quad m_v = \frac{P_v V}{R_v T} \quad (2.9)$$

combinando a equações 2.7, 2.8 e 2.9 chegamos à seguinte equação:

$$\omega = 0,62198 \frac{P_v}{P - P_v} \quad (2.10)$$

2.3.2 Temperatura de Bulbo Seco

A temperatura de bulbo seco é a temperatura de mistura medida com um termômetro.

2.3.3 Psicrômetro e Temperatura de Bulbo Úmido

O psicrômetro é um aparelho utilizado em larga escala para medições das propriedades do ar úmido. Os elementos construtivos básicos para construção de psicrômetro estão indicados na Figura 2.1. Em um tubo onde escoo o ar e através de dois furos são colocados dois termômetros. Um dos termômetros mede a temperatura do ar (termômetro de bulbo seco) e o outro está envolvido em uma mecha de algodão fica umedecida constantemente com água deionizada ou pura. Quando a corrente de ar que circula pelo tubo atinge a mecha de algodão ocorre uma transferência simultânea de calor e massa e parte da água da mecha evapora causando uma redução na temperatura do termômetro. O sistema entra em regime permanente, pois o ar corrente fornece o calor necessário à evaporação da água. A temperatura estabilizada neste termômetro é denominada temperatura de bulbo úmido. Com as temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido podemos determinar a pressão parcial do vapor d'água, o ponto de orvalho e outros parâmetros psicrométricos.

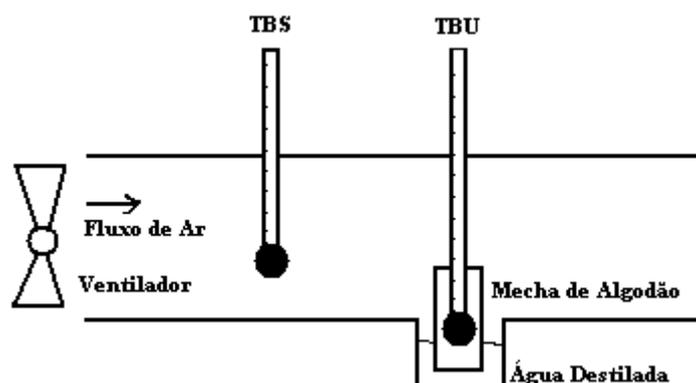


Figura 2.1 - Psicrômetro ideal e seus elementos básicos.

2.3.4 Ponto de Orvalho

A temperatura de orvalho é a temperatura correspondente ao ponto de início da condensação do vapor d'água contida no ar úmido, quando se dá um processo de resfriamento a pressão constante (Moreira, 1999).

Quando o ar está saturado, ele não tem mais capacidade de absorção de água, logo o ar possui umidade relativa de 100 % para esta temperatura. Se diminuirmos a temperatura do ar úmido (por exemplo, em contato com uma parede fria) mantendo a pressão constante, ocorrerá a condensação do vapor. A temperatura de orvalho pode ser calculada por

$$T_o = \frac{186,4905 - 237,3 \cdot \log Pv}{\log Pv - 8,2859} \quad (2.11)$$

nesta equação, o valor de Pv deve estar em milibar e T₀ é obtido em °C.

2.3.5 Umidade Relativa

É a razão entre a fração molar do vapor d'água presente na mistura x_v e a fração molar que o vapor d'água teria se a mistura estivesse saturada x_{vs} , á mesma temperatura. Se considerarmos a equação dos gases perfeitos, e a definição das frações molares do vapor d'água, que são $x_v = n_v/n$ e $x_{vs} = n_{vs}/n$, onde n é o número total de moles, tem-se que:

$$\phi = \frac{P_v}{P_{vs}} \quad (2.12)$$

O valor da pressão parcial do vapor d'água nos diz qual é a quantidade de vapor d'água presente em uma mistura e a pressão de vapor d'água saturado representa a máxima quantidade de vapor d'água que pode estar presente a uma certa temperatura. Então podemos definir como umidade relativa à razão entre a quantidade de vapor d'água pela máxima quantidade que a mistura pode ter na mesma temperatura. A pressão do vapor d'água saturado pode ser calculada pela equação de Clapeyron:

$$P_{vs} = 1000 \exp \left[16,6536 - \frac{4030,183}{T + 235} \right] \quad (2.13)$$

e a pressão parcial do vapor d'água é encontrada pela equação de Carrier (Forgione e Di Marco, 2003):

$$P_v = P_{vs} - AP(T - T_{bu}) \quad (2.14)$$

onde (A) é a constante do psicrômetro T a temperatura de bulbo seco e T_{bu} a temperatura de bulbo úmido, ambas fornecidas em °C. Nas equações 2.12 e 2.13 as pressões são dadas em Pascal. Combinando a equação 2.10 com a 2.11 resulta em:

$$\omega = 0,62198 \frac{\phi \cdot P_{vs}}{P - \phi \cdot P_{vs}} \quad (2.15)$$

onde P é a pressão normal ou pressão atmosférica e pode ser facilmente medida com um barômetro. A equação 2.14 é mais prática de ser utilizada sendo que a pressão de saturação é função somente da temperatura.

2.4 Aspectos Básicos da Secagem

A secagem tem a finalidade de eliminar um líquido volátil contido num corpo não volátil, através da evaporação. A secagem é a operação na qual a atividade da água de um material é diminuída pela remoção da água, através de vaporização. Durante a secagem é necessário um fornecimento de calor para evaporar a umidade do material e também deve haver um sorvedor de umidade para a remoção do vapor d'água formado a partir da superfície do material seco (Alonso, 2001).

A Figura 2.2 mostra o esquema do processo de secagem.

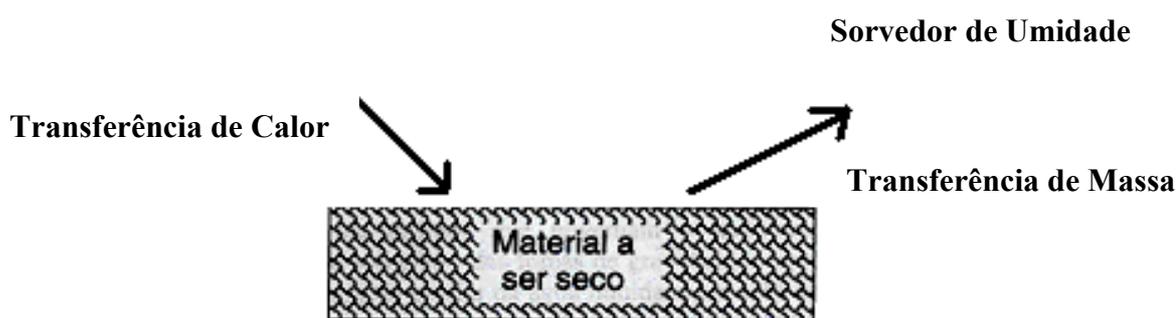


Figura 2.2 - Diagrama do processo de secagem (Alonso, 2001).

Este processo fornece de calor da fonte quente para um material úmido que promoverá a evaporação e em seguida a transferência de massa arrastará o vapor formado (Alonso, 2001).

2.4.1 Mecanismos de Migração de Umidade

A migração da água do interior de um meio poroso, por exemplo, um tecido, até a superfície é analisada pelos mecanismos de transferência de massa, que indicará a dificuldade de secagem nos materiais. Durante a secagem, para que haja a evaporação da água da superfície do tecido, a água deve ser transportada do interior do tecido até a superfície. A Figura 2.3 representa a migração de umidade.

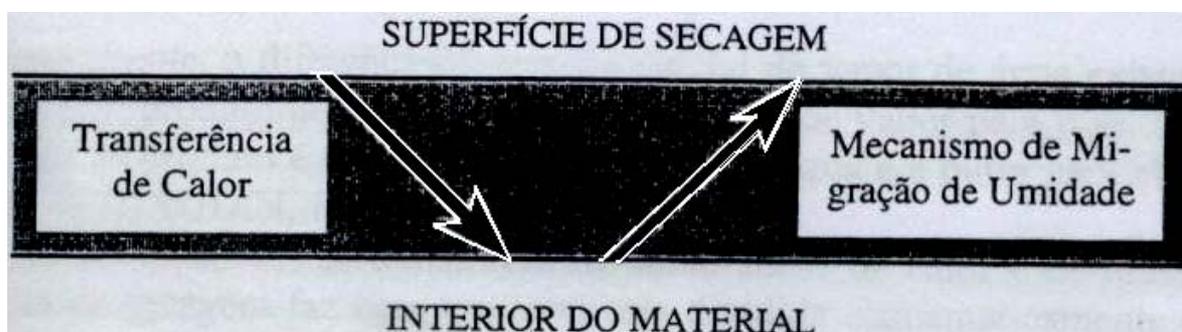


Figura 2.3 - Diagrama de migração de umidade no interior de um sólido (Alonso, 2001).

Os mecanismos mais importantes que representam a Figura 2.3 acima são:

- a difusão da água líquida ocorre devido à existência de uma diferença de concentração;
- a difusão do vapor ocorre devido a diferença de pressão do vapor, causado pelo gradiente de temperatura. O vapor também pode difundir por diferença de concentração.

Devemos lembrar que todas as considerações, tais como, conteúdo de umidade do tecido, conteúdo final de umidade do tecido (umidade de equilíbrio) e o transporte de água do interior à superfície do tecido, servem para fundamentar o fenômeno de secagem.

Entretanto ainda não conseguimos estabelecer uma única relação teórica que possibilite a generalização do processo de secagem (Alonso, 2001).

2.4.2 Velocidade de Secagem

A secagem divide-se em dois períodos: secagem com taxa constante e secagem com taxa decrescente.

2.4.2.1 Secagem com Taxa Constante

Define-se taxa constante de secagem como aquela em que a evaporação da superfície líquida associada ao sólido ocorre sem interferência deste último. A taxa de secagem é então determinada pela taxa de difusão de vapor na superfície do material.

Neste período, as equações de transferência de calor e de massa são estabelecidas fazendo referência as teorias da camada limite. As relações mais simples e que geralmente dão boa concordância com os resultados experimentais são:

- transferência de calor por convecção

$$Q = h_c A (T_\infty - T_s) \quad (2.16)$$

onde A representa a área de transferência de calor e h_c o coeficiente de transferência de calor por convecção.

- transferência de massa

$$N = h_m A (P - P_a) \quad (2.17)$$

P representa a pressão da água na superfície do tecido e P_a a pressão do ar seco, ambas fornecidas em Pascal.

Durante o período de taxa constante, se desconsiderarmos as perdas, o calor fornecido é igual ao calor necessário para evaporar a água e pode ser calculado pela transferência de massa N e obter a taxa de secagem pela equação:

$$N = \frac{h_c A (T_\infty - T_s)}{\lambda} \quad (2.18)$$

Esta última equação é geralmente mais utilizada uma vez que o coeficiente de transferência de calor é mais fácil de se determinar experimentalmente do que o coeficiente de transferência de massa (Massarani e Telles, 1992).

2.4.2.2 Período de Secagem com Taxa Decrescente

Neste período a taxa de secagem é controlada pela taxa de migração do líquido até a superfície do tecido, onde ocorre a evaporação. A taxa entra no período decrescente no momento em que a migração da água para a superfície do tecido diminui, indicando o final da saturação de água na fibra.

O calor transferido para a superfície cai progressivamente em função do decréscimo na taxa de transferência de massa dentro do tecido, e conseqüentemente a temperatura da superfície do tecido aumenta no final da secagem. A complexidade deste período leva muitos pesquisadores a propor diferentes equações para este período da secagem.

2.4.2.3 Migração da Água por Difusão

Este modelo baseia-se na Lei de Fick da difusão para regimes transitórios onde a concentração de umidade no tecido é uma função do tempo, que expressa o fluxo de massa por unidade de área, dependente da concentração de água no tecido. A lei de Fick utiliza o balanço de massa da água no interior da roupa. A difusão em regime transitório é dada por:

$$\frac{\partial M_p}{\partial t} = D \left(\frac{\partial^2 M_p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 M_p}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 M_p}{\partial z^2} \right) \quad (2.19)$$

onde M_p representa o conteúdo de umidade da roupa na base seca em $[\text{kg}_w / \text{Kg}_{\text{ms}}]$.

Existe um grande número de trabalhos com variadas condições de contorno para solução da equação da difusão. Entretanto estas soluções aplicam-se a formas geométricas definidas como placas cilindros esferas e outras. Com algumas hipóteses a serem observadas pode-se utilizar a equação 2.20 abaixo (Crank, 1975). A equação 2.20 considera as seguintes hipóteses:

- O tecido em consideração é homogêneo;
- As dimensões do tecido permanecem constates;
- A difusividade mássica da água é considerada constate;
- A superfície do produto entra imediatamente em equilíbrio com o ar secante;
- A umidade limite é a umidade de equilíbrio do tecido.

$$\frac{M_p - M_{pe}}{M_{po} - M_{pe}} = \alpha \sum_{i=0}^{\infty} \frac{1}{\beta \lambda_i} \exp \left[-\lambda_i^2 \frac{D \pi^2}{\beta^2} t \right] \quad (2.20)$$

Este modelo é puramente baseado na suposição de que a transferência de calor possa ser desprezada e a secagem possa ser tratada como uma difusão puramente controlada pelo fenômeno de transferência de massa. O coeficiente de difusividade é obtido experimentalmente e o coeficiente de transferência de massa é obtido pelo número de Lewis.

2.4.2.4 Teoria da Frente de Evaporação

Este modelo supõe que no começo da secagem a água migra do interior do tecido para a superfície, e depois de um determinado momento, a água não flui mais até a superfície. O limite entre a parte que contém a água líquida e a parte seca do tecido se aprofunda e define a frente a partir da qual a água se vaporiza. A espessura crescente que deve atravessar o vapor até a superfície e o calor até esta frente, explicaria a diminuição da velocidade de secagem (Massarini e Telles, 1992).

2.4.2.5 Mecanismos de Secagem

Os tecidos possuem características de secagem muito diferentes entre si, devido a vários fatores como capacidade de absorção de água, estrutura de sua malha, espessura da fibra e outros.

Uma vez que o produto é colocado em contato com o ar quente, ocorre a transferência de calor do ar ao produto sob efeito da diferença de temperatura existente entre eles. Simultaneamente, a diferença de pressão parcial do vapor d'água existente entre o ar e a superfície do produto determina uma transferência de vapor para o ar, essa transferência de vapor é chamada de potencial de secagem. Uma parte do calor que chega ao tecido é utilizado para vaporizar a água e a outra para elevar a temperatura do conjunto (tecido + água) ao ponto do calor latente de vaporização.

A Figura 2.4 mostra a evolução no processo de secagem de uma pequena secadora de tecidos utilizada por Deans, (2001). Os parâmetros analisados são: umidade relativa do ar de saída da secadora, temperatura de saída da secadora, temperatura do tecido durante a secagem, umidade do tecido na base úmida.

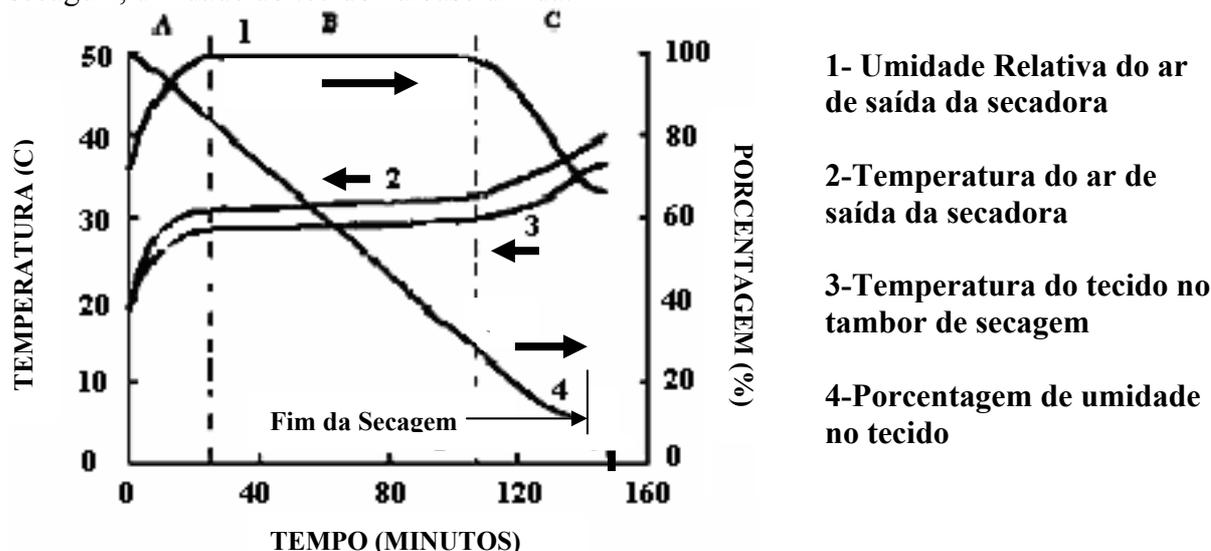


Figura 2.4 - Evolução do processo de secagem (Deans, 2001).

A curva 1 representa a umidade do ar que sai da secadora no decorrer do tempo. Inicialmente a umidade de saída é próxima da umidade relativa do ar e atinge após determinado tempo 100 % onde fica estabilizada. Isto ocorre após todo o conjunto subir sua temperatura, como fica claro nas curvas 2 e 3. Deans, 2001, utilizou uma carga de tecido molhado de 8,318 kg, cujo o peso da roupa seca era de 4,16 kg, ou seja uma umidade inicial de 100 % como é visto na curva 4. O tempo de secagem foi de 148 minutos, e o tecido foi seco até uma umidade de equilíbrio.

Para uma melhor compreensão podemos dividir o processo em 3 estágios representados por A, B e C, na Figura 2.4.

Estágio A: Este estágio corresponde ao período de aumento da temperatura do sistema (secadora + tecido). No começo da secagem a taxa de evaporação da água é pequena devido ao fato que a temperatura da água no tecido é baixa e, conseqüentemente, gera uma pressão de vaporização abaixo da saturação na superfície do tecido. A temperatura do sistema vai aumentando até que a taxa de transferência de calor compense exatamente a de transferência de massa por evaporação e com isso atinge-se uma pressão de vaporização máxima. Quando isso acontece podemos determinar que o sistema atingiu o ponto máximo de secagem.

Estágio B: Neste estágio a temperatura do sistema já atingiu o ponto em que a taxa de evaporação é máxima na superfície do tecido. A pressão na superfície corresponde ao valor máximo e é igual a pressão de saturação multiplicada pela atividade da água. A temperatura do tecido também é praticamente constante e é próxima a temperatura de bulbo úmido do ar secante dentro do tambor. Em determinado período a taxa de evaporação começa a não ser mais constante, então começa o período de taxa decrescente de secagem, este ponto é determinado pelo ponto crítico.

Estágio C: Neste período a taxa de transferência de massa não compensa mais a de transferência de calor, a umidade de saída do ar começa a diminuir até um ponto de equilíbrio, ou seja, próximo da umidade do ar ambiente. Observamos na curva 1 que quando a umidade do ar de saída esta próxima do ar ambiente, a umidade no tecido está próxima do ponto de equilíbrio do tecido, ou seja, do conteúdo de umidade natural de absorção do tecido que, por exemplo, no algodão é de 8 a 16% de água em relação a massa seca, dependendo da umidade relativa do ar ambiente.

2.5 Isotérmicas de Sorção

O estudo do comportamento das fibras perante o vapor d'água é muito importante na maioria dos processos que envolvem a secagem de tecido.

Se for posto um tecido seco em um ambiente com uma certa umidade relativa a temperatura constante esta fibra promoverá uma adsorção do vapor d'água do ambiente até um valor de equilíbrio, característico para cada tipo de fibra. Se o valor da umidade relativa do ambiente diminuir ocorrerá uma desorção do vapor d'água da fibra de forma similar a adsorção. A diferença entre a desorção e a adsorção recebe o nome de histerese.

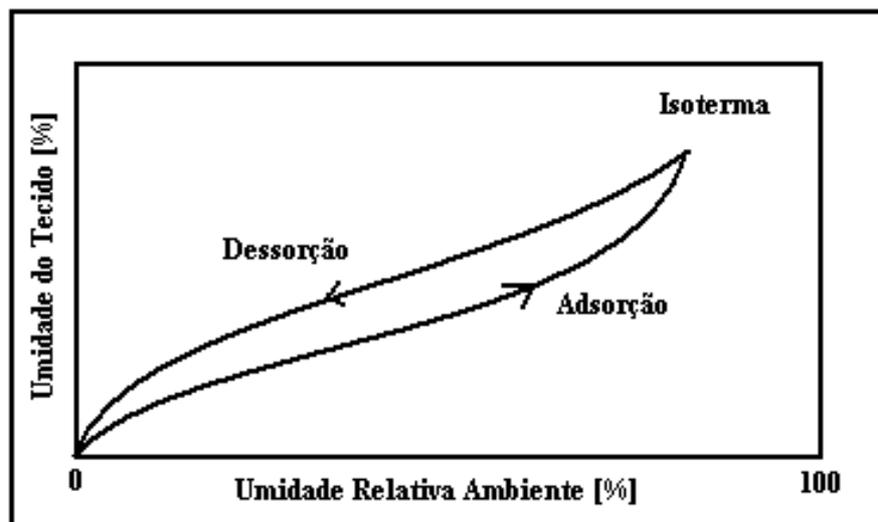


Figura 2.5- Isotérmica de sorção (Curso Técnico Têxtil – USP, 1975)

As isotermas de sorção ou isotérmicas de equilíbrio representam o teor de umidade de um tecido em função da umidade relativa do ambiente (mantendo-se a temperatura constante). O conhecimento das curvas de sorção é indispensável para se determinar o valor do teor de água final para cada tipo de fibra. A Figura 2.6 apresenta a capacidade de adsorção de vapor d'água para alguns tipos de fibras.

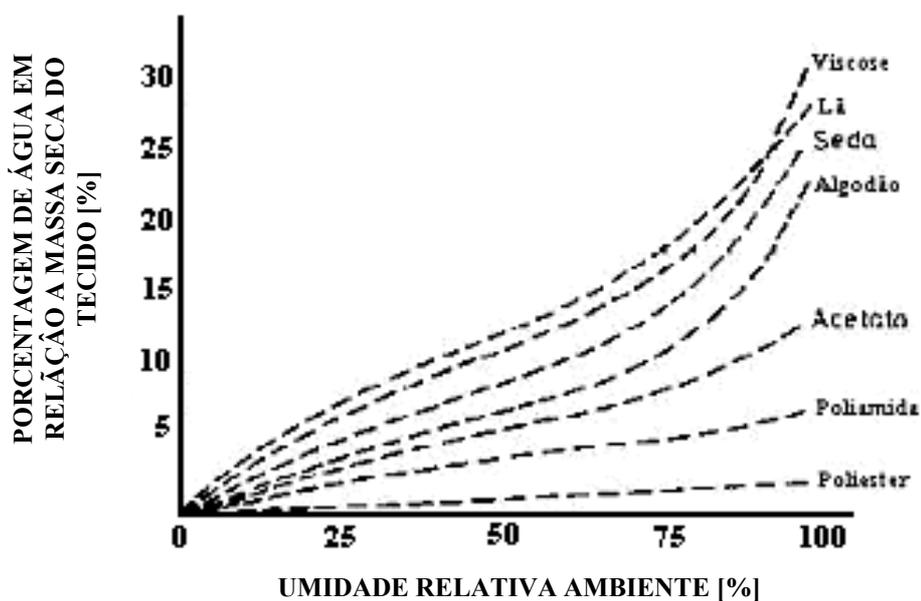


Figura 2.6 - Isoterma de adsorção para algumas fibras. (Curso Técnico Têxtil – USP, 1975).

2.5.1 Conteúdo de Umidade de Equilíbrio

É a umidade do produto que está em equilíbrio com o conteúdo de vapor d'água presente no agente de secagem. Ele corresponde ao conteúdo mínimo no qual o material pode ser seco em dadas condições de processo sem que haja desperdício de energia (Perin, 1995).

Se o tecido for seco abaixo do conteúdo de equilíbrio, este entrará em equilíbrio ao ser retirado da secadora, isto é, absorverá uma certa quantidade de água novamente. A Tabela 2.1 apresenta o valor de equilíbrio para determinadas umidades relativas, em algumas espécies de tecidos.

Tabela 2.1 - Tabela de absorção de umidade ambiente de algumas fibras. (Curso Técnico Têxtil – USP, 1975).

Absorção do conteúdo de umidade em relação a massa seca de alguns tipos de tecidos em 65% e 95% de umidade relativa do ar					
TIPO	65%	95%	TIPO	65%	95%
Algodão	8,0... 8,5	16	Poliéster	0,3... 0,4	0,5... 0,8
Linho	10	20	Poliamida	3,0... 4,5	6,0... 8,0
Cânhamo	10	30	Acetato	6,5	14
Seda	10,5	37	Viscose	11,5... 12,5	30... 40
Lã	14,5	28	Cupro	12,5	27

2.6 Atividade da Água

A pressão do vapor d'água sobre o tecido é afetada pela atividade da água, ou seja, a razão entre a pressão do vapor d'água sobre a superfície do tecido (pressão de saturação) e a pressão do vapor da água pura a mesma temperatura. A atividade da água representa a fração de saturação no tecido.

A atividade da água sobre a superfície do tecido esta disponível na literatura sob a forma de gráficos de desorção isotérmica.

Lambert, (1991), propõe um modelo para cálculo da atividade da água baseado no conteúdo de umidade.

$$a(M_p) = 1 - \frac{\beta \cdot M_p + \delta}{1 + \delta \gamma^{M_p}} \quad (2.21)$$

As constantes β , δ e γ dependem da temperatura e de cada tipo de tecido. Deans, 2001, avaliou experimentalmente os valores de β , δ e γ para a lã, algodão e nylon para temperatura de operação próxima a 50 °C. Os valores estão representados na Tabela 2.2.

Tabela 2.2 - Parâmetros típicos de desorção isotérmica (Deans, 2001).

	Valores para temperatura de operação perto de 50°C		
	β	γ	δ
Lã	6	18	2
Algodão	18	30	2
Nylon	25	65	2

Na Figura 2.7 observa-se a desorção isotérmica do algodão para várias temperaturas.

2.7 Projeto de Secadoras: Algoritmo de KEEY

Diferentemente de secadoras domésticas, as secadoras industriais são equipamentos que dificilmente são vendidos em escala, e por isso, cada item vendido tem de atender as necessidades específicas de cada cliente. Dimensionar corretamente cada secadora pode ser um processo lento e dispendioso. Com a massificação dos computadores, a necessidade do desenvolvimento de aplicativos para um atendimento rápido ao cliente é quase que óbvia. (Alonso, 2001)

Para o projeto adequado de um secador, Keey, (1978), sugere o algoritmo que está representado na Figura 2.8. Segundo Keey, (1978) o conhecimento adequado do comportamento das secadoras e do material a ser seco é de importância crucial para o bom desenvolvimento do projeto.

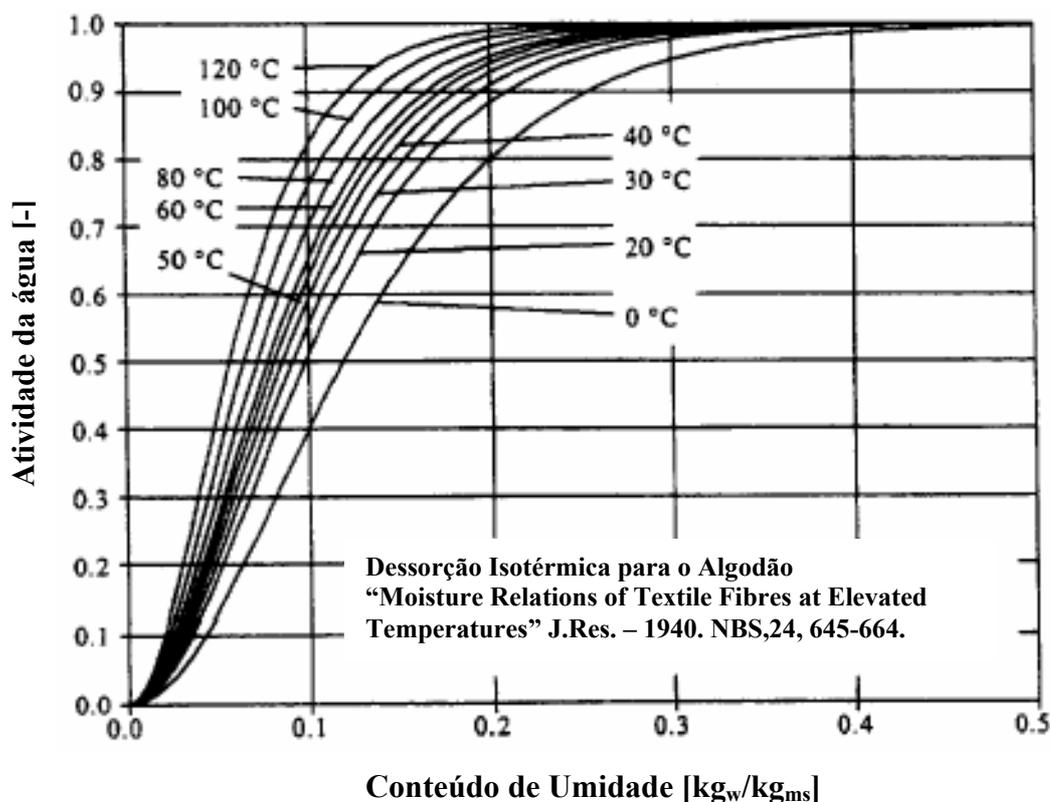


Figura 2.7-Isotérmicas de desorção do algodão para diversas temperaturas (Conde, 1997).

2.8 Secadoras a Tambor

As secadoras de roupas elétricas a tambor, proporcionam um método rápido e conveniente de secar tecidos, especialmente quando o espaço externo para secagem está limitado. Em hospitais, por exemplo, a disponibilidade de espaço é um problema cada vez maior e a rotatividade dos lençóis e outros tecidos a serem lavados é muito grande. O mesmo problema acontece em residências, sobretudo em apartamentos. O consumo de energia de secadores eletricamente aquecidos é muito alto e, na maioria das vezes, representa a maior parcela no consumo doméstico de energia. Já em hospitais o problema se torna mais grave devido ao fato da quase obrigatoriedade do uso de secadoras, somado ao elevado custo de operação, sem contar que os hospitais em sua maioria atravessam graves crises financeiras.

É também aceito, em geral, que as roupas secadas com secadoras a tambor têm a tendência de serem mais macias e mais fáceis de passar em comparação com roupas secadas por outros métodos, e aliadas ao problema de espaço, a utilização de secadoras em residências e lavanderias é cada vez mais comum.

2.8.1 Secadoras de Tecidos a Tambor: diferenças entre os principais sistemas

As principais configurações reportadas na literatura são apresentadas e discutidas a seguir.

2.8.2 Secadora Tipo Ventilação de Ar de Ciclo Aberto

A maioria das secadoras a tambor disponíveis no mercado é do tipo ventilação de ar e é representada pela Figura 2.9. O ar ambiente é levado para a resistência de aquecimento através de um ventilador (estado 1), e na resistência é aquecido até a temperatura exigida (estado 2). O ar aquecido passa através do tambor de secagem (estado 3) carregando-se de vapor d'água proveniente do tecido, e é eliminado para fora do ambiente onde está a secadora. O potencial motriz para evaporação da água contida nos tecidos é essencialmente a diferença entre a pressão do vapor d'água na superfície da roupa e a pressão parcial do ar quente e relativamente seco no interior do tambor de secagem (Conde, 1997). O processo de umidificação do ar (entre os estados 2 e 3) é essencialmente um processo isentálpico, no qual a entalpia da vaporização da umidade é suprida pelo resfriamento sensível do ar (Bansal e Braun, 2000). Associado a este sistema há uma necessidade de dutos de ar adicionais que devem conduzir o ar para fora do ambiente da secadora.

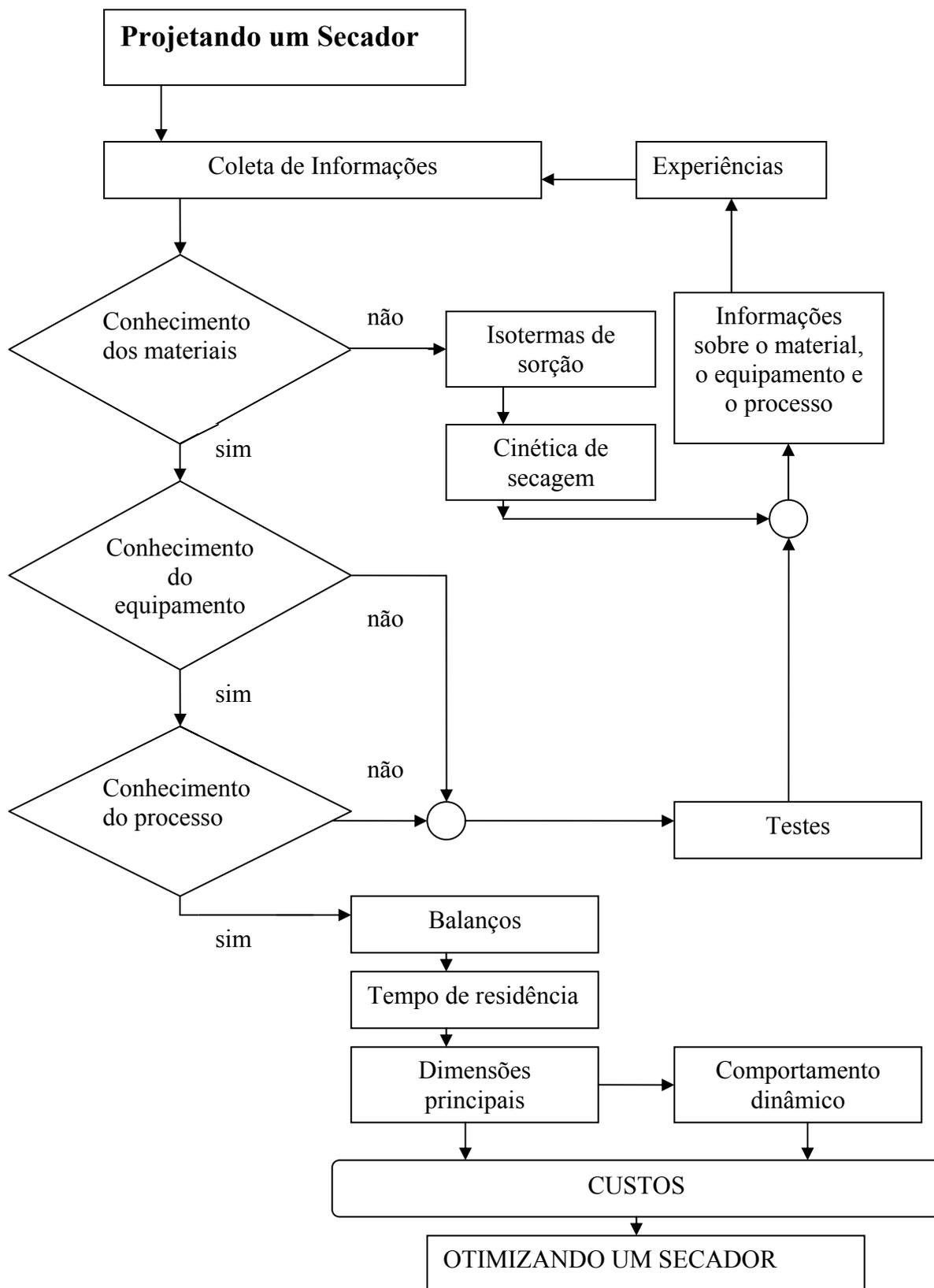


Figura 2.8 – Algoritmo de Key para projeto de um secador (Alonso,2001).

2.8.3 Secadora Condensadora de Ciclo Aberto

A Figura 2.10 está representando as secadoras do tipo circuito aberto de condensação. Neste tipo de secadora um trocador de calor utiliza a energia do ar quente de saída (entre os estados 3 e 4) para pré-aquecer a ar ambiente que será levado aos resistores de aquecimento. Os processos termodinâmicos para o ar no ciclo aberto são apresentados no gráfico psicrométrico, Figura 2.11, com as linhas pontuadas de $A \rightarrow 1 \rightarrow 2f \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4'$. Esses processos ocorrem para o aquecimento do ar no trocador de calor ($A \rightarrow 1$), através do ventilador ($1 \rightarrow 2f$) e do aquecedor elétrico ($2f \rightarrow 2$), seguido de umidificação no tambor ($2 \rightarrow 3$), e desumidificação no trocador de calor ($3 \rightarrow 4'$). O ar deixa o ciclo no estágio $4'$ para o ambiente (Bansal e Braun, 2001). Este sistema também exige a utilização de dutos de ar externos.

2.8.4 Secadora Condensadora de Ciclo Fechado

Outra espécie de produto disponível no mercado consiste na secadora condensadora de ciclo fechado com misturador, Figura 2.12, na qual a remoção da umidade é feita por intermédio da utilização de um trocador de calor e do ar ambiente (com outro ventilador) como agente de resfriamento. O ar recirculado é aquecido pelo resistor elétrico e então, após ter removido a umidade do tecido, é resfriado (e, dessa forma, 'secado') no condensador (trocador de calor). Os processos termodinâmicos do ciclo fechado são também demonstrados no gráfico psicrométrico, Figura 2.11, com linhas sólidas que seguem o circuito fechado $A' \rightarrow 1' \rightarrow 2f' \rightarrow 2' \rightarrow 3' \rightarrow 4' \rightarrow A'$.

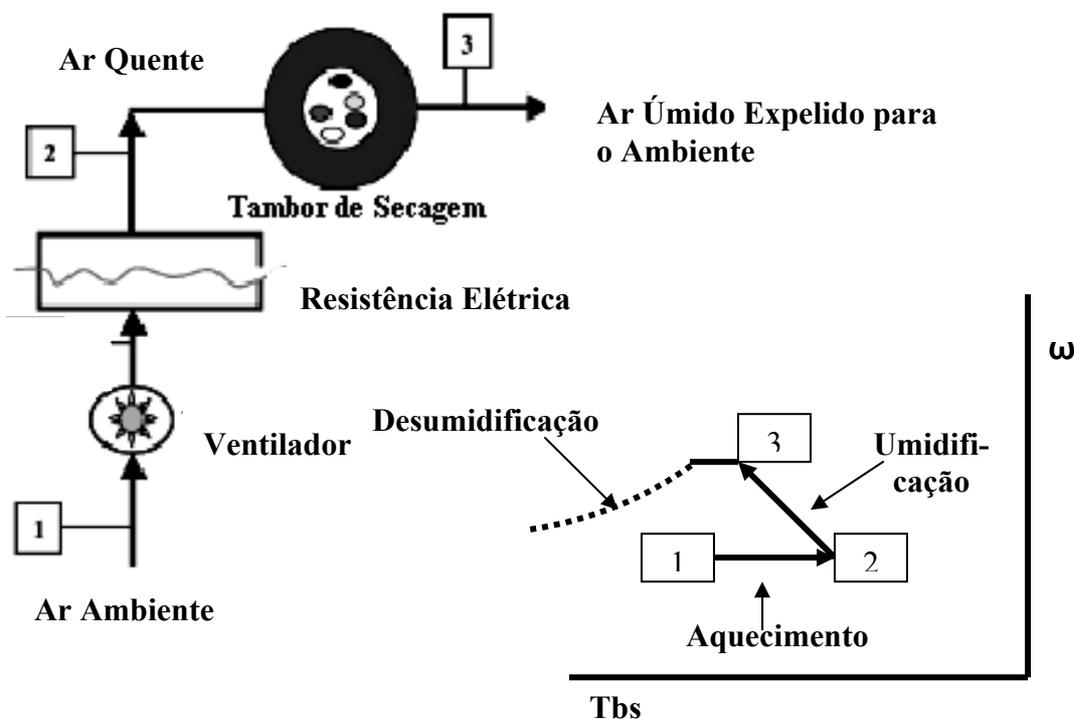


Figura 2.9- Secadora de ventilação de ar convencional (Bansal e Braun, 2002).

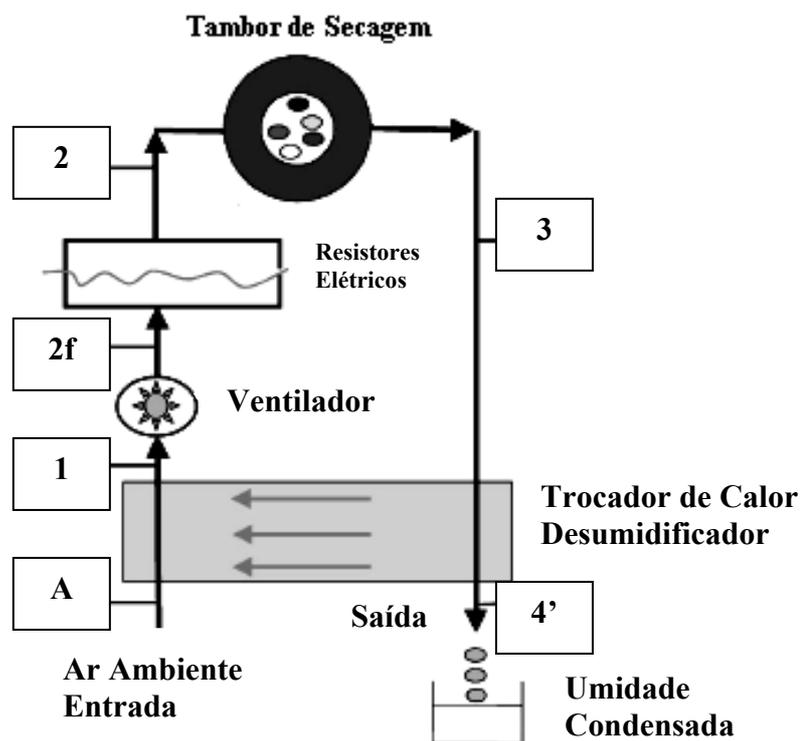


Figura 2.10 - Secadora condensadora de circuito aberto.

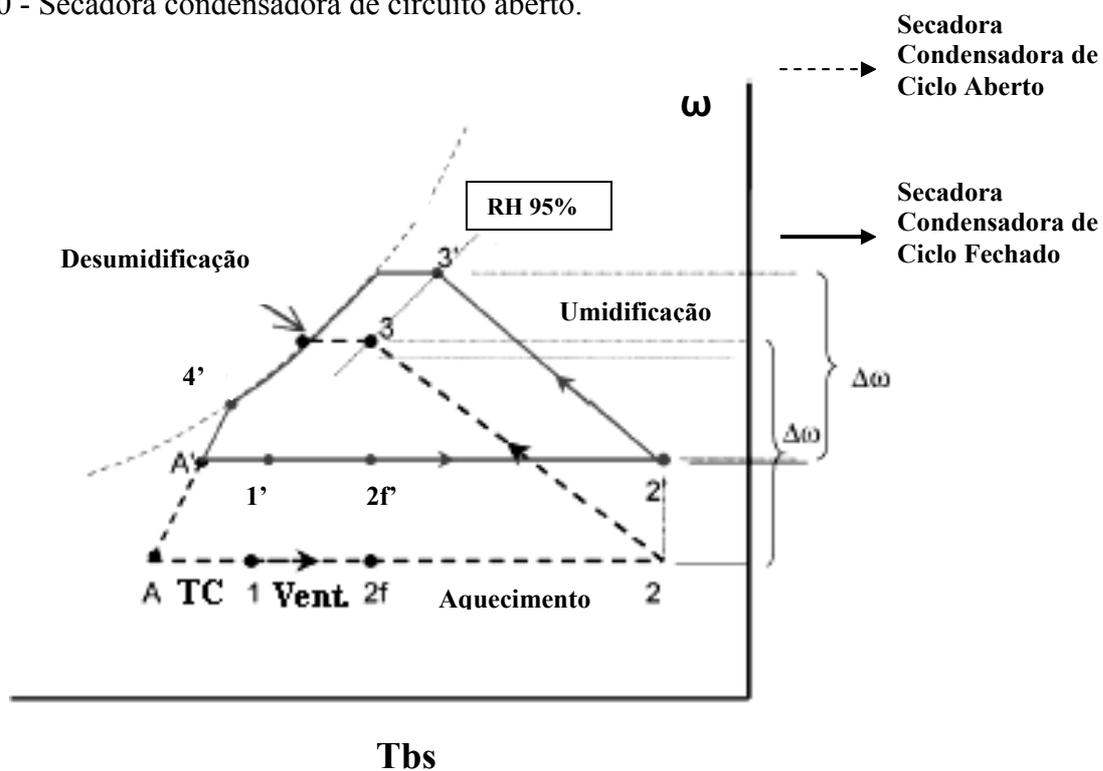


Figura 2.11 - Diagrama psicrométrico para circuitos aberto e fechado de condensação (Bansal e Braun, 2001).

Os processos são similares àqueles para a secadora condensadora aberta, exceto para o aspecto de que o ar quente, no estágio 4', é recirculado após a mistura com o ar ambiente (no estado A') no misturador de ar. O ar misturado que entra no aquecedor elétrico (estado A') e, subsequentemente, no tambor, possui substancialmente maior teor de umidade que o ar ambiente que entra no aquecedor e no tambor de secagem. Entretanto, a diferença de umidade específica ($\Delta\omega$) ao longo do tambor permanece a mesma (Bansal e Braun, 2001).

Em comparação à secadora convencional, o sistema de condensação fechado é mais fácil de se instalar, mas apresenta a desvantagem de ser mais dispendioso, menos confiável e de exigir maior manutenção regular devido às suas necessidades por drenagem de água e remoção dos fiapos de tecido no trocador de calor. Todavia, tal projeto pode ser aplicado em situações em que a exaustão externa não é possível ou não é econômica (Conde, 1997).

2.8.5 Sistema Misto

Um caminho intermediário entre os ciclos fechado e aberto consiste em uma recirculação parcial do ar de exaustão, Figura 2.13, e que geralmente não possui trocador de calor desumidificador. O processo é realizado tendo em vista recuperar parte da energia do ar de exaustão, mas, no entanto, o sistema exige duto de ar externo (Conde, 1997).

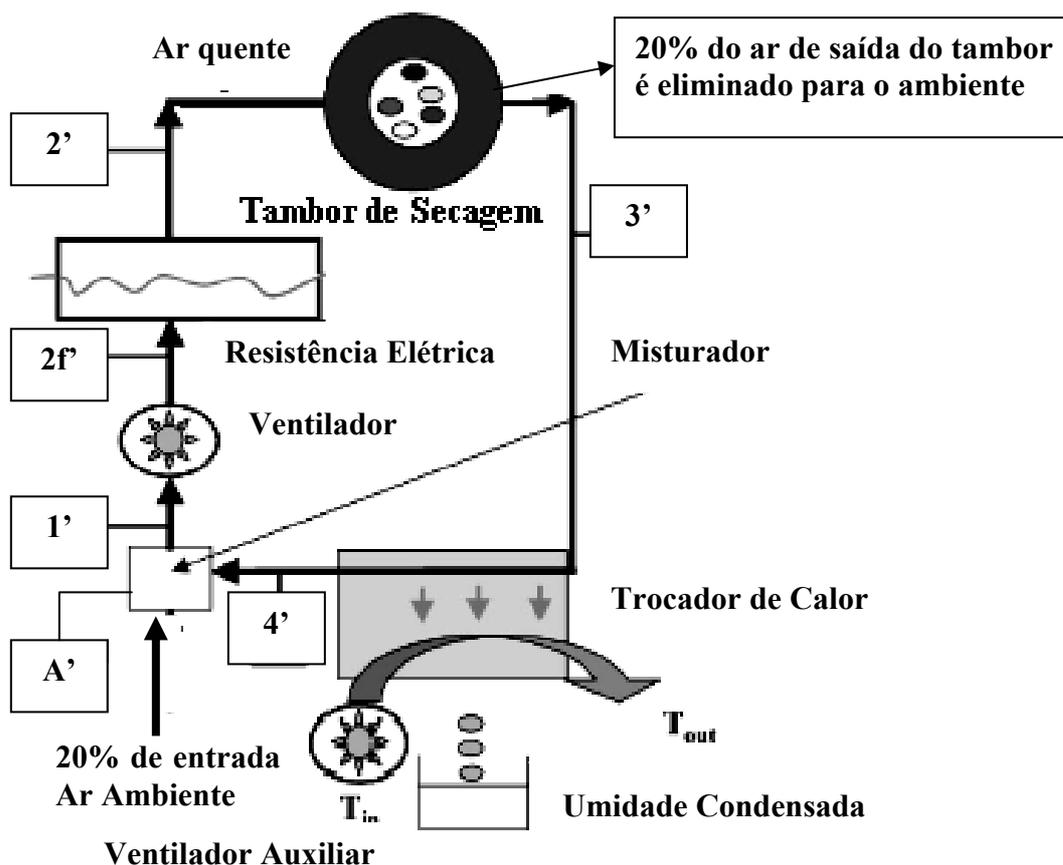


Figura 2.12 - Secadora condensadora de circuito fechado com misturador (Bansal e Braun, 2001).

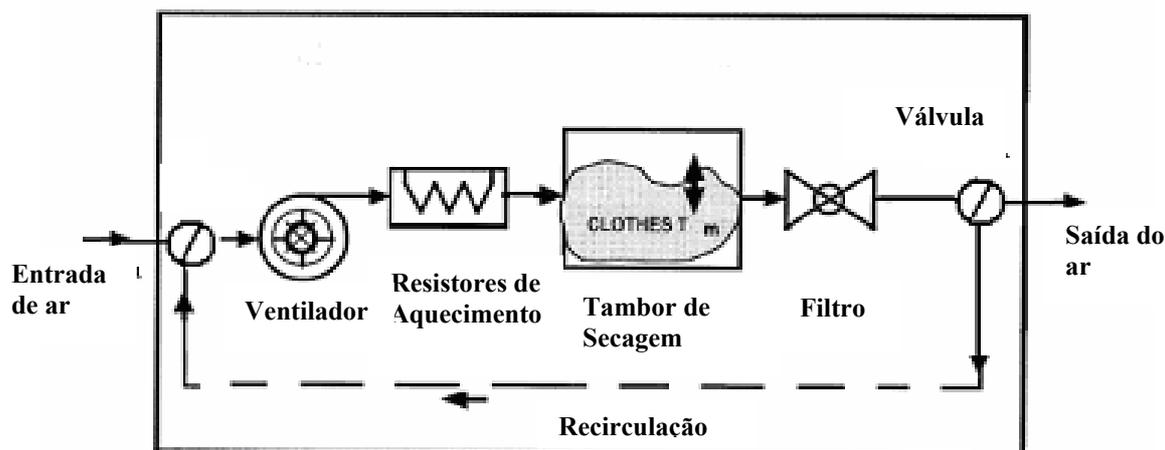


Figura 2.13 - Secadora de circuito misto (Deans, 2001).

2.9 Fluxos de Energia em Secadoras

Quando se fala em recuperação de energia e do modo como ela é feita, é importante ter a garantia de se dispor do máximo de energia possível, para uma posterior integração ao processo. No tambor de secagem onde ocorre a evaporação da água, é onde se tem energia livre para reutilização na forma de entalpia do ar úmido.

Segundo Perin, na Inglaterra, em 1987, do total de energia gastas pelas indústrias, cerca de 12% foi atribuída ao processo de secagem. As indústrias Britânicas aumentam seu consumo de energia em 200×10^6 GJ / ano em processos de secagem, o que equivale a 7,5 milhões de toneladas de carvão (Newbert, 1985).

Já em escala nacional brasileira Keyy relata que 15 % da demanda poderia ser economizada por recuperação do calor que acompanha o ar exausto dos secadores e mais de 8,6 % por otimização de projetos e operações de secadores (Perin, 1995).

Ao se fazer um balanço dos fluxos de calor em secadores convectivos, constatou-se que da quantidade total de calor que acompanha o ar de secagem, mais de 50% é descartado para o ambiente exterior junto com o ar de saída (Perin, 1995).

É nesse quadro que se criou um considerável interesse na avaliação energética de equipamentos de secagem com foco na economia de energia, sobretudo após a crise do petróleo nos anos 70.

2.10 Recuperação de Energia em Secadoras

Existe uma gama de tecnologias para recuperação e otimização de energia em secadoras. As principais podem ser listadas:

- Recirculação parcial do ar;
- Melhoramento de instrumentação e controle de secadoras;
- Melhorias na remoção mecânica da água;
- Recuperação de calor com utilização de trocadores de calor;
- Uso de bombas de calor para secagem.

2.10.1 Recirculação Parcial do Ar

Uma das alternativas para economia de energia é a recirculação parcial do ar. O ar quente saindo do tambor de secagem é recirculado parcialmente para a entrada do resistor, reduzindo assim a necessidade de aquecer tanto o ar de secagem. Lambert, 1991, trabalhou com uma estratégia de recirculação de ar em secadoras de tecidos, e concluiu que poderia se alcançar uma melhora de cerca de 8% na eficiência total da máquina quando 75% do gás expelido fosse recirculado. No entanto o tempo de secagem aumenta e a secadora necessita de modificações, o que poderia tornar este método economicamente não viável. Deans, 2001, desenvolveu um modelo computadorizado para o estudo da recirculação do ar e concluiu que a recirculação do ar sem nenhuma modificação na secadora causa um aumento do consumo de energia da máquina. Conde, 1997, utilizou um modelo de secagem e concluiu que qualquer fração de recirculação sem desumidificação do ar úmido reduz a potência motora para evaporação da água do têxtil.

2.10.2 Melhoramento de Instrumentação e Controle de Secadoras

Uma outra estratégia é o melhoramento do controle de secadoras. Pode-se citar o controle do fluxo de ar e de seu aquecimento. Equipar a secadora com ventiladores de velocidade variável ou adaptadores ajustáveis que variam o fluxo de ar, e instalar leitores de umidade em conjunto com controladores automáticos de voltagem são tecnologias utilizadas. No período decrescente de secagem, quando a taxa de remoção de umidade é mais baixa, o fluxo de ar e a potência dos resistores podem ser significativamente reduzidos (Newbert, 1985).

2.10.3 Melhorias na Remoção Mecânica da Água

A maioria dos tecidos é de natureza porosa e retém umidade por capilaridade. Grandes quantidades de umidade podem ser expelidas destes tecidos apenas através da compressão mecânica. Nos tecidos o método mais utilizado é a centrifugação e o rolo de aperto simples.

O consumo de energia de um rolo de aperto simples quando um tecido entra com 150% de umidade e sai com 75%, é de 50 kJ por kg de água removida. Isto é bastante razoável comparado ao calor latente da água que é de 2260 kJ/kg, que será utilizado por métodos térmicos simples (Newbert, 1985).

2.10.4 Recuperação de Calor Utilizando Trocadores de Calor

A recuperação de energia através de trocadores de calor tem sido desenvolvida já há alguns anos. Pesquisadores como Conde, 1997, e Bansal, 2001, utilizaram trocadores de calor compactos ar-ar em suas pesquisas. Dois exemplos utilizados por Conde, 1997, estão indicados na Figura 2.14

Na Figura 2.14 (a) o ar úmido de exaustão é desviado para um trocador de calor que pré aquece o ar de entrada no resistor elétrico. Na Figura 2.14 (b) o ar passa através de dois trocadores de calor cujo objetivo principal é a retirar o máximo possível de umidade e em

seguida recirculalo e evitando que o ar seja jogado para o ambiente da lavanderia o que poderia causar danos a massa corrida, pintura, instalações elétricas e etc.

Conde, 1997, utilizou em suas pesquisas um modelo computadorizado de um trocador de calor compacto ar-ar de aletas triangulares, Figura 2.15, onde a profundidade, D , era mantida constante em 120mm devido as dimensões de sua secadora de tecidos, enquanto a largura W era sistematicamente variada através do programa de computador Coresim[®]. O gráfico da Figura 2.16 demonstra os resultados obtidos por esse autor.

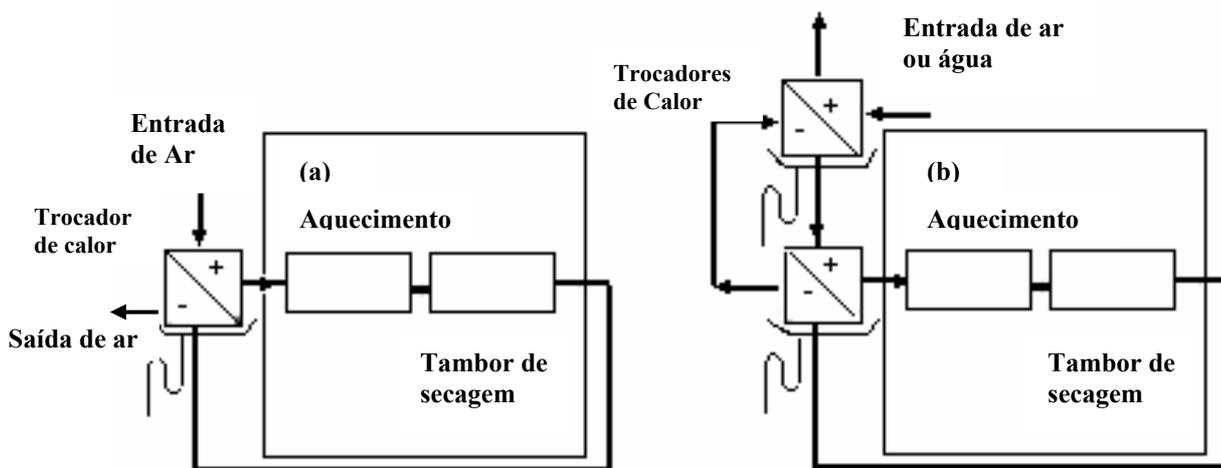


Figura 2.14 - Esquema de recuperação de calor utilizando trocadores de calor.

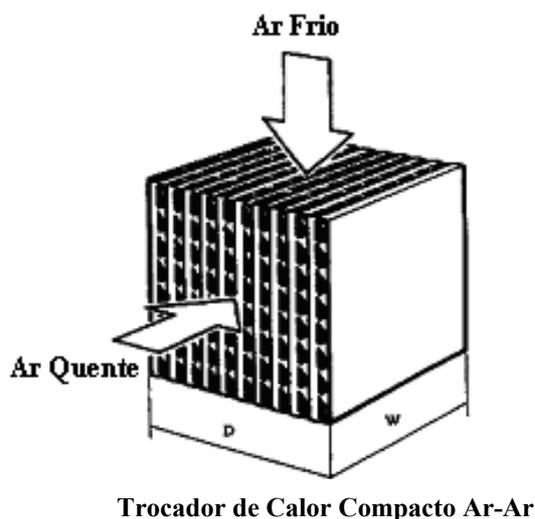


Figura 2.15 - Representação de um trocador de calor compacto tipo "plate-fin" (Conde, 1997).

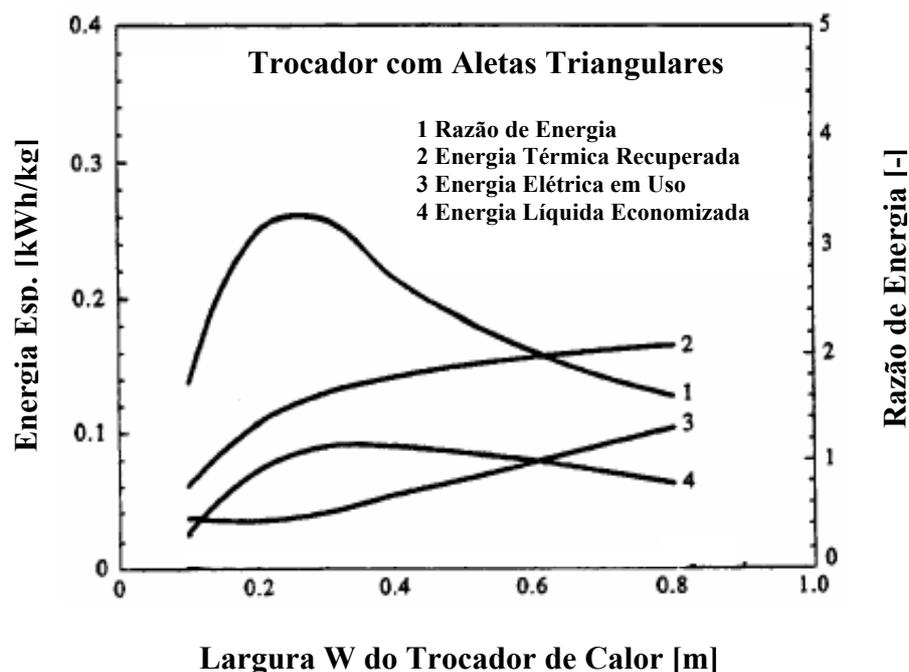


Figura 2.16 - Resultados do potencial de recuperação de calor variando um dos lados o trocador do trocador de calor (Conde, 1997).

A curva 1 representa a razão entre a energia térmica recuperada e a energia elétrica necessária para vencer a perda de carga, onde a análise mostra que a energia térmica recuperada no ponto máximo da curva (trocador de 120 mm x 220 mm) é de aproximadamente 3,2 vezes maior que a energia elétrica para vencer a perda de carga. Na curva 2 temos o ganho de energia térmica variando conforme o tamanho do trocador.

A curva 3 representa a quantidade de energia que deve ser aplicada (aumento da potência do ventilador) para vencer a perda de carga. Conforme esperado quanto maior o tamanho do trocador maior a perda de carga, e conseqüentemente maior aumento da potência de bombeamento de ar.

A curva 4 mostra a energia líquida economizada . Esta curva representa a diferença entre as curvas 2 e 3. Após ter sido calculada, esta diferença mostra que a economia é de aproximadamente 13%.

Conde concluiu que a recuperação de calor pode chegar em até 15 % da energia necessária para aquecer o ar fresco que está entrando. Esta análise é puramente termodinâmica não levando em conta considerações de geometria.

2.10.5 Recuperação de Calor com o uso de Bombas de Calor

O termo bomba de calor normalmente é empregado para designar sistemas de ar condicionado, utilizados para aquecer ou resfriar espaços de acordo com as condições externas do ambiente. Muitos estudos envolvendo bombas de calor tem sido desenvolvidos, sobretudo para secagem de alimentos, enquanto a secagem de têxteis parece ter sido deixado um pouco de lado. Talvez isso ocorra devido ao fato que o maior potencial da secagem de têxteis é doméstica e a aplicação de bombas de calor em secadoras residenciais tornaria essas máquinas muito caras. Entretanto, em indústrias

têxteis onde se faz necessária a secagem de tecidos em alta escala ou em lavanderias comerciais, essa tecnologia pode ser economicamente atraente.

Uma bomba de calor é um dispositivo que possui os mesmos componentes de um refrigerador doméstico; ela consiste de um condensador, um compressor, um evaporador, uma válvula de expansão e um ventilador que proporciona a movimentação do ar. A Figura 2.17 mostra os dois principais arranjos de secadoras que fazem uso de bombas de calor.

Na Figura 2.17 está representado esquematicamente um secador com bomba de calor tipo ciclo fechado de desumidificação. O ar é aquecido quando flui através do condensador e de um resistor auxiliar. O ar entra no tambor de secagem onde diminui sua temperatura e aumenta sua umidade. Logo em seguida o ar escoo para fora do tambor de secagem e flui entre o evaporador, onde cede calor ao refrigerante da bomba de calor e é rapidamente resfriado à uma temperatura inferior a temperatura de orvalho do ar, condensando o excesso. Logo em seguida o ar frio e seco é reaquecido no condensador onde o refrigerante que se condensa cede calor ao ar seco. O sistema recircula constantemente o mesmo ar, o que dá a vantagem de não ser afetado por condições ambientais de temperatura e umidade relativa. Porém este tipo de configuração em circuito fechado cria grandes possibilidades de que as condições de operação do equipamento ultrapassem o limite ideal de trabalho, resultando conseqüentemente em problemas de super aquecimento do ar, o que pode danificar alguns tipos de tecidos. Este problema é solucionado com a utilização e condensador externo que dissipa parte da energia da bomba de calor, para que ela opere em regime permanente.

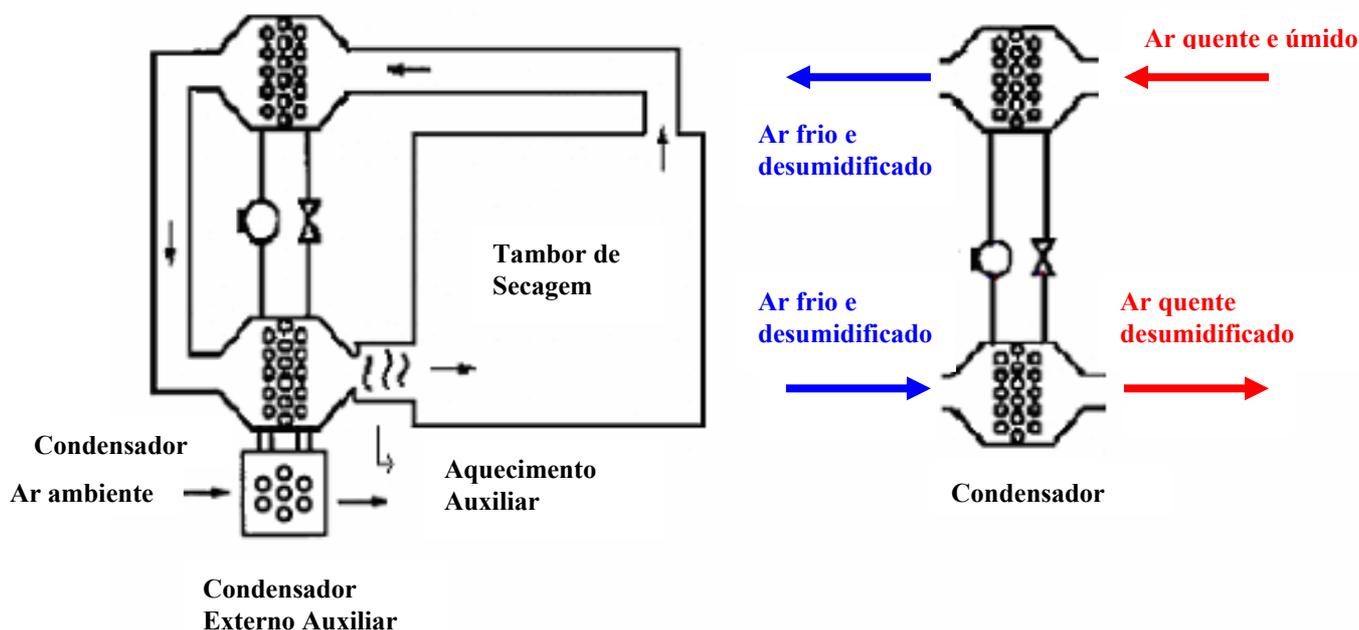


Figura 2.17 -Arranjos de secadoras que fazem uso de bomba de calor tipo circuito fechado de desumidificação (Saborio,1992).

A Figura 2.18 representa o esquema de uma secadora com bomba de calor tipo ciclo aberto. O ar de saída do tambor de secagem é esfriado no evaporador trocando calor com o refrigerante, onde podemos ter uma quase total recuperação de energia do ar de exaustão

que deixa a tambor de secagem. Este arranjo possui a vantagem de não ter um fluxo crescente de energia e não necessitar de um condensador auxiliar. Uma outra vantagem seria em relação a recuperação de energia com utilização de trocadores de calor na saída do ar de exaustão, onde a eficiência de recuperação é limitada pelo fato que de que o ar ambiente entrando no trocador será sempre aquecido até uma temperatura inferior à do ar de saída do tambor de secagem e como consequência haverá sempre mais calor do que possa ser recuperado. No entanto este tipo de configuração é influenciado pelas condições ambientais.

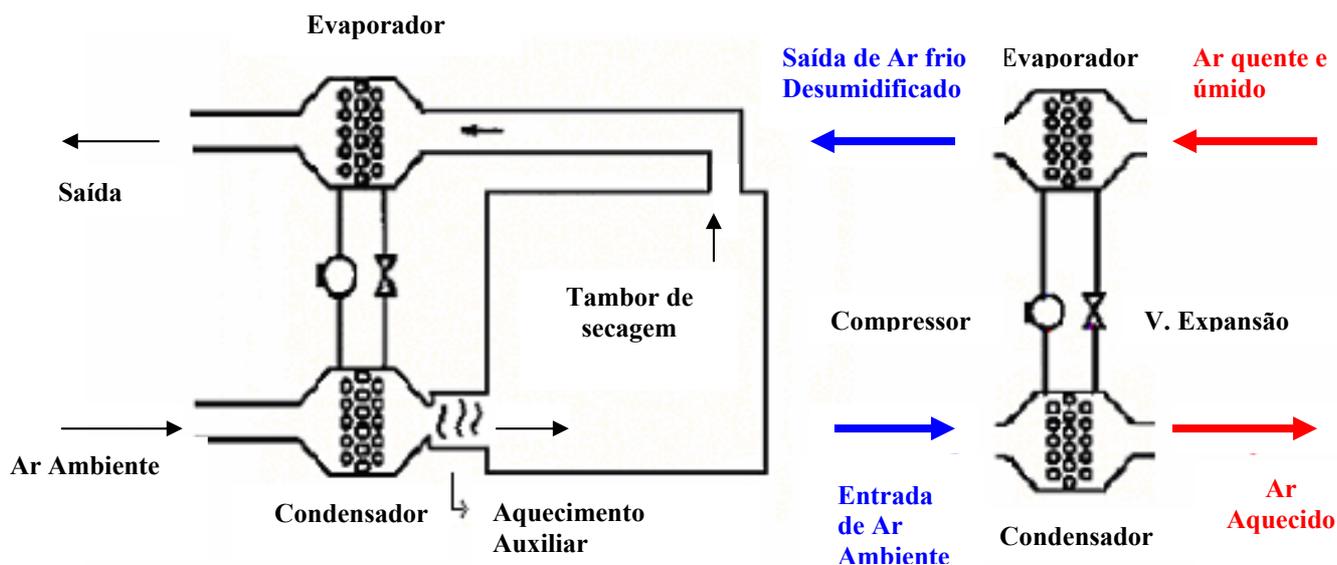


Figura 2.18 -Arranjos de um secador que fazem uso de uma bomba de calor tipo circuito aberto (Saborio,1992).

2.11 Avaliação do Desempenho de Secadoras de Tecidos

2.11.1 Taxa Específica de Extração de Umidade - MER

A eficiência energética de secadoras é tipicamente expressa usando-se um parâmetro chamado taxa específica de extração de umidade (MER). A taxa MER é definida como a energia gasta em um ciclo de secagem para remover uma certa quantidade de umidade do tecido (Bansal e Braun, 2001). A taxa é, portanto:

$$MER = \frac{W_r \cdot \Delta t}{\text{Massa da água removida do tecido}} \quad (2.22)$$

onde:

Δt : tempo de secagem.

W_t = potência total da secadora, dada pela soma das potências parciais dos resistores (W_r), ventilador (W_v), e motor de rotação do tambor (W_m).

$$W_t = W_r + W_v + W_m \quad (2.23)$$

Na norma italiana CEI EM 6112 (Comitato Elettrotecnico Italiano, 2000) que segue os padrões da norma europeia, a avaliação da eficiência energética (MER) é feita segundo a carga total de tecido molhado. Por exemplo, para uma taxa de 0,55 kWh / kg, temos um consumo de energia de 2,75 kWh para secar uma carga total de tecido molhado (umidade +roupa) de 5kg, sendo que destes 2,5 kg são de água.

Pela norma padrão 2442 da Austrália / Nova Zelândia (Australian/New Zealand Standard, 1996) a avaliação da eficiência energética ocorre somente pelo peso da água removida da roupa o que resulta em 1,1 kWh / kg.

2.11.2 Eficiência de Secagem

A equação de eficiência de secagem foi utilizada por pesquisadores como Conde, (1997), e Deans, (2001). A eficiência de secagem é calculada pela equação 2.24.

Segundo Conde, 1997, o processo de secagem ocorre de forma aproximadamente adiabática e a quantidade máxima de água que pode ser transportada pelo ar secante está termodinamicamente limitada à temperatura de bulbo úmido do ar que entra no tambor de secagem com a umidade relativa de 100%, representada pelo termo $\omega_{[Tbu,i]}$

$$\eta_s = \frac{\omega_{out} - \omega_{in}}{\omega_{[Tbu,i]} - \omega_{in}} \quad (2.24)$$

onde:

ω_{in} = umidade específica de entrada [kg_w/kg_{ms}]

ω_{out} = umidade específica de saída [kg_w/kg_{ms}]

$\omega_{[Tbu,i]}$ = máxima umidade específica: com 100% de umidade relativa á temperatura de entrada

Originalmente a equação de eficiência de secagem foi utilizada por Conde, (1997), cujos valores relatados em sua pesquisa se situam entre eficiência entre 70% e 90%.

A Figura 2.19 apresenta valores de eficiência de secagem obtidos por Conde, (1997), para duas cargas de diferentes de tecidos. Tanto a Figura 2.19 (a) quanto 2.19 (b) se observa que a eficiência de secagem aumenta com o aumento da carga de tecido no tambor. Todavia o aumento de carga no tambor de secagem acima do valor nominal da secadora certamente aumentará o tempo de secagem e com isso a energia específica exigida. Posteriormente a Equação 2.24 foi utilizada por Deans, onde os resultados obtidos estavam entre 70% e 40%. Deans relata que os valores reduzidos quando comparados com Conde,

1997, foram causados pelo menor tempo de permanência do ar no tambor de secagem, aliado a menor temperatura operacional da secadora.

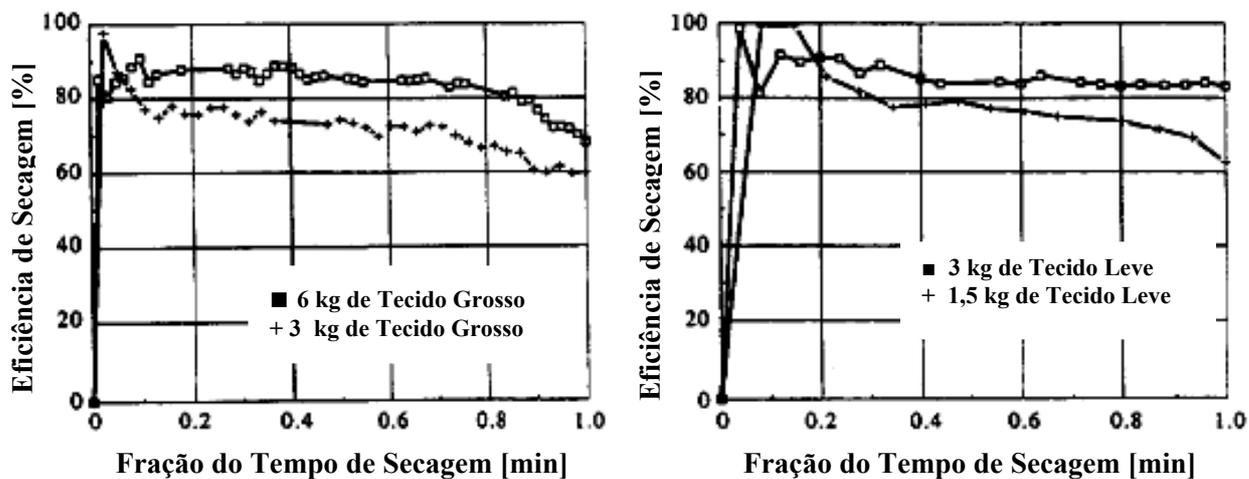


Figura 2.19 -Comparação de eficiência de secagem para dois tipos de tecidos. (a) tecido felpudo e (b) tecido leve (Conde, 1997).

Capítulo 3

Metodologia

O objetivo principal do presente capítulo é o levantamento dos parâmetros da secadora, antes das modificações, do modo como é produzida atualmente, e obtendo-se desta forma valores de referência. Os procedimentos empregados quanto aos ensaios, o método de calibração dos instrumentos, a análise de imagens térmicas, o tratamento dos dados e a descrição dos modelos experimentais, são discutidas neste capítulo, proporcionando um conhecimento básico do sistema para posteriores comparações, além de ser um importante auxílio no direcionamento e organização dos estudos. Em seqüência, segue uma descrição das modificações realizadas com a instalação dos trocadores de calor onde os resultados obtidos antes e depois das modificações são discutidos no Capítulo 4.

3. Parâmetros Preliminares

3.1 Tipos de Tecidos

Nos ensaios experimentais observa-se o comportamento da secadora levantando o máximo possível de informações antes de implementar as modificações sugeridas na literatura. Os ensaios deram-se com três tipos de tecidos em duas configurações de carga: com cargas parciais de 5 kg e cargas completas de 12 kg. Os tecidos utilizados para secagem foram:

- **algodão tipo lençol**: ensaio com cargas de 5 kg e cargas de 12 kg;
- **algodão tipo jeans**: ensaio com cargas de 5 kg e cargas de 12 kg;
- **tecido 100% poliéster**: ensaio com carga de 12 kg.

3.1.2 Configurações de Ensaio

Nas duas configurações de ensaios para os três tipos de tecidos, a secadora estava fria, ou seja, no início da secagem as paredes externas da secadora encontravam-se em equilíbrio com a temperatura ambiente. Os ensaios são realizados para várias condições climáticas de umidade e temperatura ambiente, sendo um dos objetivos analisar suas influências na eficiência da secadora. A Tabela 3.1 resume as configurações de ensaio.

Tabela: 3.1- Numeração dos Ensaios.

	CARGA DE 5 kg	CARGA DE 12 kg
ALGODÃO LENÇOL	Ensaios 1 ,2, 3, 12, 13	Ensaios 5, 6, 14, 15
ALGODÃO JEANS	Ensaios 4	Ensaio 7, 16, 17
POLIÉSTER 100%	---	Ensaio 8, 9, 18, 19

3.2 Esquema da Secadora Antes das Modificações

Um esquema simplificado da secadora é mostrado na Figura 3.1 e a foto da secadora na Figura 3.2. O ar ambiente, Figura 3.1, é capturado pelo ventilador e injetado nos resistores de aquecimento. Após aquecer, o ar é levado para dentro do tambor de secagem através de uma grande quantidade de pequenos furos no tambor. Um motor elétrico rotaciona o tambor. O ar escoava para fora do tambor de secagem e passa através de uma gaveta coletora, pois o ar além de carregar calor e umidade para fora do tambor também leva consigo uma quantidade de fiapos que se desprendem da roupa durante a secagem. A gaveta é limpa a cada ensaio, evitando ao máximo variações na vazão devido ao acúmulo. Os controladores da secadora são; um temporizador digital programável que limita a duração do tempo de secagem segundo indicações do fabricante, um termostato digital que desliga os resistores minutos antes do fim da programação para que as fibras do tecido voltem ao normal, uma chave de liga e desliga e uma chave de acionamento da resistência, todos localizados no painel de controle. Um tubo de PVC de 200mm de diâmetro e dois cotovelos, ver Figura 3.3, foram utilizados para conduzir o ar de saída da secadora até a janela do laboratório, evitando o aumento da temperatura e umidade ambiente.

3.2.1 Potência de Entrada

A potência total de consumo da secadora é formada pela soma das potências parciais dos resistores de aquecimento, do motor de rolagem do tambor e do ventilador. Medidas utilizando um alicate amperímetro marca Tektronix, modelo DCM 300 CLAMP, com precisão de $\pm 2\%$ de leitura, foram realizadas na entrada elétrica geral da secadora, quando está operava com carga completa de 12kg de roupa. Nenhuma diferença na corrente foi observada para cargas de 5kg.

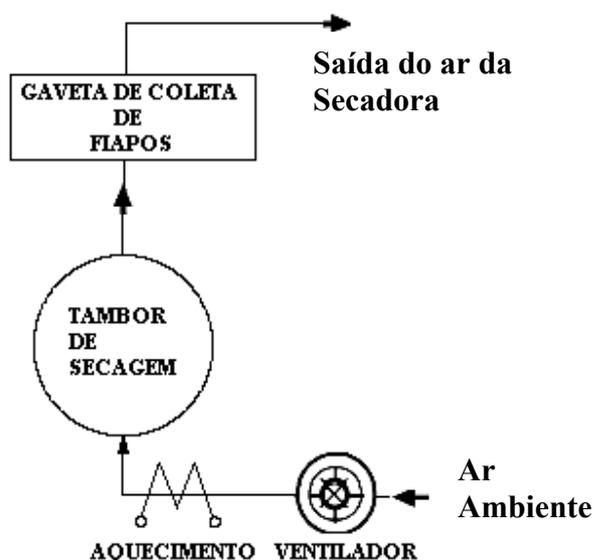


Figura 3.1 - Esquema simplificado da secadora mostrando o caminho percorrido pelo ar.



Figura 3.2 – Secadora LavexMil de 12 kg de capacidade e centrífuga.

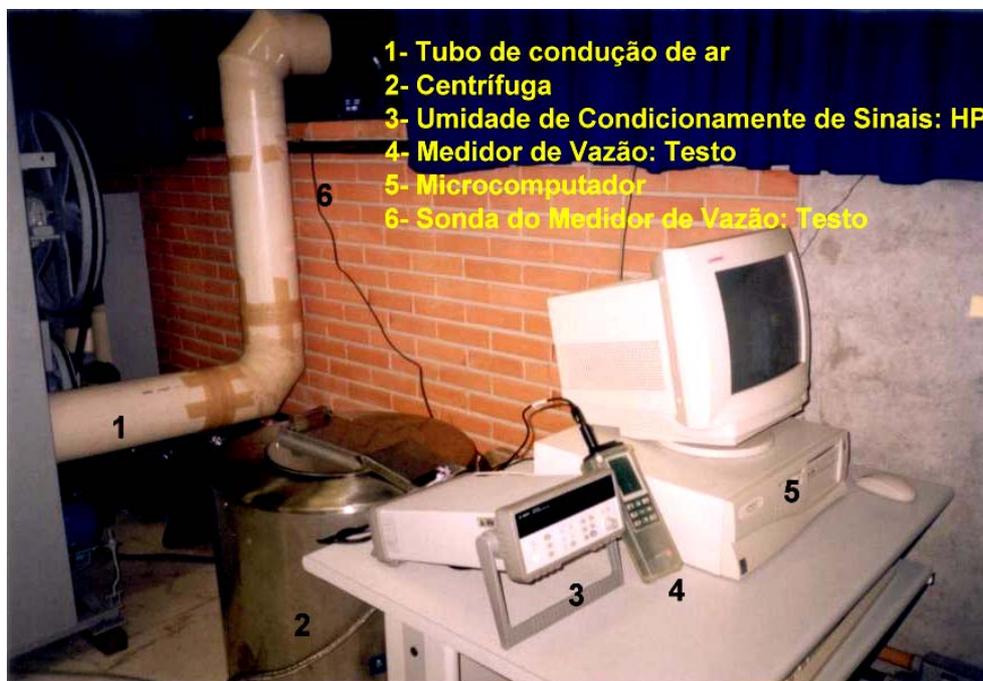


Figura 3.3 – Elementos de montagem experimental.

A Figura 3.4 mostra a posição onde as leituras de tensão e corrente foram realizadas.

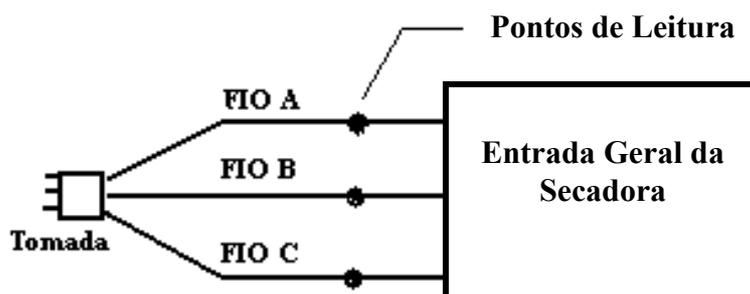


Figura 3.4- Pontos de leitura da tensão [V] e corrente [A].

Para todos os ensaios, a tensão apresentou uma pequena oscilação. Portanto optou-se pelo Tabelamento de um valor médio. O valor está representado na Tabela 3.2. No cálculo simplificado da potência média, é utilizada a Equação 3.1.

$$P_m = U \cdot \bar{I} \cdot \sqrt{3} \quad (3.1)$$

onde:

P_m : potência média (W)

U : tensão média (218,5V todos os ensaios)

\bar{I} : média de leitura das correntes para cada configuração de ensaio (A)

Tabela 3.2 - Valor mínimo e máximo da tensão para todos os ensaios. Valor médio utilizado nos cálculos.

Tensão: caráter oscilatório
Valor mínimo de leitura: 217,5 V
Valor máximo de leitura: 219,5 V
Valor médio utilizado em todos os ensaios: 218,5 V

A potência de consumo original da secadora é de 10 kW. As alterações realizadas geraram diferenças nas leituras das correntes. Os valores para cada configuração de ensaio são apresentados no Capítulo 4.

3.3 Instrumentação

3.3.1 Sensores de Temperatura

Para o uso correto de um sensor é fundamental que os resultados da leitura sejam o mais próximo do valor real. Foram utilizados na instrumentação da secadora termopares do tipo T com erro de $\pm 0,75\%$ (0 a 350°C). Os motivos de utilização são os seguintes: baixo custo do termopar; indicado para faixas de temperaturas dos ensaios; possui maior rigidez mecânica do que os tipos S e R e mais vida longa do que o tipo J. Os termopares foram acoplados a unidade de aquisição de dados Agilent 34970A, ver Figura 3.5, para condicionamento de sinais, que utiliza um microcomputador com um *software* próprio da

unidade. As temperaturas foram lidas diretamente no software. O posicionamento de todos os termopares instalados na secadora está representado na Figura 3.6.



Figura 3.5 - Instrumentação utilizada.

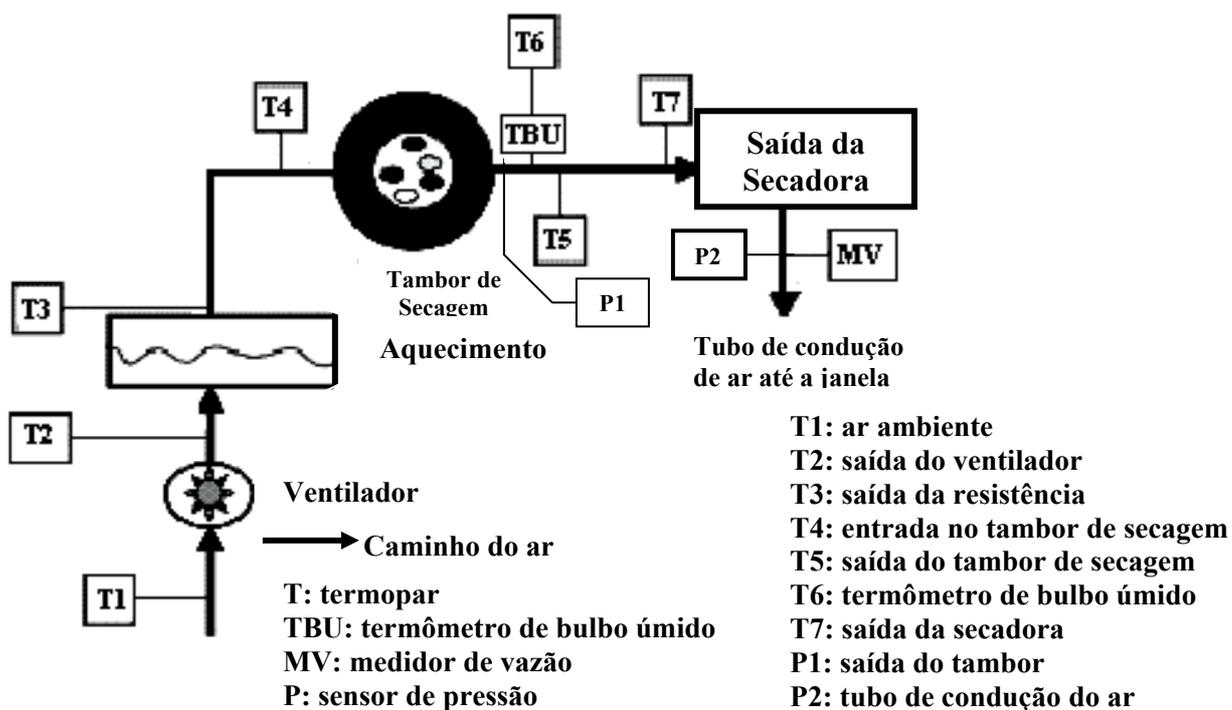


Figura 3.6- Posição dos termopares, do termômetro de bulbo úmido e do medidor de vazão.

3.3.2 Termômetro de Bulbo Úmido: construção e calibração

Com a finalidade de agilizar as leituras e conhecer a umidade na saída do tambor de secagem foi construído, testado e calibrado um termômetro de bulbo úmido. Num pequeno recipiente de vidro foi colocado um alimentador [tubo de soro fisiológico] que fornece água deionizada. Um pequeno pedaço de tecido de algodão foi colocado no recipiente de maneira que parte que dentro do vidro e parte fora, com um termopar envolvido. Teve-se o cuidado para que o termopar não tocasse a água dentro do recipiente. Os detalhes da construção estão esquematizados na Figura 3.7.

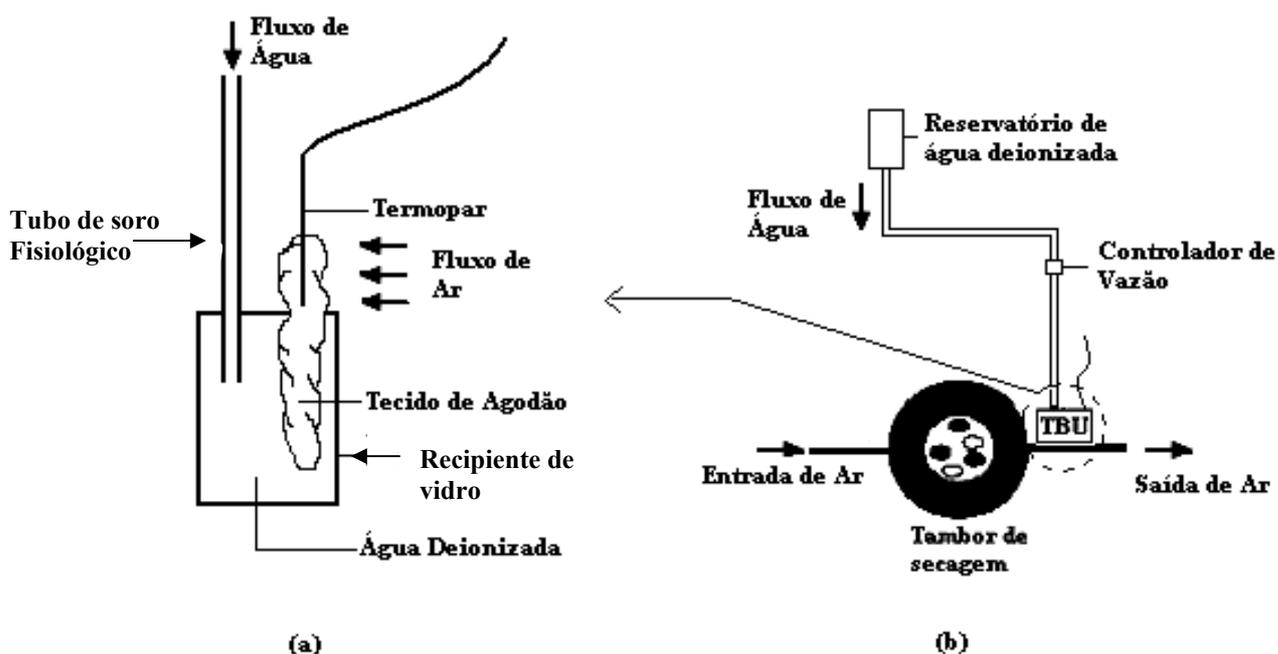


Figura 3.7 - Construção (a); Posicionamento (b) do termômetro de bulbo úmido.

Utilizou-se um o higrômetro portátil Marca TESTO Modelo 177-H1, com precisão de $\pm 2\%$ (umidade relativa 0-100%) para calibração do sistema, Figura 3.5, que possui certificado de calibração emitido pelo fabricante. O instrumento foi posicionado na saída do tambor de secagem e 25 leituras da umidade relativa do ar e da temperatura de bulbo seco foram realizadas. Através do programa de cálculo psicrométrico – *Psychrometric Calculations*-, as temperaturas de bulbo úmido foram calculadas, Tabela T. A-1 do apêndice A. Os valores foram comparados com os valores lidos pelo termômetro de bulbo úmido construído, Figura 3.8.

A temperatura de bulbo úmido real (T_{BUR}) é calculada a partir da equação 3.2, utilizando a temperatura lida no termômetro de bulbo úmido (T_{BUT}) e os coeficientes a e b foram determinados através do método dos mínimos quadrados. A Figura 3.8 representa a curva de calibração.

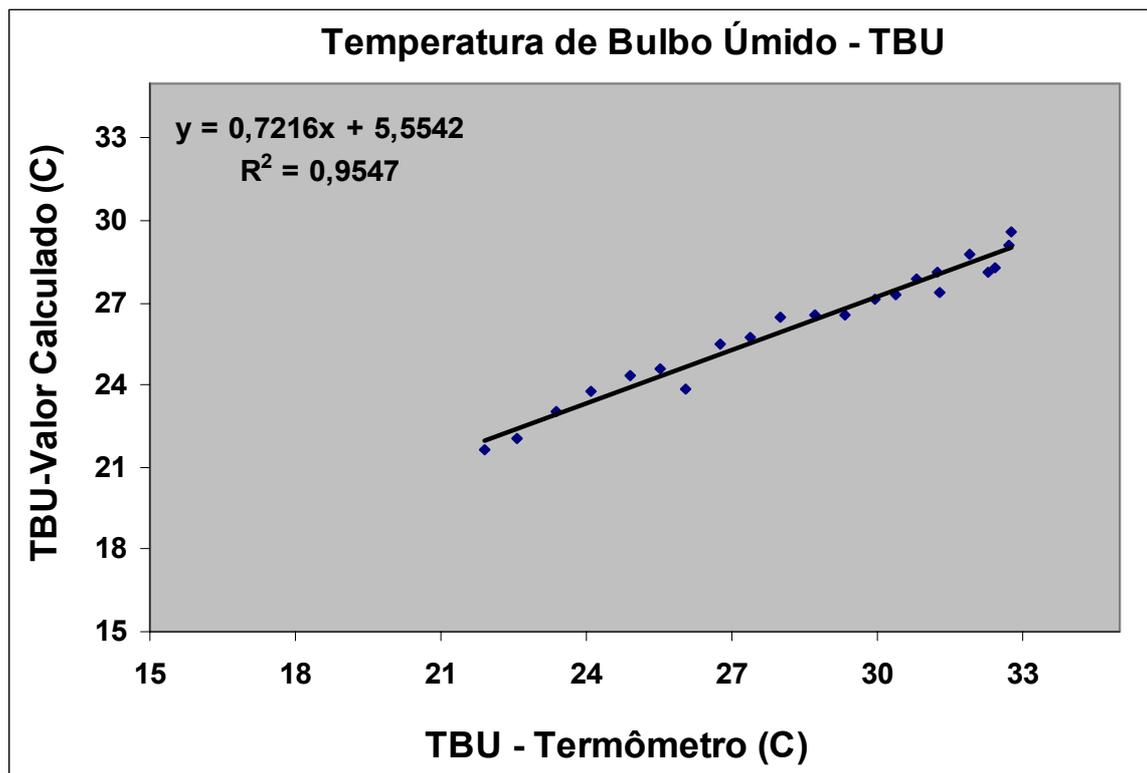


Figura 3.8 - Curva e calibração do Termômetro de Bulbo Úmido construído.

$$T_{BUR} = 0,7215971.T_{BUT} + 5,55432 \quad (3.2)$$

3.3.3 Sensores de Pressão

Com o objetivo de a melhor precisão possível nos cálculos, foram instalados dois sensores de pressão na saída do tambor de secagem e do tubo de condução do ar até a janela do laboratório. Estes foram acoplados a uma unidade de aquisição de dados, onde a leitura da pressão é feita diretamente na unidade de aquisição. No tubo de saída, nenhuma variação na pressão foi observada na leitura, enquanto que na saída do tambor de secagem foi observada uma pequena diferença em relação a pressão atmosférica.

3.3.4 Vazões de Ar

A vazão de ar mostrou-se um parâmetro de difícil determinação e essencial para a exatidão dos cálculos. Para a determinação da vazão foi utilizado o medidor de vazão, Figura 3.4, marca TESTO, modelo 445 com precisão de medida da velocidade do ar de $\pm 0,03$ m/s (na faixa de operação de 0 a 10m/s) interligado a um microcomputador com software próprio do equipamento. A sonda do instrumento foi instalada no tubo que conduz o ar da secadora para fora do ambiente do laboratório, ver Figura 3.3, de modo que ficasse posicionada no centro do tubo. A Figura 3.9 mostra o posicionamento da sonda.

Devido a oscilações existentes na medida da vazão do ar, função da temperatura e umidade, optou-se por uma medida média da velocidade devido ao seu baixo desvio padrão. Calculou-se a vazão utilizando a Equação 3.4, baseando-se na velocidade e densidade do ar. O diâmetro do tubo e a pressão barométrica foram fornecidos como dados de entrada ao equipamento de medição de vazão.

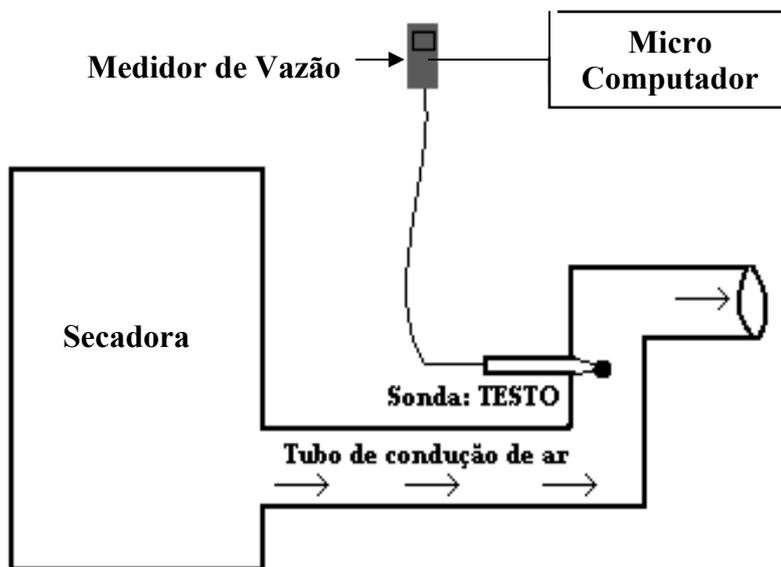


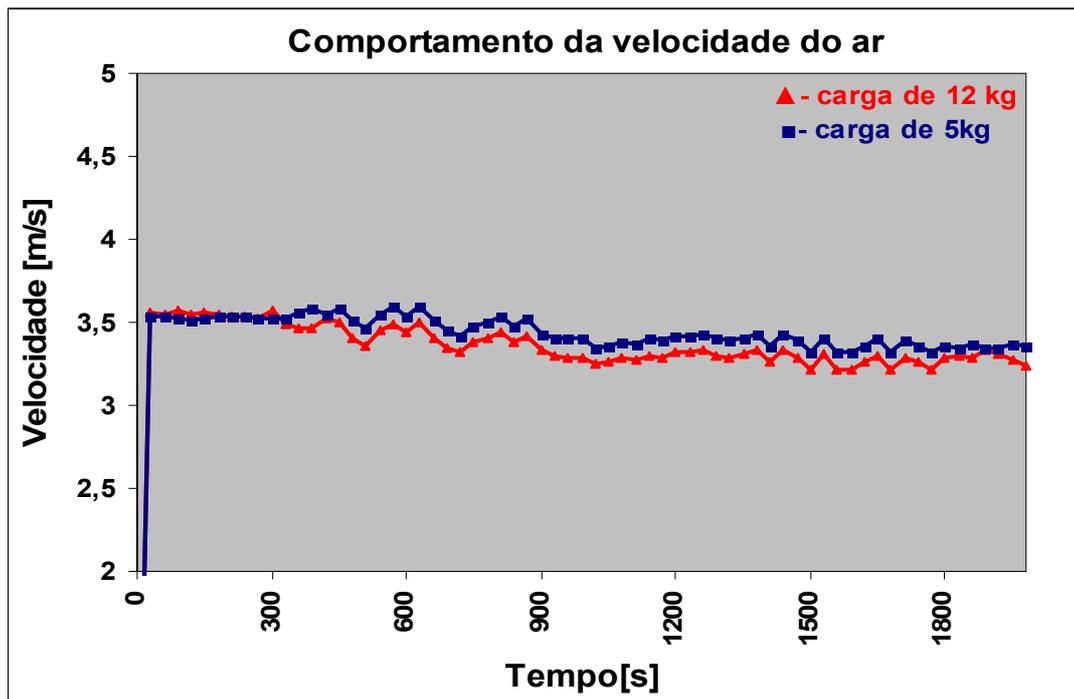
Figura 3.9 - Posicionamento do sensor de vazão no centro do tubo.

$$v' = 0,2870 \frac{T}{p} (1 + 1,6078 \cdot \omega) \quad (3.3)$$

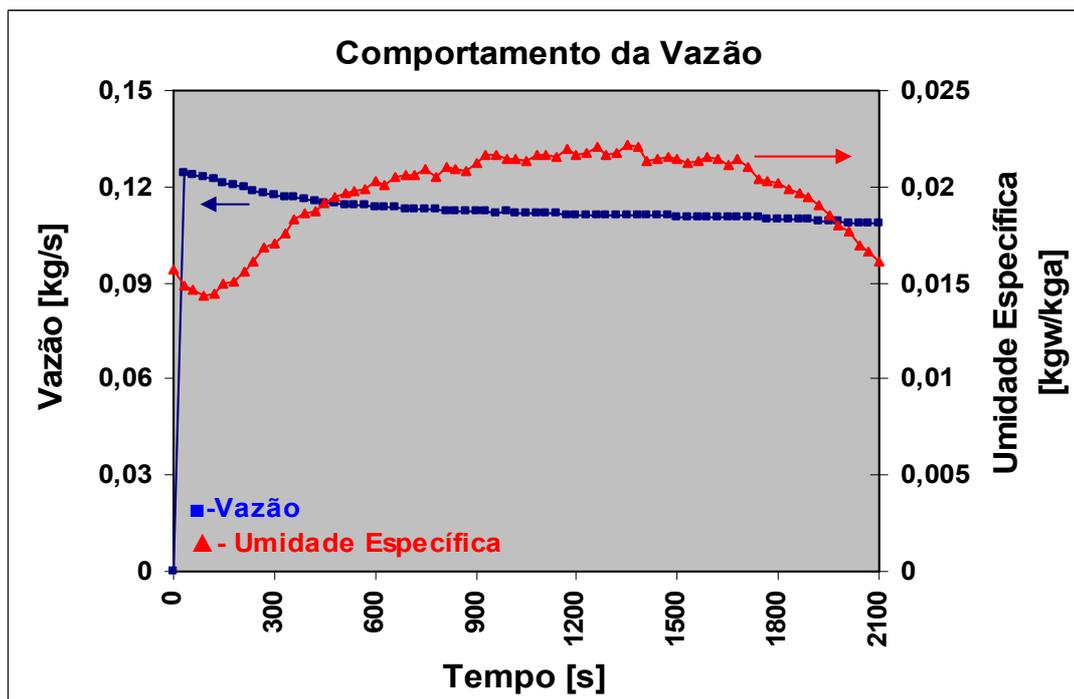
$$\dot{m} = A\rho'V \quad (3.4)$$

A Equação 3.3 calcula o volume específico em m^3/kg do ar seco, onde T deve ser dado em Kelvin e p em Pascal. Para o cálculo da densidade do ar seco utiliza-se o conceito do inverso do volume específico.

Duas configurações de vazão foram medidas: com carga parcial de 5 kg e carga total de 12 kg de tecido, ambas de algodão. A Figura 3.11 mostra o comportamento da velocidade do ar para ambas as cargas. Nota-se que o comportamento oscilatório do gráfico ocorre pela turbulência do ar no cano e que sua influência com o aumento da temperatura é bastante pequeno. Também se observou que apesar da quantidade de roupas dentro do tambor de secagem na carga de 12 kg ser bem maior que a de 5 kg, há pouca variação na velocidade do ar como é mostrado na Figura 3.10-(a). Na Figura 3.10-(b) observa-se o comportamento da vazão de ar perante a umidade específica do ar.



(a)



(b)

Figura 3.10- (a) Comportamento da velocidade do ar para ambas as cargas de secagem. (b) Comportamento da vazão do ar perante a umidade específica de saída do tambor de secagem.

3.4 Método Para Determinação do Conteúdo de Umidade dos Tecidos

O conteúdo de umidade de um tecido é a proporção direta entre a massa de água presente no material e a massa. O conteúdo de umidade é a quantidade de massa de água que pode ser removida de um tecido sem alterar a estrutura molecular, ou seja, sem danificar o tecido.

Podemos expressar o conteúdo de umidade em termos de base seca, como (Oktay, 2002).

$$M_p = \frac{W_w - W_d}{W_d} \quad \text{em relação a massa seca do produto} \quad (3.5)$$

onde :

W_w = massa do tecido molhado [kg]

W_d = massa do tecido seco: com 0% de umidade [kg]

M_p = conteúdo de umidade na base seca [kg_w/kg_{ms}]

Os métodos de determinação do conteúdo de umidade podem ser diretos ou indiretos. Nos métodos diretos, como é utilizada neste trabalho, a umidade da amostra é removida e a determinação é feita através da medição de massa. Nos métodos indiretos, as determinações são feitas por características físicas dos tecidos relacionando-as ao teor de umidade.

3.4.1 Procedimento Experimental

O procedimento experimental para medida do conteúdo de umidade do tecido é listado a seguir.

1. É determinada a massa do tecido seco, ou seja, em equilíbrio com o ambiente;
2. Logo em seguida o tecido é completamente saturado com água em um recipiente;
3. O tecido é centrifugado, ver Figura 3.2, durante aproximadamente 8 minutos;
4. Após a centrifugação, o tecido é novamente pesado determinando-se a massa do tecido molhado depois de centrifugado.

Para a determinação da massa é utilizada a balança de marca Marte, modelo AS550C, ver Figura 3.5. Antes de torcer a roupa colocá-la na secadora foram estabelecidos alguns critérios fixos para as cargas, mostrados na Tabela 3.3.

Além da massa de toda a carga ser pesada e a centrifugação ser realizada até se atingir os valores da Tabela 3.3, uma pequena amostra de cada tecido [retirada da carga total] era centrifugada e pesada em separado. A amostra foi utilizada para se determinar as curvas de secagem através das variações de massa.

Tabela 3.3- Critérios fixos utilizados nos ensaios. (a) carga parcial de 5 kg. (b) carga total de 12 kg.

Tecido	Carga Seca	Carga Após Centrifugar
Algodão Tipo Lençol	5000 g	7500 g
Algodão Tipo Jeans	5000 g	7500 g

(a)

Tecido	Carga Seca	Carga Após Centrifugar
Algodão Tipo Lençol	12000 g	17500 g
Algodão Tipo Jeans	12000 g	18100 g
Poliéster 100%	12000 g	14000 g

(b)

A cada 5 minutos abria-se a secadora e a amostra que se encontrava junto com a carga total era medida. Este procedimento não levava mais que 30 segundos. Retirar toda a carga de dentro do tambor de secagem e medi-la levaria muito tempo, causando o esfriamento parcial da secadora e comprometendo seriamente o ensaio. A determinação da curva de secagem de toda uma carga através da amostra, certamente gera erro. Porém esse erro foi estimado experimentalmente pela pesagem de massa total, sendo inferior à 2 %, Tabela 3.6, por se tratar do mesmo tecido e possuir o mesmo comportamento de secagem de toda a carga. A Tabela 3.4 fixa os critérios iniciais da amostra.

Tabela 3.4 - Critério utilizado nas amostras.

Tipo da Amostra	Amostra Seca (em equilíbrio com o ambiente)	Amostra Após Centrifugar
Algodão tipo Lençol	132,5 g	200,0 g
Algodão tipo Jeans	375,5g	565,5 g
Poliéster 100%	100,0 g	128,5g

Também foram determinados os valores das amostras próximas a 0% de umidade. Elas foram secas separadamente até que sua massa não mais variasse. Estes valores são necessários para determinação das curvas de secagem.

Tabela 3.5- Valores da amostra próxima a 0% de umidade.

Tipo da Amostra	Peso com 0% de Umidade
Algodão tipo Lençol	126,05 g
Algodão tipo Jeans	354,8 g
Poliéster 100%	98,5g

Tabela 3.6- Dados dos ensaios 1 a 9. Cargas de 5 e 12 kg para os três tipos de tecidos. Ensaios realizados antes das modificações.

	Número do Ensaio	Temp. Ambiente [°C]	Umidade Relativa Ambiente [%]	Carga Seca [g]	Carga Torcida [g]	Peso da Carga Após Secar [g]	Peso calculado [g]	Tempo de secagem [min]
Algodão Tipo lençol- carga: 5kg	Ensaio 1	20,7	34	5000	7500	4994,1	4996,1	32
	Ensaio 2	20,8	55	5000	7500	5004,1	49998,3	38
	Ensaio 3	21,5	47	5000	7500	4992,1	4997,1	36
Algodão Tipo jeans- carga: 5kg	Ensaio 4	21.5	61	5000	7500	4991,4	4990,0	61
Algodão Tipo lençol- carga: 12kg	Ensaio 5	21,7	46,6	12000	17500	11977,4	11949,4	66
	Ensaio 6	24,1	34,5	12000	17500	12003,5	12022,7	58
Algodão Tipo Jeans- carga: 12 kg	Ensaio 7	22	55	12000	18100	12011,1	11996,1	87
Poliéster 100%- carga :12kg	Ensaio 8	24	61.2	12000	14000	12014,7	11985,3	27
	Ensaio 9	21,6	55,5	12000	14000	12010,0	12004,5	27

3.5 Tratamento dos Dados Experimentais

Para o tratamento dos dados obtidos nos ensaios foi utilizada uma planilha de cálculo. O *software* foi empregado para geração de todas as curvas além de ser utilizado em todos os cálculos que se fizeram necessário.

3.5.1 Taxa de Evaporação

O problema da evaporação da água do tecido deve ser abordado considerando os fenômenos de transferência de calor e de massa. A transferência de calor no tecido ocorre se a temperatura da superfície for diferente da temperatura do ar secante, e a transferência de massa se a umidade absoluta ω na superfície do tecido for diferente da do ar corrente. Conde, (1997), propôs um modelo que utiliza duas equações: uma de conservação de massa e a outra de conservação de energia. Seu modelo demonstrou que qualquer fração de recirculação do ar que sai do tambor de secagem sem a devida desumidificação do ar, reduz o potencial de secagem. Conde, (2002), propôs o pré-aquecimento do ar de entrada na secadora com a utilização de trocadores de calor compactos e concluiu uma melhora de até 20% na taxa de evaporação da água do tecido.

Lambert, 1991, utilizou um modelo de recirculação do ar de saída do tambor de secagem e concluiu que pode-se obter uma melhora de até 8% na eficiência da máquina, quando 75% do ar expelido for recirculado novamente. Deans, 2001, utilizou um modelo de recirculação do ar, e concluiu que a recirculação para baixas temperaturas de secadora piora a eficiência energética das máquinas.

Na maioria destes modelos há uma necessidade elevada de dados experimentais como temperatura e umidade absoluta de saída do tambor de secagem. Como um dos objetivos é o estudo do comportamento da taxa de evaporação em condições ambientais variadas, optou-se pelo balanço de massa simples, sendo utilizados para os cálculos os dados experimentais. O balanço é aferido pela quantidade de água na roupa molhada, que foi previamente pesada antes da secagem. Fazendo um balanço de massa no tambor de secagem, Figura 3.11, a massa evaporada pode ser calculada pela Equação 3.6.

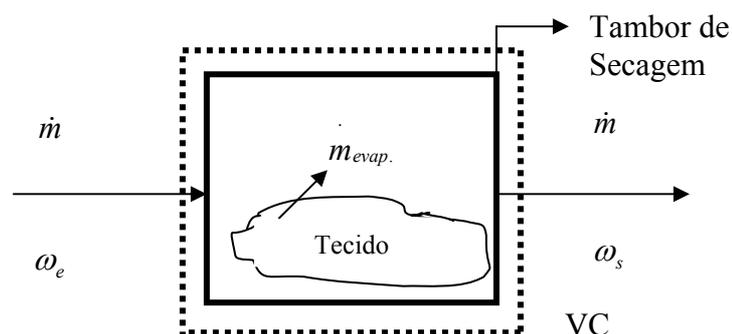


Figura 3.11 - Balanço de massa no tambor de secagem

$$\dot{m}_{evap} = \dot{m}[\omega_s - \omega_e] \quad (3.6)$$

onde:

\dot{m}_{evap} = massa de água evaporada [kg_w];

ω_e , ω_s = umidades específicas de entrada e saída no tambor de secagem [kg_w/ kg_{AS}];

\dot{m} = vazão de ar [kg/s].

3.5.2 Cálculo da Eficiência de Secagem e Taxa Específica de Extração de Umidade MER

A eficiência de secagem, (Equação 2.24) e a taxa específica de extração de umidade MER, (Equação 2.22) são calculadas para várias condições climáticas e configurações de ensaio, com a secadora antes e depois das modificações, sendo que os resultados são mostrados no Capítulo 4.

3.6 Perda de Calor

A perda de calor na secadora ocorre por convecção e por radiação. A fim de avaliar esta perda por falta de isolamento, uma série de imagens térmicas foram feitas com a utilização da câmera térmica marca AGEMA e modelo THV 450 PRO de propriedade da Petrobrás S/A. A cada 3 minutos era obtida uma imagem de cada um dos 5 lados da secadora e calculada pela câmera a temperatura média de parede. Para um ciclo de secagem de 60 minutos foram realizadas e avaliadas 100 imagens. A distância da câmera a secadora e fator de emissividade eram parâmetros de entrada na câmera. Em especial para uma melhor precisão na perda por radiação, o fator de emissividade da tinta teve de ser determinado antes da filmagem. Para isso foi construído um termopar diferencial na superfície da secadora.

3.6.1 Termopar Diferencial e Método de Determinação de Emissividade

Para determinação de emissividade uma pequena área foi pintada de preto fosco, onde se presume a emissividade próxima de 1, e foi colocado uma das pontas de um termopar. A outra ponta do termopar foi colocada em uma área pintada com a tinta original da secadora. Antes de se pintar à área de preto fosco foi observado a mesma temperatura nas duas posições de instalação. A Figura 3.12 mostra a posição de montagem.

A emissividade é calculada como;

$$\varepsilon = \frac{T_1^4}{T_2^4} \quad (3.7)$$

onde:

T_1 = temperatura da área pintada de preto [K]

T_2 = temperatura da área de pintura original [K]

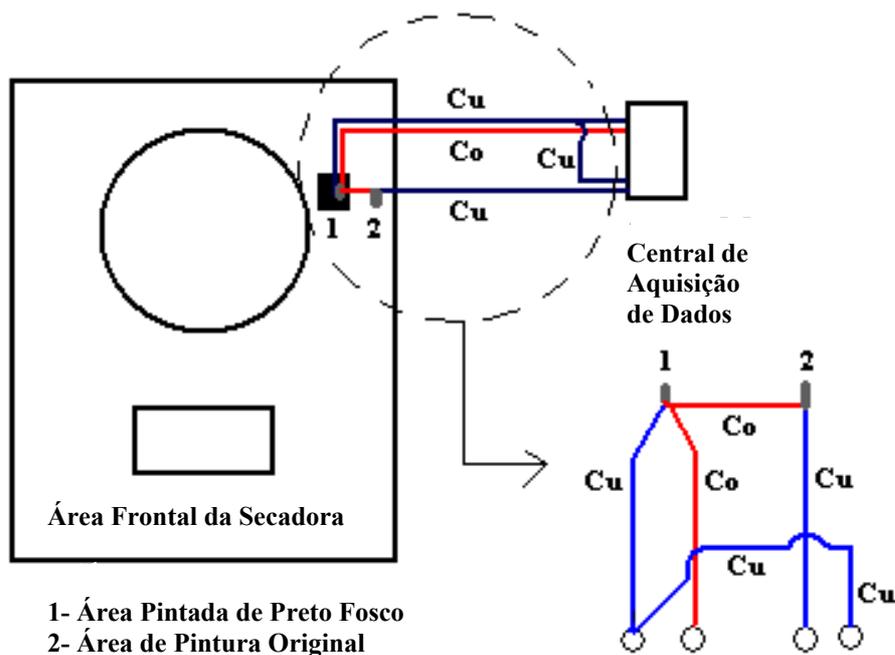


Figura 3.12 - Posicionamento do termopar diferencial e seu esquema. Cu: Cobre, Co: Constantan.

Sendo pequena a diferença entre a temperatura da área pintada de preto e da área de pintura original, a leitura direta das temperaturas geraria problemas de incerteza, pois o erro de medição do termopar está próxima a essa diferença. O problema foi resolvido com a construção de um termopar diferencial mostrado na Figura 3.12, onde em uma das ponta é lida diretamente a temperatura e na outra a diferença ΔV de tensão em microvolts. Utilizando a curva de calibração do termopar, Figura 3.13 e sua respectiva Equação 3.9, a diferença ΔT é calculada. Logo em seguida a temperatura T_2 pode ser encontrada por:

$$T_2 = T_1 + \Delta T \quad (3.8)$$

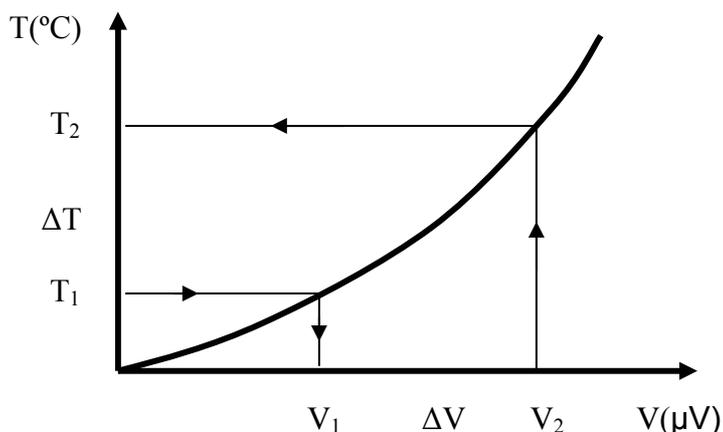


Figura 3.13 - Através de ΔV encontra-se ΔT

A equação de calibração do termopar (Oresten, 1999) é calculada como:

$$\Delta T = 0,100860910 + \Delta V(25727,94369 + \Delta V(-767345,8295 + \Delta V(78025595,81 + \Delta V(-9247486589,0 + \Delta V(6,97688e + 11 + \Delta V(-2,66192e + 13 + \Delta V(3,94078e + 14)))))) \quad (3.9)$$

onde :

ΔT = Diferença de Temperatura (°C)

ΔV = Diferença de Microvoltagem (μV)

A Tabela B.1, Apêndice B, mostra o cálculo da emissividade a cada 30 segundos. O ensaio foi realizado durante 23 minutos, ou seja, um tempo bem maior do que a secadora leva para entrar em regime permanente que no caso é de 15 minutos. O valor médio da emissividade é utilizado no cálculo da perda de calor por radiação.

3.6.2 Procedimento Para Realização das Imagens

As imagens térmicas foram realizadas da seguinte maneira:

- A cada 3 minutos uma imagem de cada parede da secadora era obtida, juntamente com sua respectiva temperatura média de parede;
- Um termopar foi instalado a 2 metros da secadora para monitorar o aumento de temperatura ambiente gerado pela radiação. Esta temperatura é utilizada para os cálculos da perda de calor;
- A temperatura e a umidade relativa do ambiente foram previamente medidas e utilizadas como parâmetros de entrada da filmadora. Também foi fornecida a emissividade.
- A secadora foi carregada com carga total de tecido;
- O tempo de secagem foi de 60 minutos.

3.6.3 Perda de Calor por Convecção

Para o cálculo da perda de calor por convecção utilizam-se as leis da convecção natural para paredes planas. O número de Rayleigh é baseado na altura H da parede e as propriedades do ar são calculadas a temperatura de filme $(T_w - T_\infty)/2$.

$$Ra = \frac{g\beta}{\alpha\nu} H^3 (T_w - T_\infty) \quad (3.10)$$

O número de Prandtl é calculado por:

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} \quad (3.11)$$

As equações para cálculo da viscosidade dinâmica do ar úmido μ , condutividade térmica k e calor específico C_p são mostradas no Apêndice C. A massa específica do ar

úmido é calculada pela Equação 3.12, a viscosidade cinemática pela Equação 3.13 e a difusividade térmica pela Equação 3.14.

$$\rho = \frac{0,622p}{R_a T} \left[\frac{1 + \omega}{0,622 + \omega} \right] \quad (3.12)$$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (3.13)$$

$$\alpha = \frac{k}{\rho C_p} \quad (3.14)$$

Churchill e Chu, 1975, propuseram uma correlação válida para todos os números de Rayleigh e Prandtl, para o cálculo do número de Nusselt médio, definida por (Bejan, 1996):

$$\overline{Nu} = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,437}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (3.15)$$

O número de Nusselt global, ou médio, para uma parede de altura H é definido por:

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{q}'' H}{(T_w - T_\infty)k} \quad (3.16)$$

onde:

\bar{q}'' = representa o fluxo de calor médio (W/m²)

isolando \bar{q}'' temos:

$$\bar{q}'' = \frac{\overline{Nu}(T_w - T_\infty)k}{H} \quad (3.17)$$

A taxa média de transferência de calor por convecção de toda a área A (m²) da placa para o ambiente é dada por:

$$\bar{q}_c = \bar{q}'' A \quad (3.18)$$

3.6.4 Perda de Calor por Radiação

A perda de calor por radiação é calculada por:

$$q_R = \varepsilon\sigma A(T_w^4 - T_\infty^4) \quad (3.19)$$

onde:

σ = constante de Stefan-Boltzman = $5,6705119 \times 10^{-8} \text{ W / (m}^2\text{K}^4)$, (NIST, 2004)

A = área da placa (m^2)

Uma atenção especial deve ser dada para a temperatura ambiente do laboratório T_∞ . Do período inicial ao final do ensaio há um aumento da temperatura T_∞ de aproximadamente $2,5^\circ\text{C}$ devido a dissipação térmica da máquina. A Figura 3.14 fornece o aumento da temperatura T_∞ em função do tempo. O valor de T_∞ tanto é utilizado para o cálculo da perda de calor por convecção quanto por radiação. A temperatura média das paredes da secadora T_w é fornecida pelas imagens térmicas.

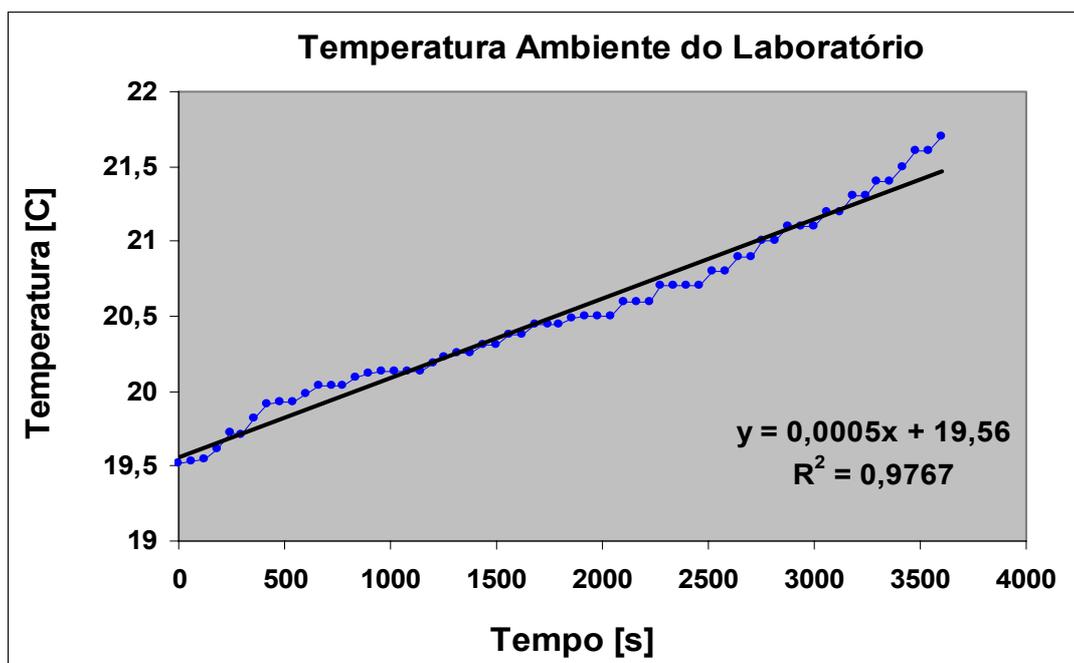


Figura 3.14 - Curva do aumento da temperatura ambiente do laboratório T_∞

3.6.5 Perda Total de Calor

A perda de calor total ocorre pela soma das perdas por convecção e por radiação nos cinco lados da secadora, e calculada por:

$$Q_T = [q_C + q_R]_{FR} + [q_C + q_R]_{LE} + [q_C + q_R]_{LD} + [q_C + q_R]_{TR} + [q_C + q_R]_{SP} \quad (3.20)$$

onde os índices FR , LE, LD, TR, SP indicam cada um dos lados da secadora;

FR: área frontal da secadora;
LE: área da lateral esquerda da secadora;
LD: área da lateral direita da secadora;
TR: área traseira da secadora;
SP: área da parte superior da secadora.

Os resultados, imagens e gráficos são mostrados e discutidos no Capítulo 4.

3.7 Alterações na Secadora

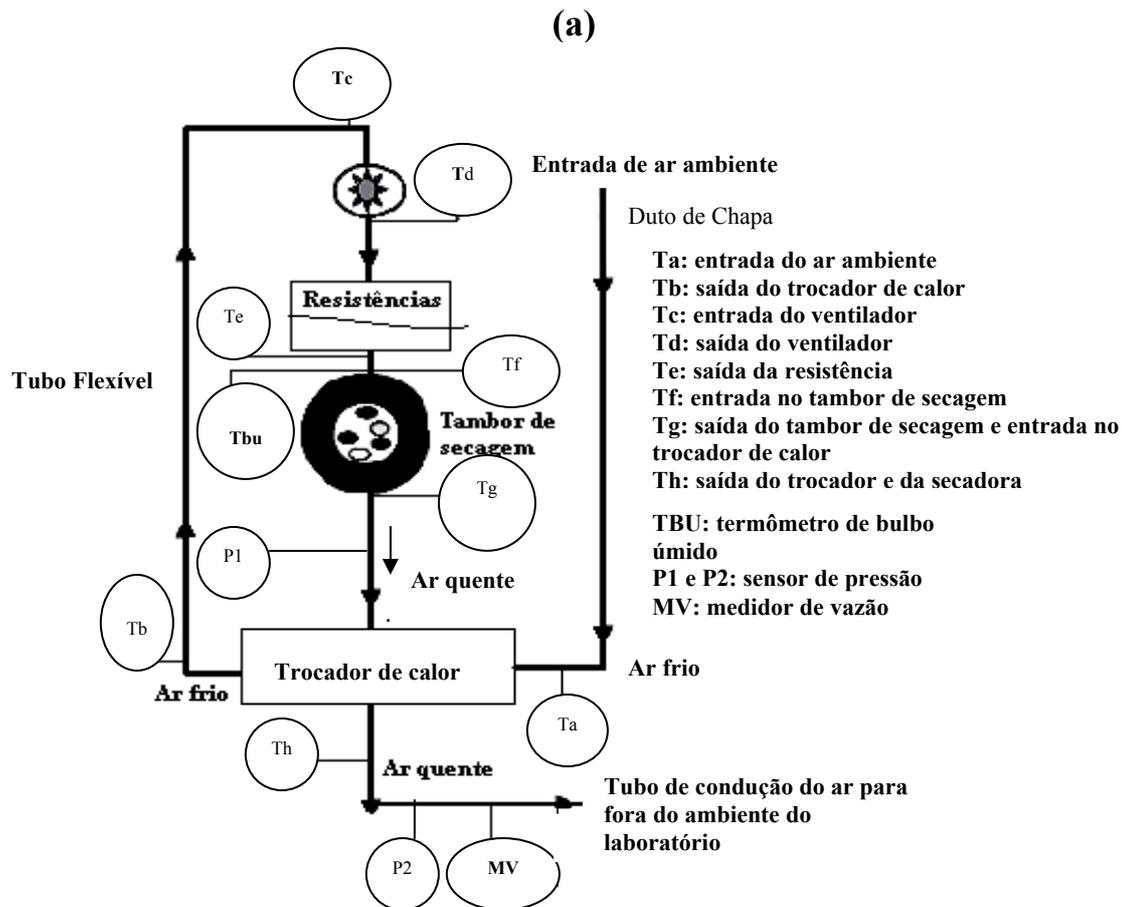
As modificações na secadora foram realizadas com a colaboração do laboratório de soldagem e conformação mecânica da PUCPR. Dois trocadores de calor foram alternadamente instalados na secadora. Essa instalação foi realizada de tal maneira que pudessem ser retirados e substituídos, para o ensaio de ambos. Para isso mudanças na secadora se fizeram necessárias.

As principais características da mudança da secadora são as seguintes:

- O trocador de calor foi posicionado na saída do tambor de secagem;
- Devido à perda de carga, o motor do ventilador foi substituído por outro com o dobro da rotação máxima, e um inversor de frequência instalado, variando assim a rotação até o valor original da vazão;
- O ventilador aspira o ar ambiente que passa através das aletas do trocador e empurra o ar para fora do tambor de secagem, passando pelos tubos ou placas do trocador. A Figura 3.15 (a) apresenta o esquema do caminho do ar, após as modificações;
- Um tubo flexível de 200 mm de diâmetro “liga” o ventilador ao trocador de calor;
- Teve-se o cuidado de vedar o trocador de calor para que não houvesse vazamento, o que acarretaria em erros nas leituras dos termopares Tb e Th.
- Antes das modificações, o ventilador succionava o ar ambiente da parte de baixo da secadora. Para simular ao máximo as condições originais, um duto de chapa foi construído e instalado na parte traseira da secadora, através do qual o ventilador aspira o ar ambiente da parte de baixo da secadora.

3.8 Tipos de Trocadores de Calor Utilizados

Dois tipos de trocadores de calor foram utilizados e comparados. Um deles, disponível no mercado, é conhecido com *tubo aletado*. O outro foi desenvolvido e testado nesta dissertação, e referenciado como *trocador em policarbonato*. A decisão das dimensões físicas para os dois tipos de trocadores de calor foram baseadas no máximo de espaço disponível dentro da secadora.



(b)



(c)

Figura 3.15 - (a) Esquema de circulação do ar após as modificações. (b) Secadora antes das modificações. (c) Secadora modificada.

3.8.1 Trocador de Calor Tipo Tubo Aletado

Os trocadores de calor tubo aletados são geralmente utilizados onde um dos fluidos do escoamento é um gás, e por isso desejamos uma grande área de transferência de calor devido ao baixo coeficiente de convecção dos gases. Estes trocadores foram extensamente estudados por Kays e London, (1984), que propuseram correlações da transferência de calor em termos do fator de Colburn e do número de Reynolds, para diversas configurações de miolo. Uma dessas configurações, 8.0-3/3T, foi utilizada para os cálculos do trocador tubo aletado instalado na secadora. Esta configuração de superfície foi escolhida por ser a mais comum em trocadores tubo aletados disponível no mercado. Cita-se ainda outros motivos levaram a escolha do tubo aletado e da configuração 8.0-3/3T. São elas:

- No Brasil, não conseguimos encontrar nenhum fabricante de trocador de calor do tipo “plate-fin”, próprio para escoamentos ar-ar;
- Em secadoras de tecidos, os trocadores tubo aletados, minimizam o problema de entupimento causado pelos fiapos das roupas que se desprendem durante a secagem. O ar carregado de fiapos passa através dos tubos.
- É expressiva a quantidade de indústrias fabricantes do tubo aletado no Brasil, o que minimiza os custos de compra.
- A configuração de superfície 8.0-3/3T possui uma extensa fabricação no Brasil.

A Figura 3.16 apresenta o trocador tubo aletado utilizado na secadora. A Tabela 3.7 fornece as características do trocador tubo aletado utilizado.

Tabela 3.7 - Características do trocador tubo aletado utilizado na secadora.

TROCADOR DE CALOR TUBO ALETADO
Dimensões do Trocador: C= 480,5 mm, A= 285mm, P= 250 mm
Diâmetro interno dos tubos: 9,2 mm
Diâmetro externo dos tubos: 10,2 mm
Número de tubos: 150
Espessura das aletas: 0,1mm
Número de aletas: 123
Passo das Aletas: 2,1mm
Distância entre os centros dos tubos na vertical: 25,4 mm
Distância entre os centros dos tubos na horizontal: 22 mm

3.8.1.1 Seleção do Modelo de Cálculo

O que decide se um escoamento de ar úmido condensa ou não, é a diferença entre o ponto de orvalho do gás que escoar e a temperatura da superfície do tubo ou placas. Utiliza-

se aqui, o mesmo critério utilizado por Conde, 2001, para a decisão se haverá ou não condensação.

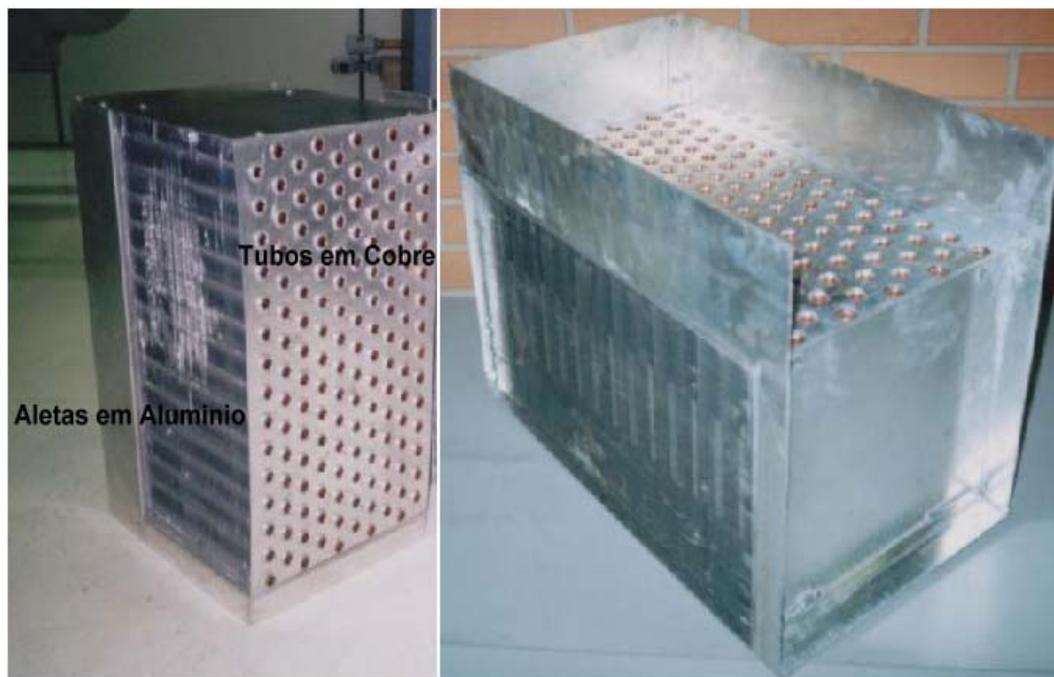


Figura 3.16 - Trocador de calor tubo aletado utilizado na secadora.

Uma vez que a temperatura de superfície dentro do trocador não é conhecida, Conde, 2001, sugeriu que deve-se utilizar a diferença entre o ponto de orvalho do fluido mais quente e a temperatura de entrada do fluido mais frio como critério de decisão. Se esta diferença for positiva, haverá condensação.

Calculou-se o ponto de orvalho a cada intervalo de 30 segundos para todos os ensaios e constatou-se que esta diferença é sempre negativa, além de ter sido observado que não há condensação em ambos os trocadores. Portanto o método da efetividade NUT pode ser utilizado para o dimensionamento dos trocadores e o cálculo das temperaturas de saída.

3.8.1.2 Modelo de Cálculo do Trocador Tubo Aletado

O objetivo do modelo de cálculo do trocador de calor tubo aletado é a previsão das temperaturas de saída do ar frio e do ar quente. A implementação de um trocador de calor na secadora gera mudanças no projeto de fabricação, onde as características de dimensão do trocador podem variar. Um modelo de previsão de temperatura de saída, certamente auxiliará no dimensionamento do trocador para vários modelos de secadoras.

Inicialmente calcula-se os coeficientes de transferência de calor por convecção de ambos os fluidos e na sequência os coeficientes globais de transferência de calor. Em seguida através do método da efetividade NUT, as temperaturas de saída de ambos os fluidos são calculadas.

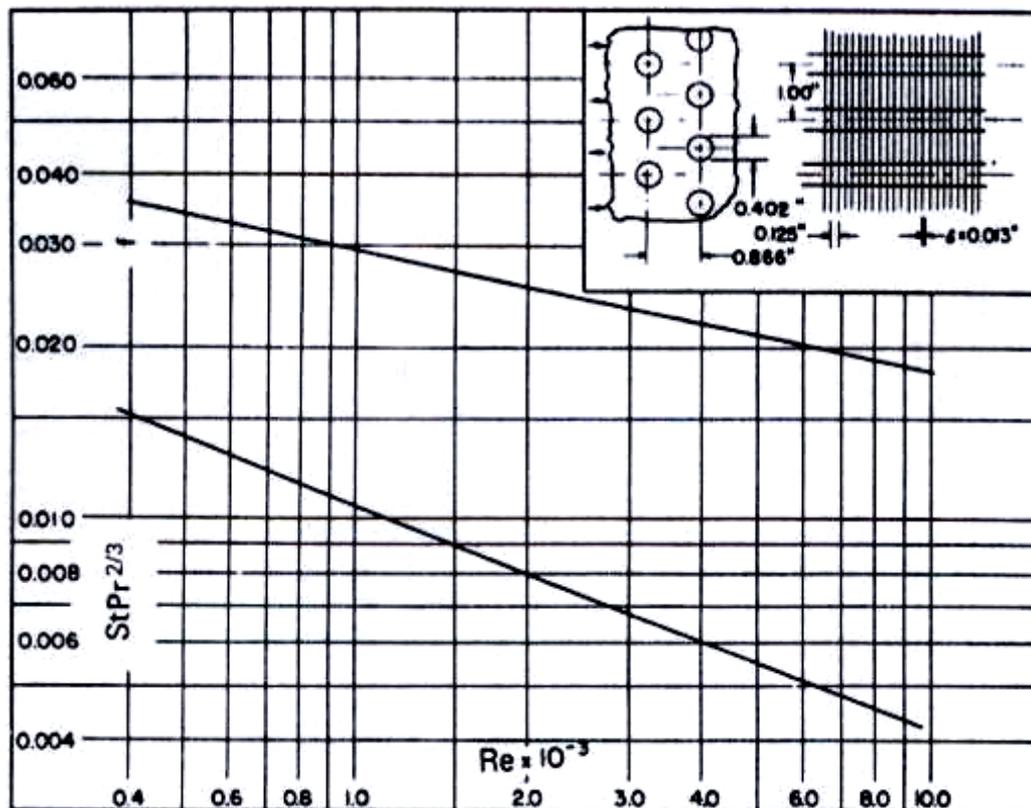
3.8.1.3 Fluido frio (aletas): *Cálculo do coeficiente de convecção do fluido frio h_c*

As configurações do trocador de calor utilizado na secadora seguem o padrão de superfície 8.0-3/8T de Kays e London, 1984. O gráfico da Figura 3.17 relaciona a transferência de calor em termos do fator de Colburn j_H , e do número de Reynolds. O fator de Colburn é calculado por: (Kakaç, 2002)

$$j_H = St Pr^{2/3} \quad (3.21)$$

Interpolando na Figura 3.24, obtemos a equação para o cálculo de j_H :

$$j_H \approx \frac{20,2 - 0,0019R_e}{2000} \quad (3.22)$$



Área livre de Escoamento / Área Frontal, $\sigma=0,534$

Díâmetro hidráulico de escoamento, $D_h=3,6\text{mm}$

Passo da Aleta = 315/m

Figura 3.17 - Transferência de calor e fator de atrito para trocadores de calor tubo circular e aleta contínua, superfície 8.0-3/8T de Kays e London, 1984.

Tanto os números de Stanton, Equação 3.23, quanto o de Reynolds, Equação 3.24, são baseados na máxima velocidade mássica, Equação 3.25.

$$St = \frac{h_c}{G_c C p_c} \quad (3.23)$$

$$Re = \frac{G_c D_h}{\mu} \quad (3.24)$$

$$G_c = \frac{\dot{m}}{\sigma A_{fr}} \quad (3.25)$$

Na Equação 3.21, σ representa a razão entre a menor área livre de escoamento A_c encontrada pelo fluido e a área frontal do corpo do trocador A_{fr} . Na Figura 3.21, A_c está localizada entre dois tubos adjacentes alinhados na vertical. Substituindo as Equações 3.23, 3.25 na 3.21 e isolando h_c obtemos:

$$h_c = \frac{j_H \dot{m} C p_c}{\sigma A_{fr} Pr^{2/3}} \quad (3.26)$$

3.8.1.4 Fluido Quente (tubos): Cálculo do coeficiente de convecção do fluido quente h_h

O ar quente passa através dos tubos do trocador de calor. Para o cálculo do h_h considera-se as leis da convecção para escoamento interno em um tubo liso. O número de Nusselt Nu_D é calculado pela equação de Gnielinski (Incropera e DeWitt, 2003), Equação 3.27, que se aplica para $0,5 < Pr < 2000$ e $3000 < Re_D < 5 \times 10^6$. Para todo o período de secagem, Prandtl nos tubos do trocador varia entre 0,72 e 0,75 e Reynolds entre 3940 e 4973.

$$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (3.27)$$

Para tubo liso, o fator de atrito f é dado por:

$$f = (0,79 \ln Re_D - 1,64)^{-2} \quad (3.28)$$

onde o Reynolds em cada tubo é calculado por:

$$Re_D = \frac{4\dot{m}}{N_t 3,1415 D_h \mu_h} \quad (3.28)$$

onde:

N_t = número de tubos do trocador

D_h = diâmetro hidráulico [m].

Para o caso de tubos lisos, o diâmetro hidráulico é igual ao diâmetro interno D_i do tubo.

μ_h = viscosidade dinâmica do fluido quente [Ns/m^2]

Tendo calculado os números de Nusselt, Reynolds e Prandtl, podemos encontrar pela Equação 3.30, o coeficiente de convecção do fluido quente h_h .

$$h_h = \frac{Nu_D K_h}{D_h} \quad (3.30)$$

3.8.1.5 Cálculo do Coeficiente Global de Transferência de Calor no Trocador

O coeficiente global de transferência de calor do lado frio U_c e do lado quente U_h é calculado considerando o escoamento livre de incrustações. Na Equação 3.33 (Kakaç, 2002) U_c é isolado e as equações para o cálculo da área total do lado frio A_c e do lado quente A_h são mostradas na seqüência. O cálculo de U_h se faz necessário para aplicação do método da efetividade NUT.

$$\frac{1}{U_c} = \frac{1}{\eta_{o,c} h_c} + A_c R_w + \frac{A_c}{\eta_{o,h} h_h A_h} \quad (3.31)$$

isolando U_c obtemos:

$$U_c = \frac{\eta_{o,c} h_c A_h h_h}{h_h A_h [1 + A_c R_w \eta_{o,c} h_c] + A_c \eta_{o,c} h_c} \quad (3.32)$$

no interior dos tubos não há aletas, logo $\eta_{o,h}=1$. Para as aletas em alumínio, utiliza-se o valor de $\eta_{o,c}=0,85$ fornecido pelo fabricante. A resistência condutiva da parede do tubo R_w é calculada por:

$$R_w = \frac{\ln \left[\frac{R_e}{R_i} \right]}{6,283 K_{cu} L} \quad (3.33)$$

onde:

R_e e R_i = raio externo e interno do tubo [m];

L = comprimento do tubo [m];

K_{cu} = condutibilidade térmica do cobre [$\text{W}/(\text{mK})$]

$$A_c = [L_1 L_2 - 3,1415 R^2 N_t] N_a \quad (3.34)$$

$$A_h = 3,1415 D_i L N_t \quad (3.35)$$

L_1 e L_2 = comprimento da aleta;
 N_t = número de tubos;
 N_a = número de aletas.

O coeficiente global de transferência de calor para o fluido quente é dado por:

$$U_h = \frac{U_c A_c}{A_h} \quad (3.36)$$

3.8.1.6 Cálculo da Efetividade NUT e Temperaturas de Saídas

A eficiência do trocador de calor é calculada pelo método de efetividade NUT (Número de Unidades de Transferência). Para um trocador de único passe e corrente cruzada e ambos os fluidos não misturados a efetividade é calculada por (Incropera e DeWitt, 2003):

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{1}{C_r} \right) (NUT)^{0,22} \left\{ \exp \left[-C_r (NUT)^{0,78} \right] - 1 \right\} \right] \quad (3.37)$$

A razão da capacidade térmica C_r , e NUT são definidos como:

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (3.38)$$

$$NUT = \frac{U_h A_h}{C_{\min}} \quad (3.39)$$

Para todo o ensaio de secagem,

$$C_{\min} = C_c = \dot{m} c_{p_c} \quad (3.40)$$

e

$$C_{\max} = C_h = \dot{m} c_{p_h} \quad (3.41)$$

Após encontrarmos o valor da efetividade ε , obtém-se a taxa real de transferência de calor, pela Equação 3.42.

$$q = \varepsilon q_{\max} \quad (3.42)$$

onde a taxa máxima de transferência de calor, q_{\max} , é dada por:

$$q_{\max} = C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (3.43)$$

Finalmente, pelo balanço térmico, podemos encontrar as temperaturas de saída do fluido frio e do fluido quente:

$$T_{c,o} = T_{c,i} + \frac{q}{\dot{m}c_{p_c}} \quad (3.44)$$

$$T_{h,o} = T_{h,i} - \frac{q}{\dot{m}c_{p_h}} \quad (3.45)$$

3.8.2 Trocador de Calor Tipo Placa-Aleta

Ao utilizar trocadores de calor em escoamentos ar-ar, o ideal é que se tenha uma grande área de transferência de calor de ambos os lados do trocador, devido ao baixo coeficiente de convecção dos gases. Então os trocadores utilizados nestes escoamentos são do tipo placa-aleta, por possuírem as características mencionadas. No entanto, no Brasil, nenhum fabricante destes trocadores foi encontrado, e a importação de uma unidade tornar-se-ia demasiadamente cara. A solução adotada foi à construção experimental de um protótipo, utilizando placas de parede em policarbonato.

3.8.2.1 Construção Experimental de um Trocador tipo Placa-Aleta

Um dos trocadores de calor utilizado na secadora foi construído no laboratório de Ciências Térmicas da Pontifícia Universidade Católica do Paraná. Este se constitui de placas de parede dupla em policarbonato, modelo Lexan[®] Thermoclear[®] da General Electric Plastics. A Figura 3.18 mostra as placas utilizadas. Essas placas de policarbonato são bastante resistentes mecânica e termicamente. A Tabela 3.8 mostra algumas características térmicas das placas Lexan[®].

A condutividade térmica das placas de policarbonato é naturalmente muito inferior á do alumínio, mas sua influência sobre a troca de calor é mínima (Conde, 2003). Segundo Conde 2003, a diferença na performance global de troca térmica entre trocadores construídos com placas Lexan[®] e trocadores em alumínio está próxima a 1%. Através de uma planilha de cálculo e utilizando os valores da condutividade térmica do alumínio e em seguida do policarbonato, essa diferença foi confirmada.

As placas foram montadas paralelamente umas as outras, formando em um dos lados do trocador uma “colméia” de aletas e do outro canais de passagem do ar entre as placas.

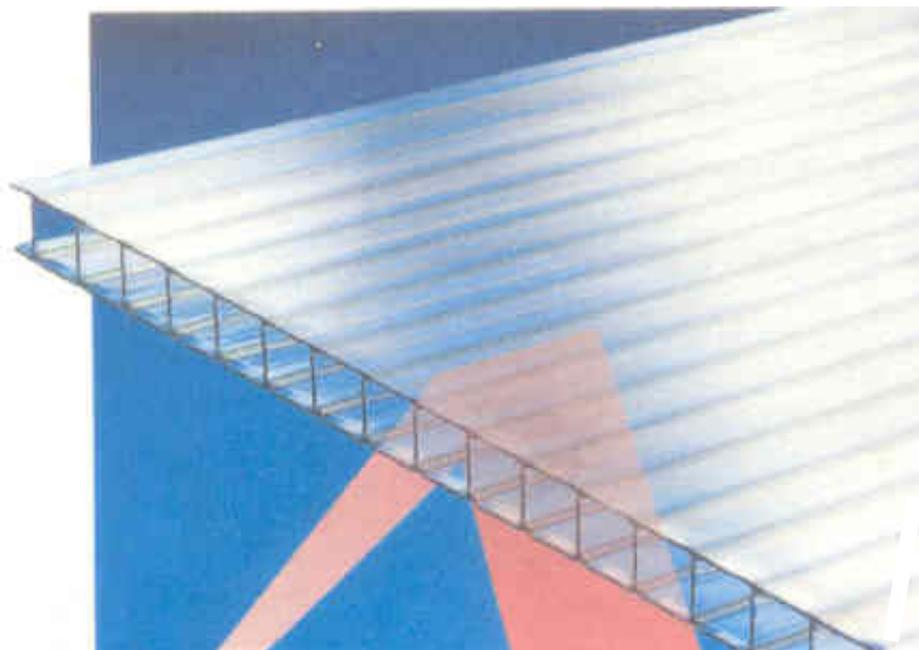


Figura 3.18 - Placas Lexan® Thermoclear® da General Electric Plastics.

Tabela 3.8 - Propriedades Térmicas das placas Lexan® Thermoclear®

Propriedades Térmicas		
Propriedade	Unidade	Valor
Condutividade térmica entre faces	W/(m.K)	0,225
Calor específico á 40°C	J/(kg.K)	4,58
Temperatura máxima de serviço	°C	115

O ar quente e carregado de fiapos passa entre as placas reduzindo substancialmente o problema de entupimento, e o ar ambiente (ar limpo) é succionado pelo ventilador, passando através das aletas. A Figura 3.19 apresenta a configuração de montagem das placas. Uma das vantagens da utilização deste tipo de trocador são justamente as áreas de transferência de calor tanto do fluido quente, quanto do frio. Em comparação ao trocador tubo aletado, para as mesmas dimensões de volume, o trocador de policarbonato possui do lado do fluido quente, quase o dobro de área de troca térmica, Tabela 3.19.

Uma estrutura de cantoneiras em metal foi construída para sustentar as placas e fixar o trocador na secadora. A Figura 3.20 apresenta a montagem final do trocador.

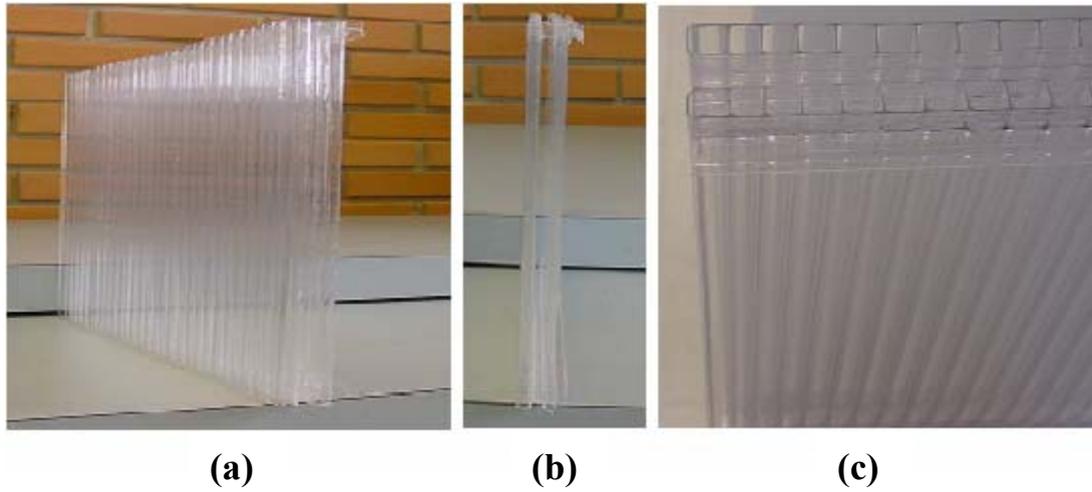


Figura 3.19 - Configuração de montagem. (a) Montagem paralela das placas. (b) canal formado entre as placas, onde escoa o ar carregado de fiapos. (c) colméia de aletas onde escoa o ar limpo.



Figura 3.20 - Trocador de calor tipo placa-aleta em policarbonato.

Tabela 3.9 -Características do trocador de calor em policarbonato e comparação de áreas em relação ao tubo aletado.

Trocador em Policarbonato	Trocador Tubo Aletado
Número de placas: 33	-----
Dimensões da placa: 245x305mm	-----
Dimensão do canal da placa: 8mm	-----
Área de transferência para o fluido quente (lado das placas): 2,465 m ²	Área de transferência para o fluido quente (lado dos tubos): 1,35m ²
AMBOS OS TROCADORES POSSUEM AS MESMAS DIMENSÕES EXTERNAS	

3.9 Controle da Vazão de Ar

A vazão de ar é um parâmetro de fundamental importância para a precisão dos cálculos. Para garantir a mesma vazão de ar de antes das modificações na secadora, o motor do ventilador foi substituído por outro com o dobro da rotação máxima, e um inversor de frequência foi instalado. Para cada trocador o inversor foi manualmente regulado até que o anemômetro indicasse a mesma vazão média que antes das modificações. Devido a perda de carga pela instalação de ambos os trocadores, também foi medida a corrente elétrica na entrada geral da secadora e calculado a nova potência de consumo da máquina. A Figura 3.21 ilustra o inversor instalado.



Figura 3.21 - Inversor de Frequência.

3.10 Isolamento Térmico da Secadora

Baseado nas imagens térmicas que serão apresentadas no Capítulo 4 realizou-se o isolamento térmico das cinco paredes da secadora. Foram utilizadas placas planas de

poliuretano expandido de 50 mm de espessura e condutividade térmica de 0,32 W/(m. K). A escolha do poliuretano se deu pela futura intenção de isolamento térmico da secadora por injeção. A Figura 3.22 apresenta a secadora isolada termicamente.



Figura 3.22 - Isolamento da secadora.

3.10.1 Cálculo do Fluxo de Calor Após o Isolamento

O cálculo do novo fluxo de calor por unidade de área é útil na comparação entre a transferência de calor existente antes do isolamento térmico e depois do isolamento. Para isso foram instalados 15 termopares nas extremidades do isolante de poliuretano, tendo como objetivo a determinação da temperatura média de cada parede da secadora. Na extremidade oposta do isolamento onde se encontra a parede da secadora, utiliza-se a temperatura média de parede, fornecida pelas imagens térmicas apresentadas no capítulo 4.

A utilização da temperatura média fornecida pelas imagens térmicas é justificada mais adiante, quando discutirmos os resultados do isolamento térmico. A Figura 3.23 apresenta a instalação. O fluxo de calor é calculado pela equação de Fourier, onde X representa cada lado da secadora.

$$q''_{,X} = K_p \frac{\Delta T}{L} \quad (3.46)$$

onde:

$q''_{,X}$ = fluxo de calor através do isolamento em cada lado da secadora [W/m²]

K_p = condutividade térmica do poliuretano [W/(m.K)]

ΔT = [T_w-T] diferença de temperatura entre as extremidades do isolante [K]

L = espessura do isolante [m]

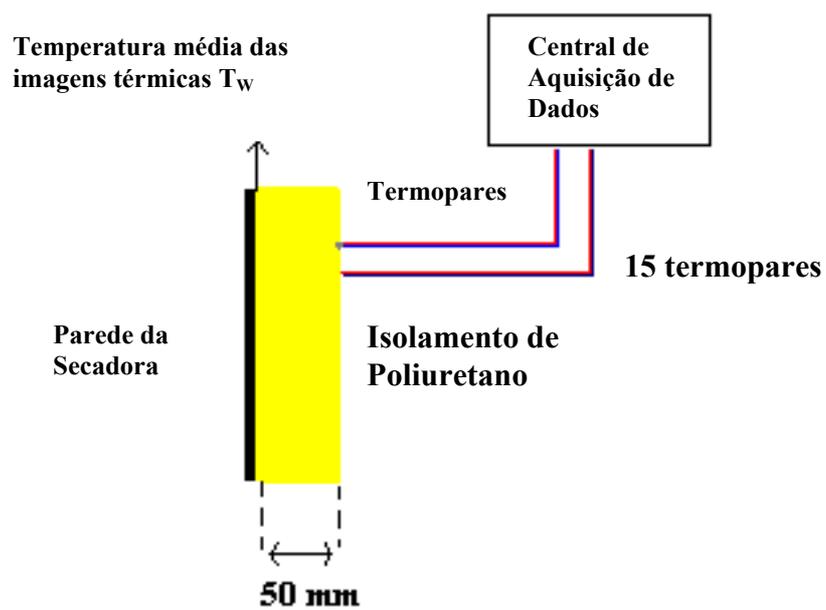


Figura 3.23 - Esquema de instalação dos termopares na superfície exposta do isolamento.

Capítulo 4

Resultados e Discussões

4.1 Resultados dos Ensaios Antes das Modificações

Essa primeira fase dos experimentos tem por objetivo o levantamento experimental de parâmetros antes de qualquer modificação na secadora. Parâmetros como taxa de evaporação da água do tecido, eficiência de secagem, curvas de secagem e taxa específica de extração de umidade são analisados nesta primeira fase, assim como a influência das condições ambientais (temperatura e umidade relativa).

4.1.1 Taxa de Evaporação

O primeiro parâmetro analisado na secadora foi a taxa de evaporação da água do tecido. Para diferentes cargas de tecidos (5 kg e 12 kg) foram realizados diversos ensaios com configurações variadas de carga e de tecidos. Procurou-se fazer os ensaios sob condições ambientais próximas, devido a falta de um ambiente climatizado. Porém isto nem sempre foi possível o que torna mais difícil a análise. Nesta primeira fase os ensaios foram realizados conforme apresentado na Tabela 3.7. A Figura 4.1 observa-se a taxa de evaporação para cargas de 5 kg de algodão. O ensaio 1 foi realizado com umidade relativa do ambiente de 34% enquanto que no ensaio 2 com 55 %. Um menor valor da umidade absoluta no ar diminui sua pressão parcial aumentando o potencial evaporativo, o que mostra que a taxa de evaporação é substancialmente influenciada pela umidade ambiente. Uma vez que para não danificarmos os tecidos, a temperatura do ar secante deve ser limitada, deve-se então manter a quantidade de umidade do ar ambiente tão baixa quanto possível.

As flutuações na taxa de evaporação da Figura 4.1 são explicadas pelo rápido esfriamento do ar saturado na saída do tambor de secagem onde está instalado o termômetro de bulbo úmido, além de variações inerentes à incerteza de medição do termopar, visto que o cálculo da umidade é bastante sensível à temperatura.

A Figura 4.2 representa a taxa de evaporação obtidas para os ensaios 5 e 6. Para a carga de 12 kg, a taxa de evaporação atingiu valores substancialmente maiores que para a carga de 5 Kg o que indica que há uma relação entre a área da roupas a serem secas e a taxa de secagem para as mesmas temperaturas e vazão de ar. Outra observação importante diz respeito às diferenças de temperatura e umidade de ambos os ensaios. Para o ensaio 6 a temperatura ambiente foi mais alta e a umidade relativa mais baixa do que no ensaio 5, o que causou uma diferença de 12 % no tempo de secagem devido à maior velocidade na evaporação da água do tecido, Figura 4.3.

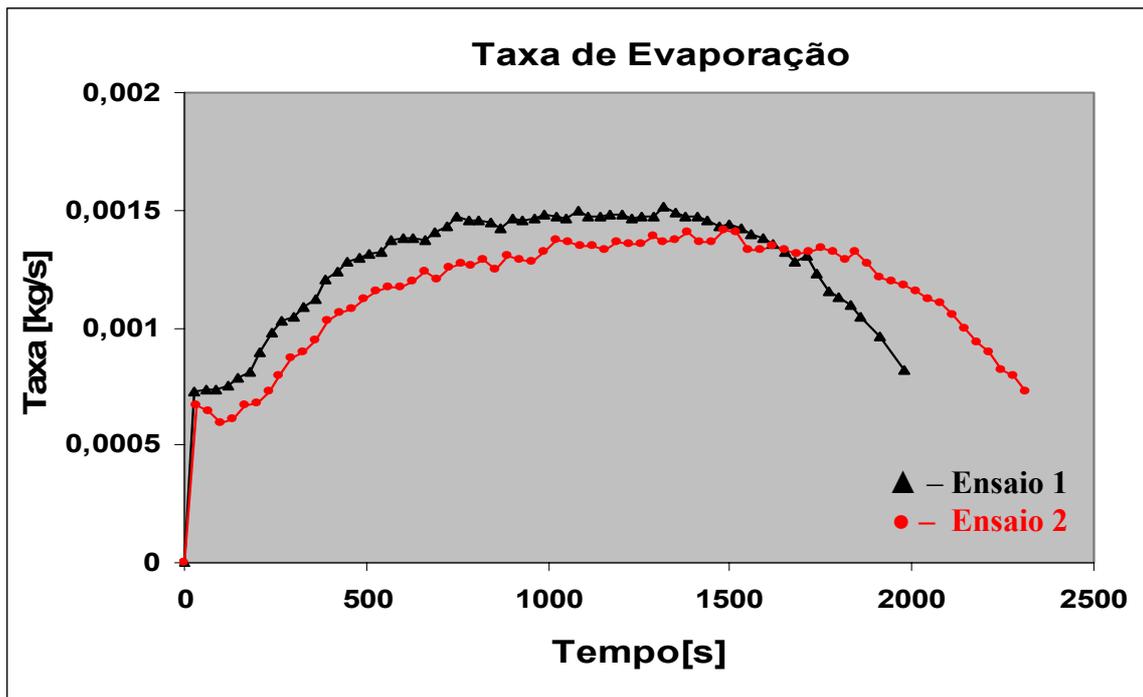


Figura 4.1 - Influência da Umidade Relativa na taxa de evaporação da água dos tecidos. Carga de 5kg de algodão tipo lençol. Ensaios 1 e 2.

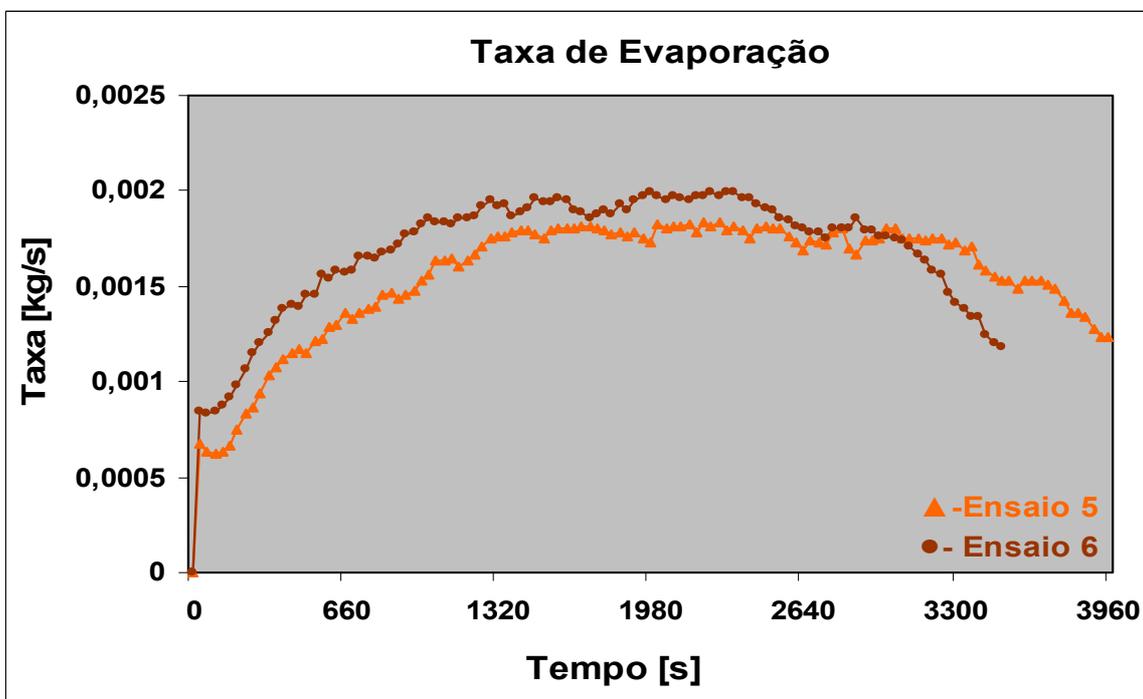


Figura 4.2 - Influência da Umidade Relativa na taxa de evaporação para carga de 12 kg de algodão.

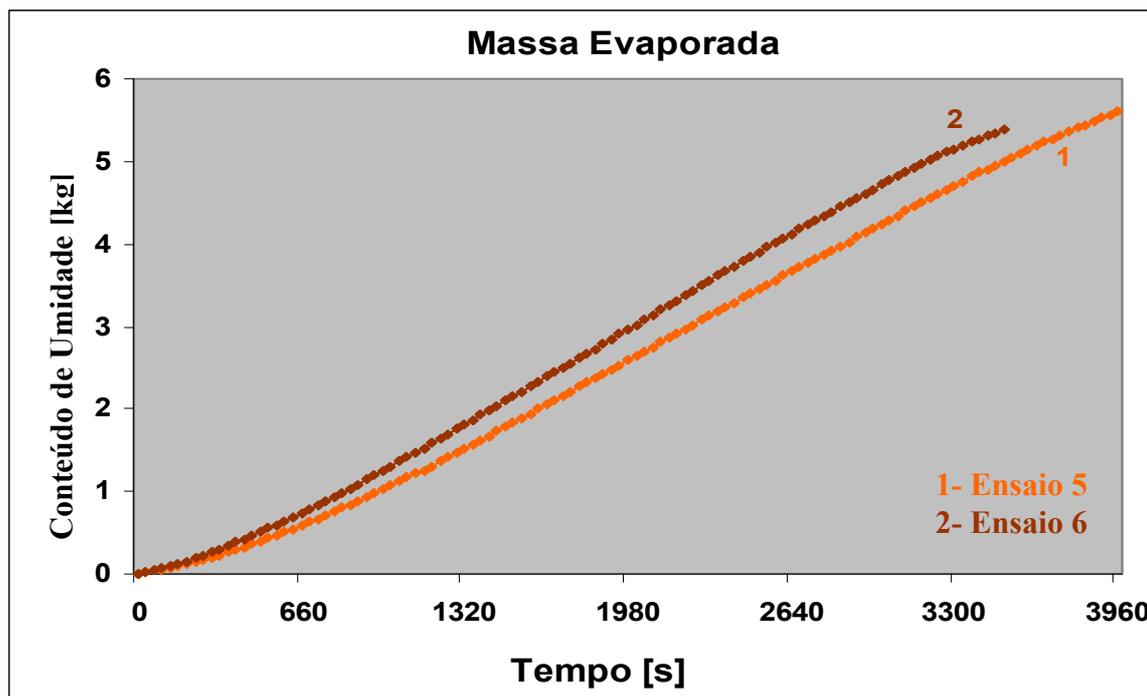


Figura 4.3 - Massa Evaporada nos ensaio 5 e 6 em função do tempo.

4.1.2 Eficiência de Secagem

A diferenças entre as umidades absolutas na entrada e na saída do tambor de secagem servem para o cálculo da eficiência de secagem. A Equação 2.24 utilizada por Conde, permite calcular a eficiência no processo de secagem. Nos ensaios 1 e 2, ver Tabela 3.7, a temperatura ambiente pode ser considerada a mesma, permitindo analisar a influência da umidade relativa na eficiência de secagem, Figura 4.4. Os valores obtidos indicam, mais uma vez, que a uma acentuada influência da umidade ambiente. Para o ensaio 1 a umidade relativa ambiente é substancialmente mais baixa, o que resulta em uma queda mais acentuada da eficiência de secagem em relação ao ensaio 2. Porém a variação da temperatura do ar ambiente altera o valor da taxa de evaporação no tambor, aumentando ou diminuindo a eficiência de secagem.

A Figura 4.5 mostra que a eficiência de secagem aumenta com a quantidade de tecido no tambor. Para a carga de 12 kg, a eficiência de secagem é maior do que para a carga de 5 kg, indicando que o volume do tambor constitui um parâmetro importante para otimização da secadora quando consideramos o volume por quilo de tecido.

Outro fator importante diz respeito à eficiência de secagem para tecidos diferentes. Na Figura 4.5 observa-se que a eficiência de secagem do tecido jeans é reduzida em função da baixa capacidade da água de migrar por capilaridade do interior do tecido para superfície. Isto aumenta o tempo de secagem e a energia específica de consumo da secadora, aumentando também as perdas de energia devido ao maior aquecimento da secadora, ver Figura 4.6. Observou-se um acréscimo de cerca de 7% na temperatura do ar de saída do tambor, quando em regime permanente para secagem do jeans. Já no estágio final da secagem, a quantidade de umidade nos tecidos é baixa, o que tende a aumentar a temperatura do tecido.

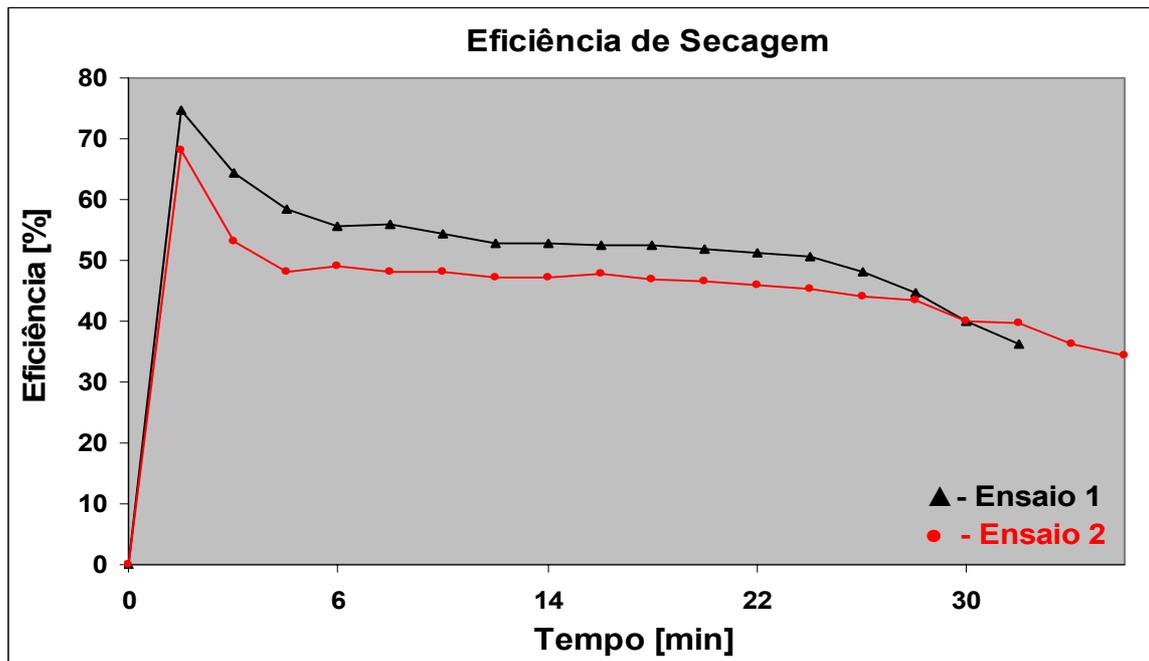


Figura 4.4- Eficiência de secagem para os ensaios 1 e 2 da Tabela 3.7.

Em tecidos onde a capacidade de migração da água é limitada, o tempo de secagem é bastante superior, o que leva o tecido a atingir temperaturas próximas da temperatura de deterioração, especialmente no final da secagem. No tecido jeans, observou-se no final da secagem, um aumento de 15 % na temperatura de saída do tambor em relação à mesma carga de algodão, ver Figura 4.6.

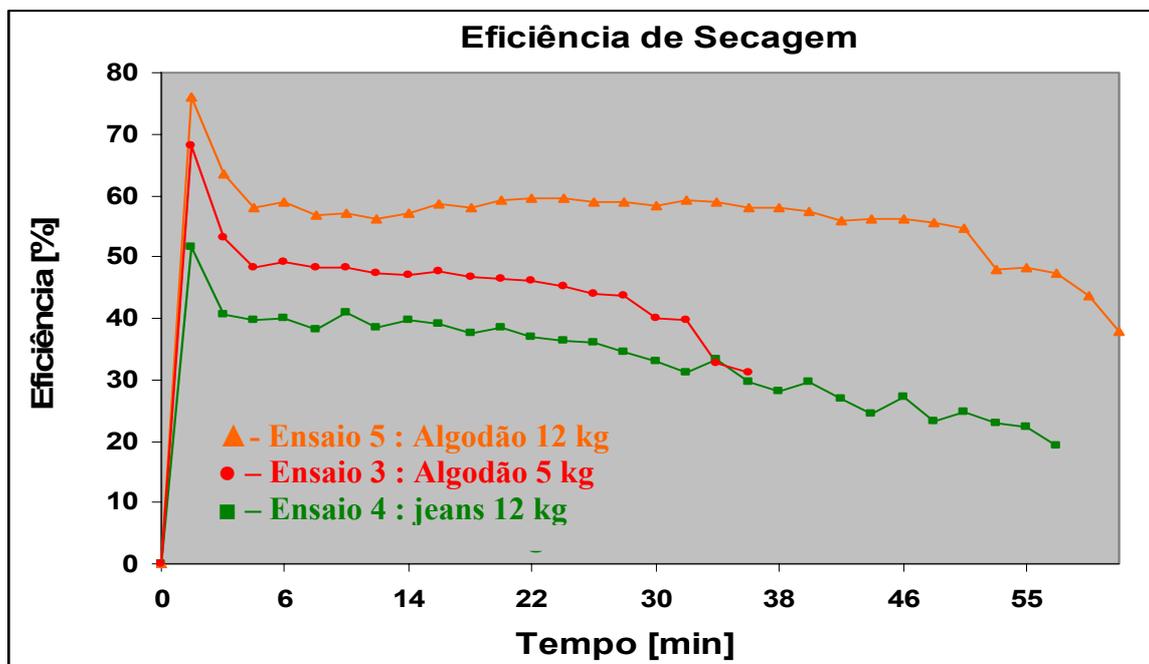


Figura 4.5 - Eficiência de secagem para diferentes tecidos. Ensaios 2, 4 e 5 da Tabela 3.7.

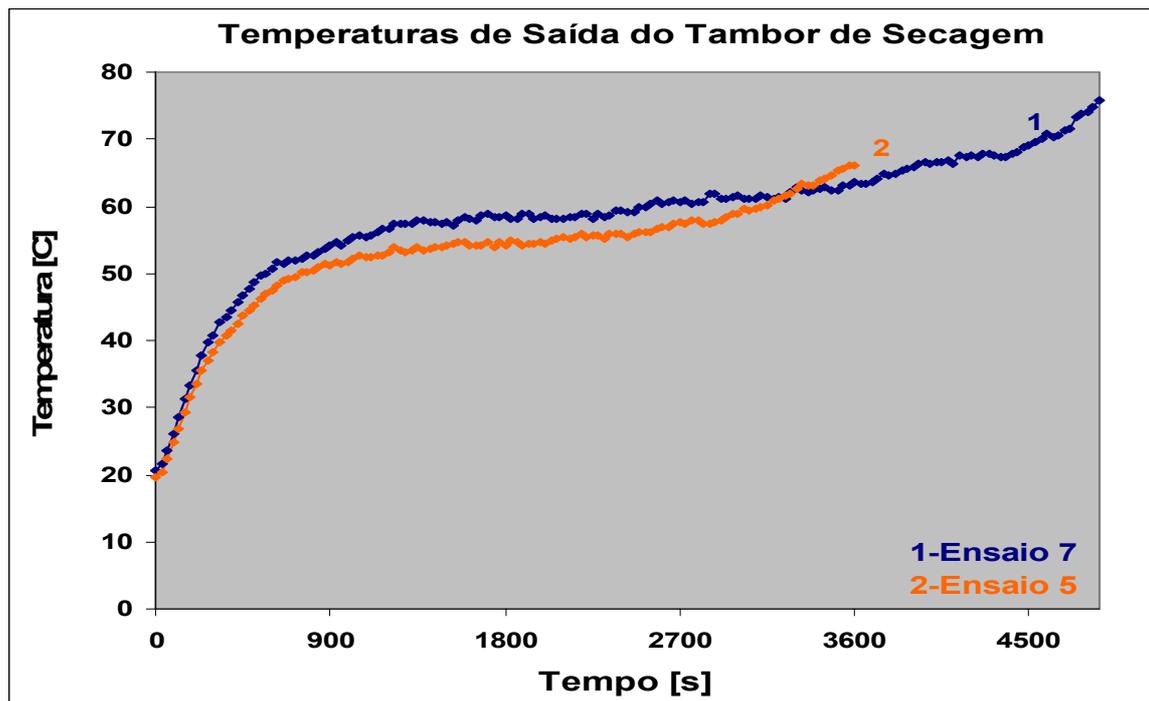


Figura 4.6 - Temperaturas de saída para diferentes tecidos (ensaios 5 e 7 da Tabela 3.7). Ambos os ensaios foram realizados na mesma temperatura ambiente. Ensaio 5: carga de 12 kg de algodão. Ensaio 7 : carga de 12 kg de jeans.

4.1.3 Taxa Específica de Extração de Umidade – MER

A Equação 2.22 define a taxa específica de extração de umidade (MER). A Figura 4.7 apresenta o MER dos ensaios 1 e 2 da Tabela 3.7. No ensaio 1 a umidade relativa é de 34% e no ensaio 2 de 55%. Os ensaios são realizados considerando que a temperatura ambiente é praticamente a mesma (diferença próxima a 0,1K). Pode-se concluir que quanto mais seco o ar menor será a quantidade de energia gasta por kg de água evaporada e maior será a eficiência da secadora.

A taxa MER obtida para uma carga de 12 kg é apresentada na Figura 4.8. O tempo de secagem aumenta devido a maior quantidade de roupas no tambor de secagem, mas em relação a cargas de 5 kg, a taxa MER diminui, indicando uma melhor eficiência da secadora para maiores cargas. Isto é explicado pelas taxas de evaporação das cargas de 12 kg. As Figuras 4.1 e 4.2 mostram que elas são substancialmente mais altas que para as cargas de 5 kg.

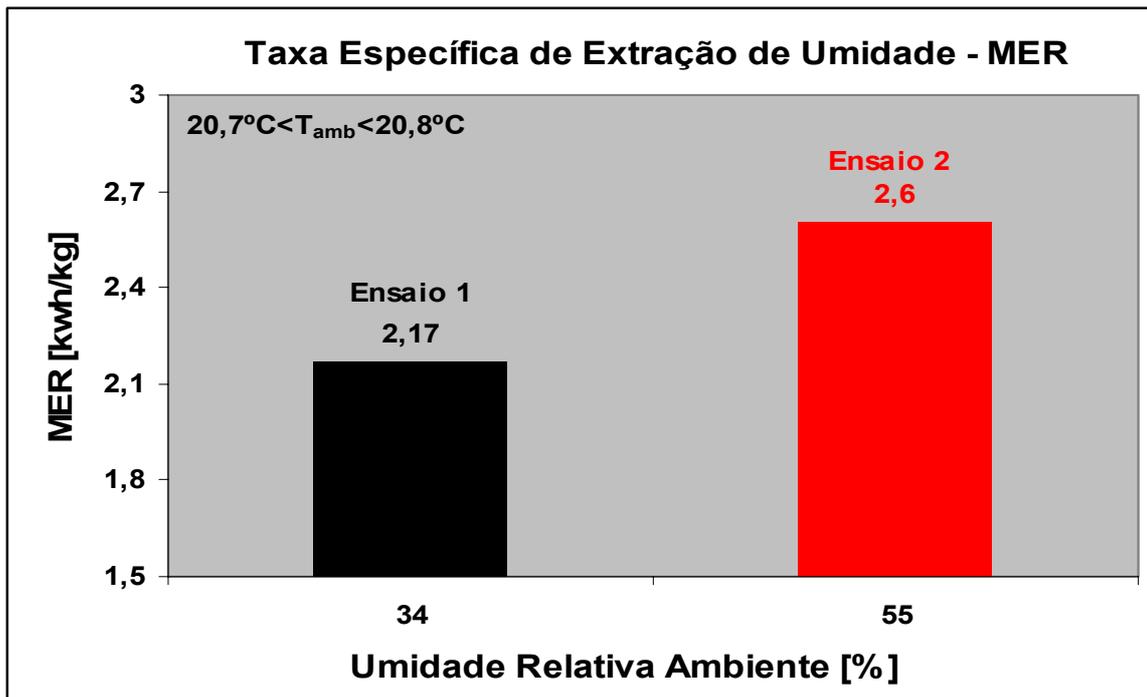


Figura 4.7 – Influência da Umidade Relativa na Taxa Específica de Extração de Umidade – MER

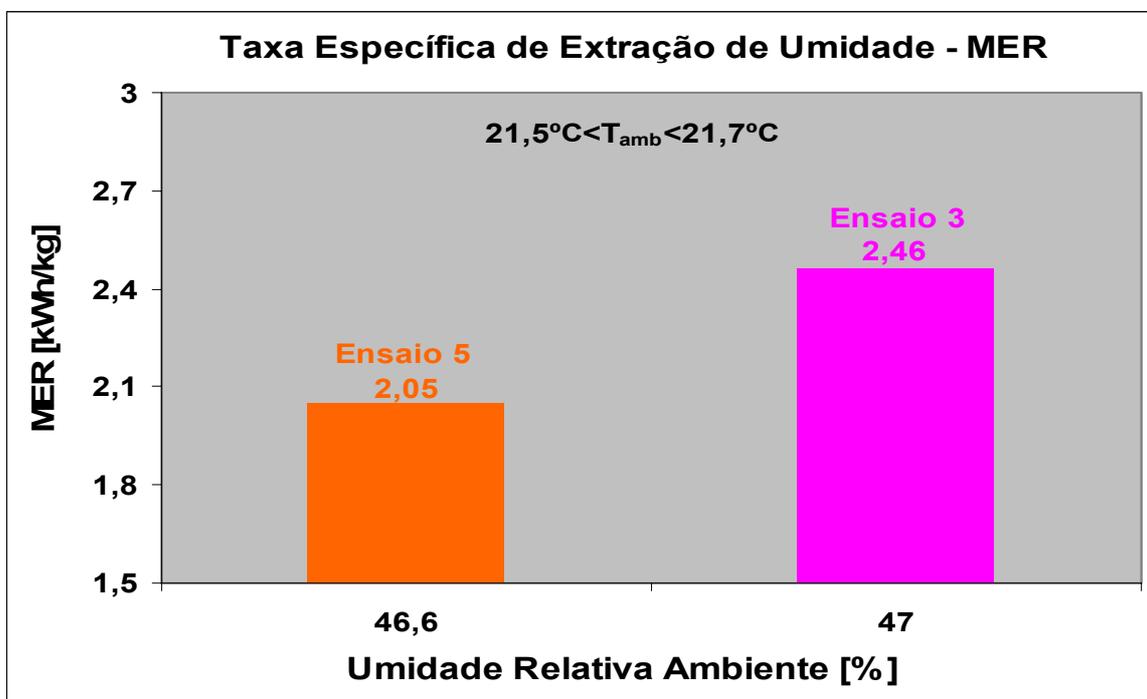


Figura 4.8 - Influência da Massa da Carga na Taxa Específica de Extração de Umidade – MER. Ensaio 3 carga de 12 kg de algodão. Ensaio 5 carga de 5 kg do mesmo algodão.

Outro fator importante é a análise da taxa MER para tecidos diferentes. A Figura 4.9 mostra o MER para secagem do algodão, poliéster e jeans. Os valores obtidos são respectivamente 2,05, 2,06 2,43 kWh/kg de água removida. Para o poliéster a quantidade de água a ser removida do tecido é de 2 kg contra 2,5 kg do algodão. Isto indica que o poliéster possui baixa capacidade de absorção e de evaporação de água, em relação ao jeans. Já o jeans evapora 6,1 kg de água em um tempo de secagem de 1,45 horas, indicando mais uma vez a baixa capacidade de evaporação do tecido jeans. O algodão utilizado na secagem mostrou-se mais econômico, o que representa um ponto positivo já que a maioria das roupas possui parcela elevada de algodão. Porém os experimentos demonstraram que a quantidade de fiapos acumulada na caixa coletora é maior para o algodão do que para o jeans e o poliéster, o que diminui a vazão de ar aumentando a temperatura no tambor de secagem. Se a devida limpeza for negligenciada a temperatura dos tecidos pode atingir condições críticas, causando encolhimento ou mesmo danos, além de aumentar a pressão do ar secante dentro do tambor, diminuindo o potencial de secagem do tecido.

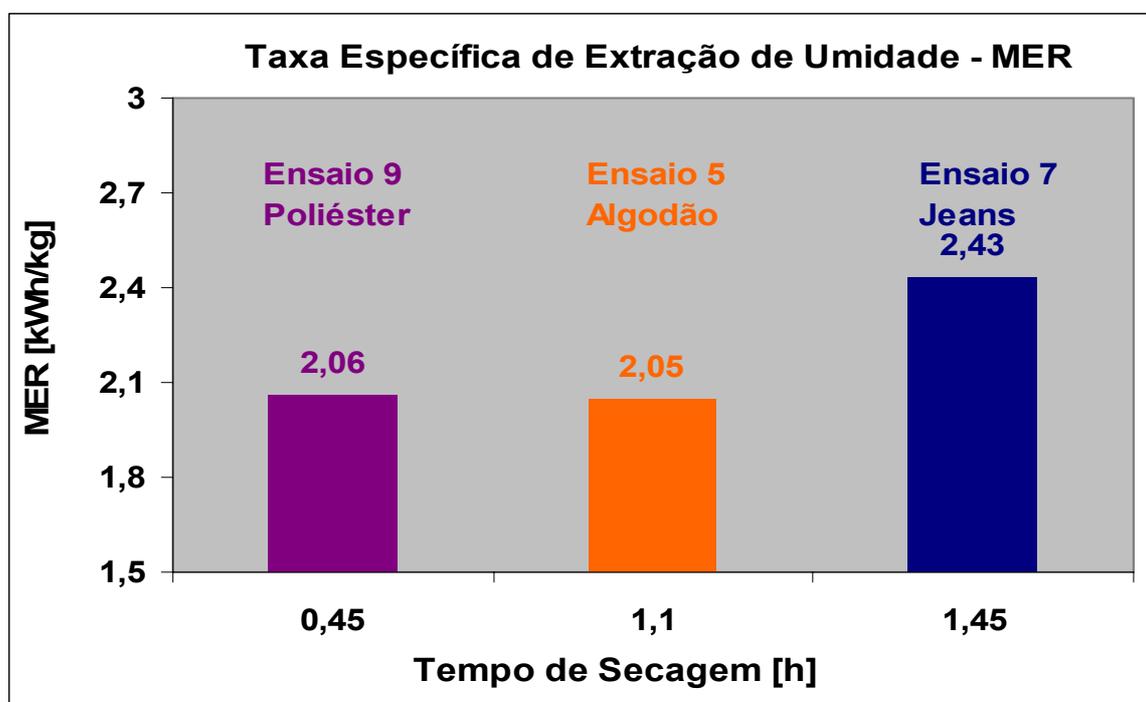


Figura 4.9 - Influência do Tipo de Tecido na Taxa Específica de Extração de Umidade – MER. Ensaios com algodão, poliéster e jeans. Carga de 12 kg.

4.1.4 Curvas de Secagem

Para os três tipos de tecidos em duas configurações de carga, foram feitas curvas de secagem sob condições diversas de temperatura e umidade ambiente. O objetivo é obter curvas que possam ser utilizadas em ciclos de programação de secagem. A Tabela 4.1 ilustra o método utilizado para obtenção de uma curva de secagem através de uma pequena amostra. O conteúdo de umidade M_p é calculado pela Equação 3.5.

Tabela 4.1 - Dados do Ensaio 1. Variação da massa da amostra durante a secagem.

ENSAIO 1			
Tecido: Algodão-Tipo Lençol			
Temperatura Ambiente: 20,7 °C		U. Relativa Ambiente: 34%	
Carga seca: 5000g	Carga torcida: 7500 g	Peso total da carga após a secagem: 4994,1 g	
Secagem da Amostra			
Tempo[min]	Ww[g]	Wd[g]	Mp[kgw/kgms]
0	200	126,05	0,586672
5	191,8	126,05	0,521618
10	181,5	126,05	0,439905
15	169,3	126,05	0,343118
20	159,6	126,05	0,266164
25	146,8	126,05	0,164617
30	138,9	126,05	0,101944
32	133,5	126,05	0,055137

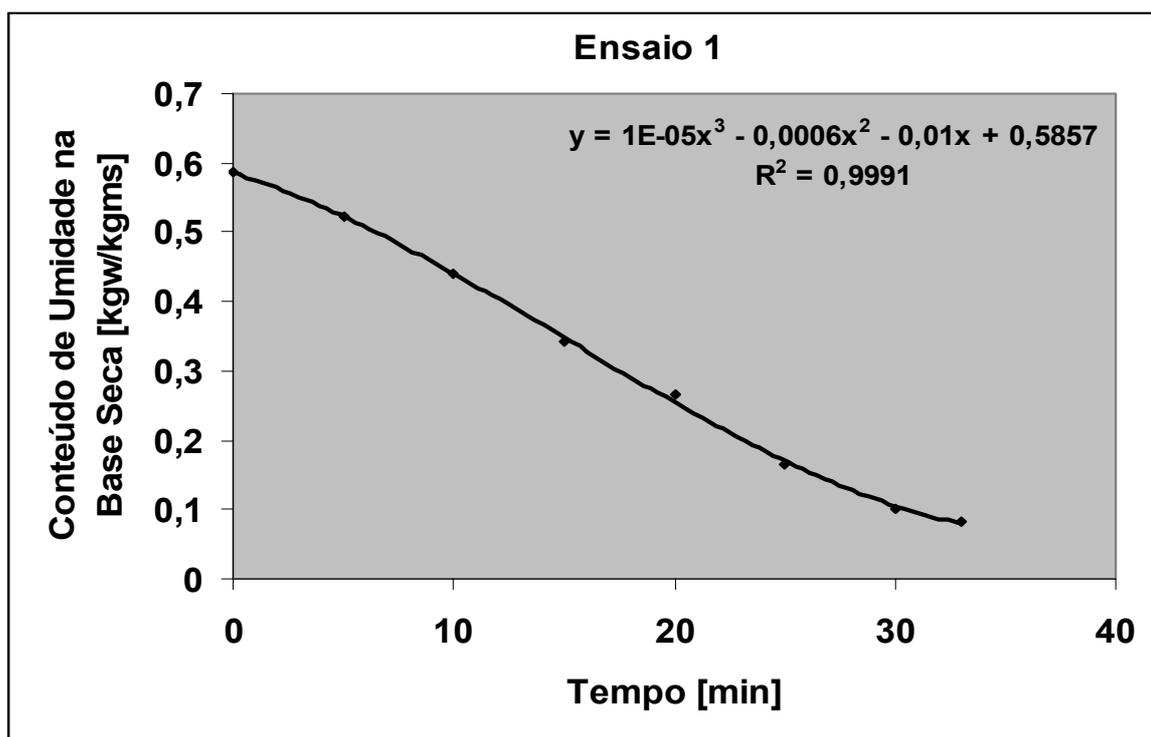
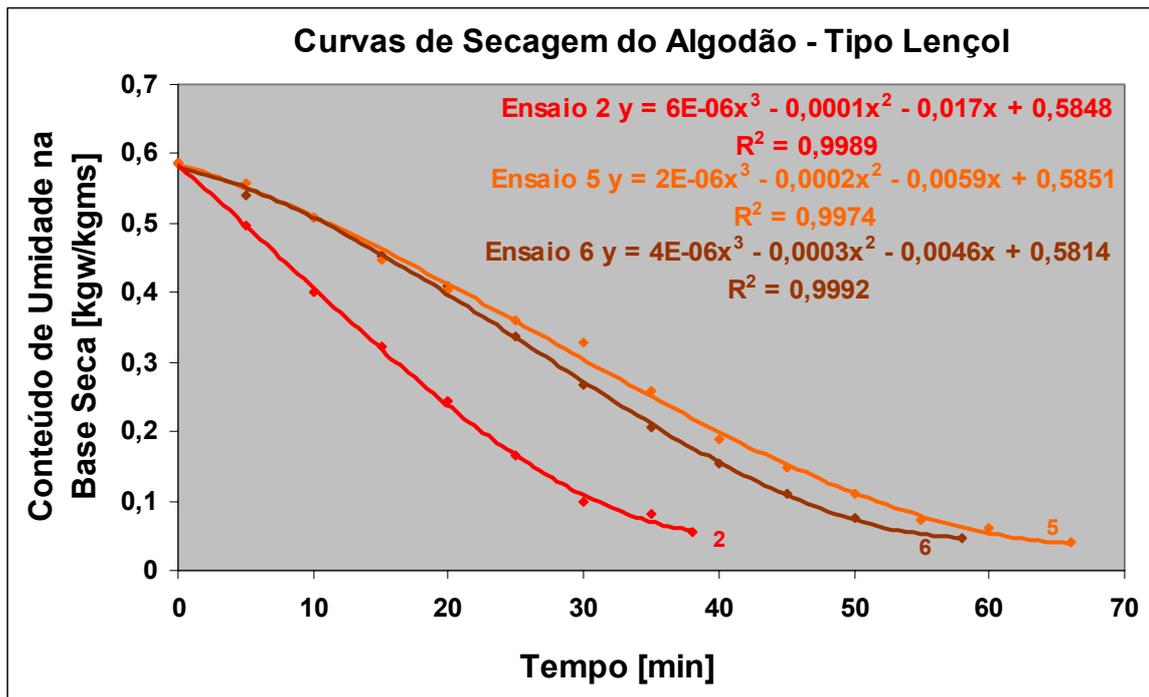


Figura 4.10 - Curva de secagem do ensaio 1. Secagem do algodão. Carga de 5 kg.

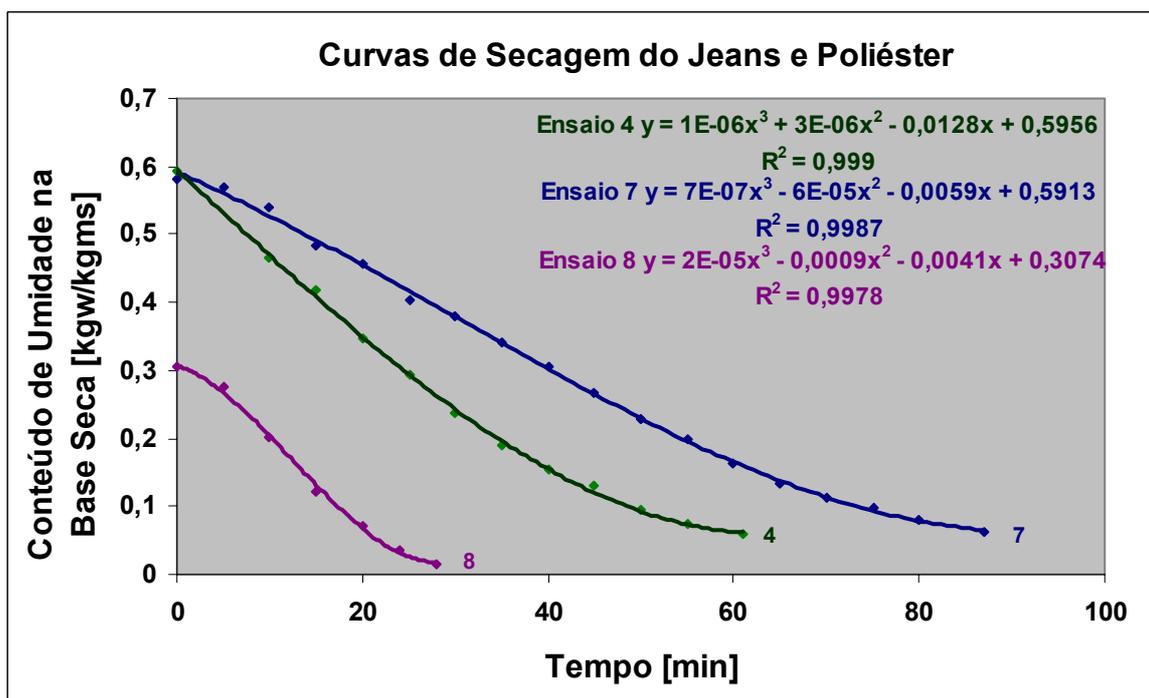
Os demais ensaios para secagem dos três tipos de tecidos estão representados na Tabela 4.2, e relacionados na Figura 4.11.

Tabela 4.2- Dados dos ensaios 1 a 9. Cargas de 5 e 12 kg para os três tipos de tecidos. Ensaios realizados antes das modificações.

	Número do Ensaio	Temp. Ambiente [°C]	Umidade Relativa Ambiente [%]	Carga Seca [g]	Carga Torcida [g]	Peso da Carga Após Secar [g]	Peso calculado [g]	Tempo de secagem [min]
Algodão Tipo lençol- carga: 5kg	Ensaio 1	20,7	34	5000	7500	4994,1	4996,1	32
	Ensaio 2	20,8	55	5000	7500	5004,1	49998,3	38
	Ensaio 3	21,5	47	5000	7500	4992,1	4997,1	36
Algodão Tipo jeans- carga: 5kg	Ensaio 4	21.5	61	5000	7500	4991,4	4990,0	61
Algodão Tipo lençol- carga: 12kg	Ensaio 5	21,7	46,6	12000	17500	11977,4	11949,4	66
	Ensaio 6	24,1	34,5	12000	17500	12003,5	12022,7	58
Algodão Tipo Jeans- carga: 12 kg	Ensaio 7	22	55	12000	18100	12011,1	11996,1	87
Poliéster 100%- carga :12kg	Ensaio 8	24	61.2	12000	14000	12014,7	11985,3	27
	Ensaio 9	21,6	55,5	12000	14000	12010,0	12004,5	27



(a)



(b)

Figura 4.11 -Curvas de secagem para algumas configurações da Tabela 4.2. (a) algodão. (b) jeans e poliéster

4.1.5 Ensaio com Vazões Variadas Antes das Modificações

Com a finalidade de investigarmos a influência da vazão de ar na secagem, um inversor de frequência foi instalado e o motor do ventilador foi substituído. Para uma organização dos resultados a Tabela 4.3 apresenta a condição ambiente de ensaio, o aumento ou diminuição da potência da secadora devido ao ventilador e o tempo de secagem. Na Figura 4.12 apresenta-se a taxa de evaporação para três vazões diferentes: o dobro da vazão original, a vazão original e 75% da vazão original. Para o ensaio com o dobro da vazão, a taxa de evaporação atingiu em regime permanente valores em torno a 9 % maiores que a vazão original, o que diminuiu o tempo de secagem em cerca de 10 %. Porém o aumento da velocidade do ar causou no início da secagem, uma diminuição na taxa de evaporação, devido a mais baixa temperatura do ar secante, Figura 4.13. Apesar do aumento de consumo da secadora em 492 W (potência de consumo original de consumo da secadora é de 10,2 kW), a taxa específica de extração de umidade diminuiu de 2,6 para 2,43 kWh/kg, Figura 4.14. Uma outra observação importante está nas temperaturas para esta vazão. Elas foram bem mais baixas, Figura 4.13, o que certamente reduz as perdas de calor em função de um menor aquecimento da secadora. Entretanto para o equipamento testado há um aumento considerável no ruído causado pelo motor ao impormos o dobro de vazão, o que causa desconforto na utilização da secadora.

No ensaio 11 onde as condições ambiente de temperatura e umidade relativa são de 21,2°C e 56,5% respectivamente, ver Tabela 4.3, a vazão foi reduzida em 25% com a utilização do inversor de frequência. Para esta vazão a potência de ventilação foi reduzida em 91 W. Entretanto como é observado na Figura 4.12 a taxa de evaporação sofreu redução em quase todo o período, tendo um leve aumento no final da secagem.

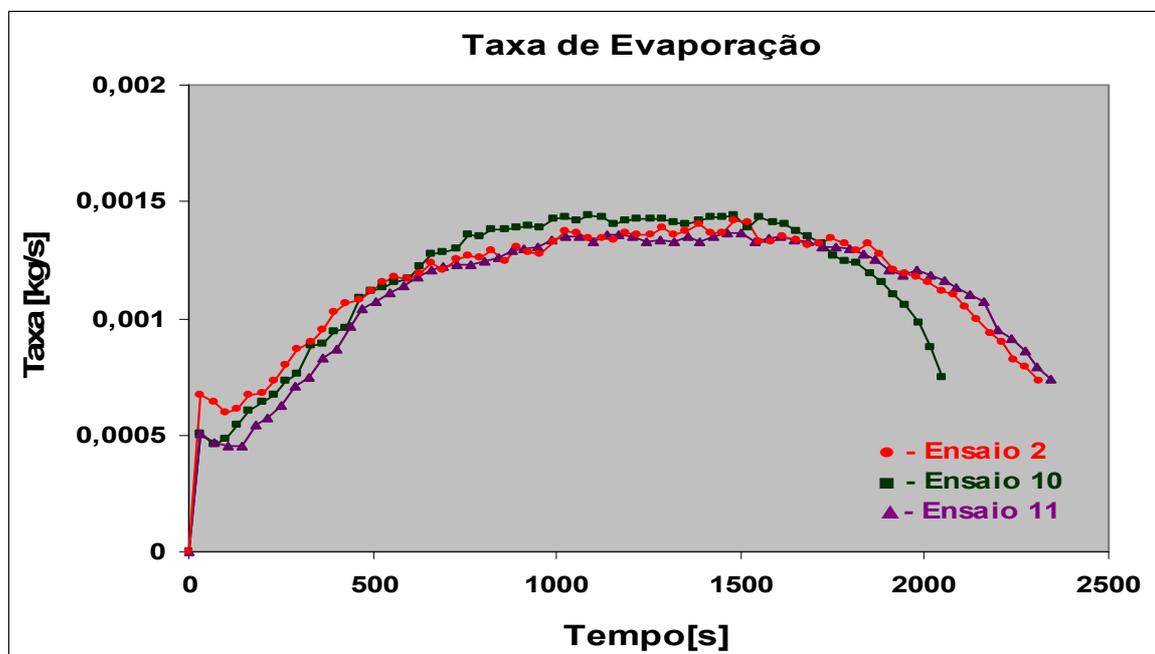


Figura 4.12 - Taxa de evaporação para diferentes vazões (ensaio 2, 10 e 11). No ensaio 2 a vazão é a original, com média de $0,111 \text{ m}^3/\text{h}$. No ensaio 10 a vazão média é de $0,219 \text{ m}^3/\text{h}$ e no ensaio 11 de $0,0823 \text{ m}^3/\text{h}$.

Apesar desta vazão propiciar uma redução na potência do ventilador e conseqüentemente no consumo da secadora, a taxa específica de extração de umidade permaneceu praticamente estável, Figura 4.14. A grande desvantagem é o forte aumento da temperatura do ar secante especialmente no período final da secagem, Figura 4.13, o que pode danificar alguns tipos de tecidos.

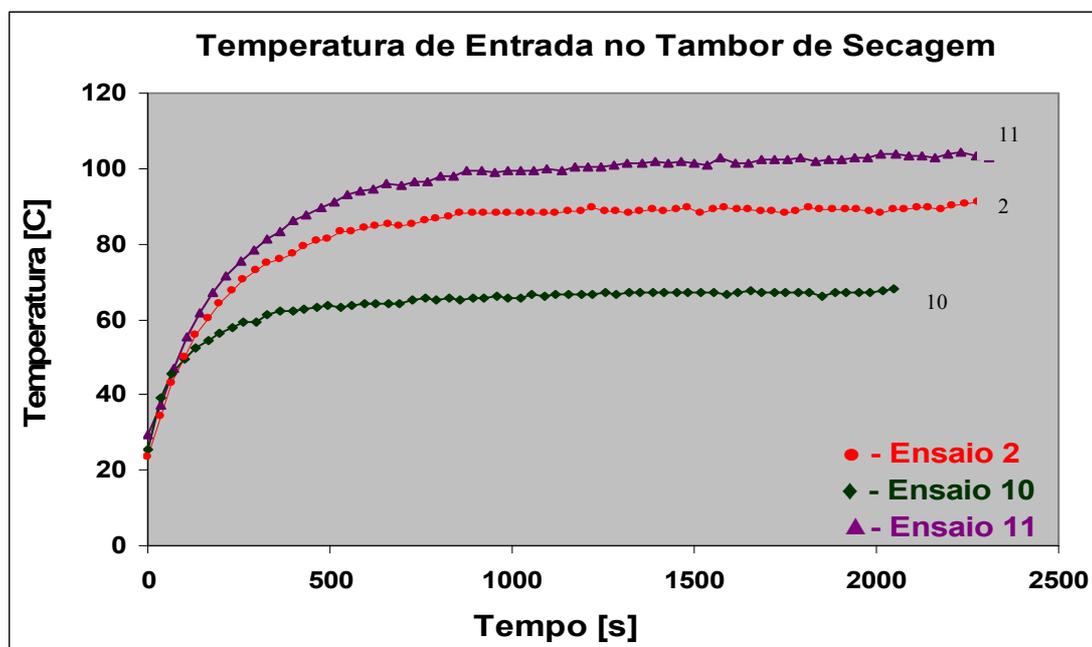


Figura 4.13-Temperatura do ar de entrada no tambor com diferentes vazões.

Tabela 4.3 - Condições de ensaio para diferentes vazões.

	Número do Ensaio	VAZÃO	Umidade Relativa Ambiente	Temp. Ambiente	Variação de consumo	Peso da Carga Após Secar	Peso calculado	Tempo de secagem
			[%]	[°C]	[W]	[g]	[g]	[min]
Algodão Tipo lençol-carga: 5kg	Ens. 10	2 vezes a vazão original	57,1	21	+ 492	5008,6	4999,3	34
	Ens. 02	vazão original	55	20,8	0	5011,3	4999,7	38
	Ens. 11	0,75 vez. a vazão original	56,5	21,2	- 91	5009,4	4999,8	39

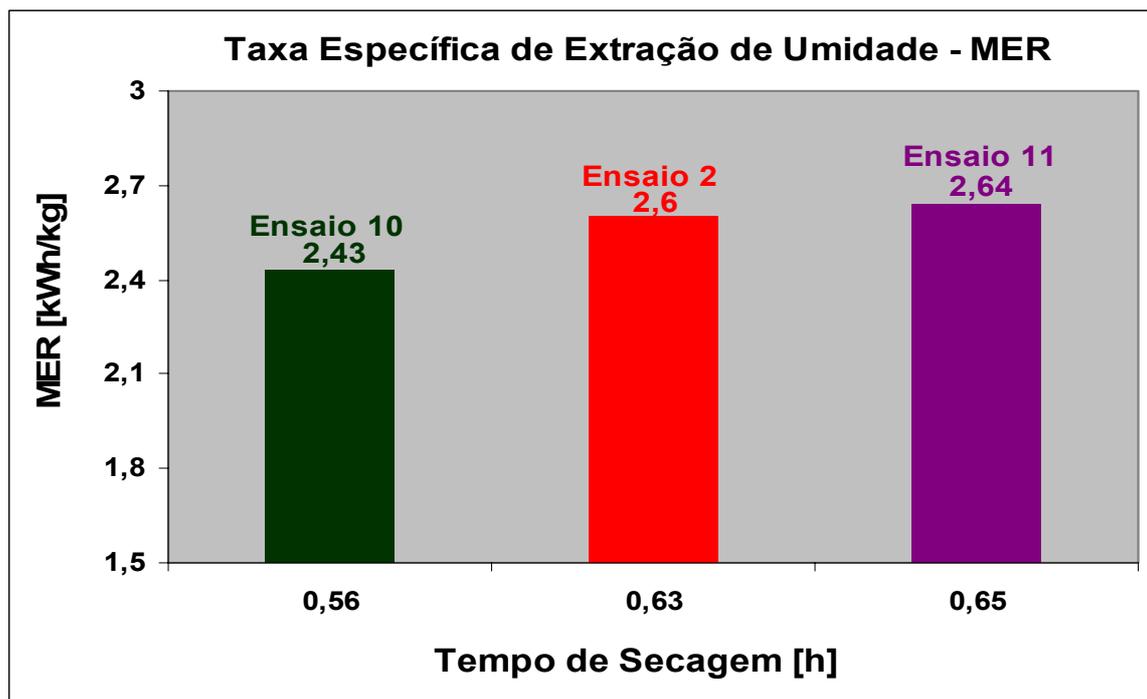


Figura 4.14 - Taxa Específica de Extração de Umidade para três vazões de ar diferentes. Ensaios 2,10 e 11.

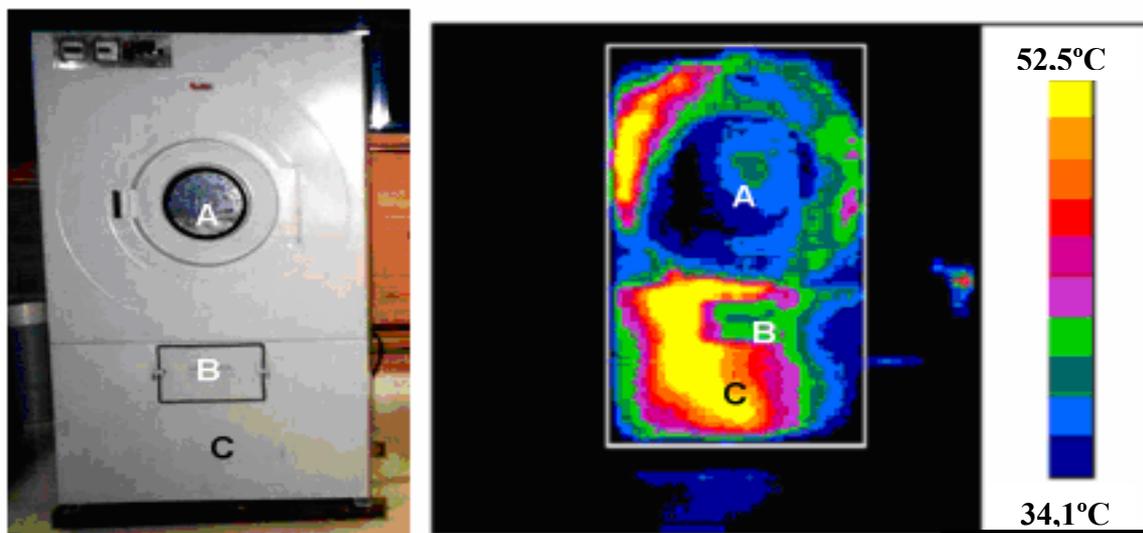
4.1.6 Imagens Térmicas e Determinação da Dissipação de Calor

O método de cálculo para a transferência de calor, assim como a metodologia experimental utilizada foi mostrada no item 3.6. A análise considera a transferência de calor por convecção e por radiação nos cinco lados da secadora. A temperatura média de parede fornecida pelo equipamento de filmagem é utilizada para obtenção das perdas de calor e a temperatura de filme necessária para o cálculo das propriedades do ar. O experimento é realizado sem nenhuma modificação na secadora.

A Figura 4.15 apresenta o aquecimento da área frontal. Toda a parede frontal foi selecionada pelo retângulo branco, onde o programa computacional do equipamento fornece a menor e maior temperatura dentro desta área, assim como a temperatura média de toda a parede. Na Figura 4.17, nota-se que na parte inferior esquerda do retângulo, a temperatura é mais elevada e conseqüentemente o fluxo de calor, em função do posicionamento dos resistores de aquecimento da secadora. Na parte superior esquerda do retângulo trata-se da entrada do ar quente no tambor de secagem. As formas dos gradientes térmicos na parede acompanham o caminho percorrido pelo ar dentro da secadora. O lado direito da área frontal está em contato com o ar que está saindo do tambor de secagem, onde a temperatura é menor.

A Figura 4.16 apresenta a dissipação de calor na parede frontal da secadora durante todo ciclo de secagem (60 minutos). O aumento acentuado da dissipação térmica tanto por radiação quanto por convecção acontece no final da secagem quando o tecido alcança a temperatura de bulbo seco do ar tentando atingir o equilíbrio com todo o sistema. Isto faz

com que todas as paredes aumentem sua temperatura, ver Figura 4.18, e conseqüentemente aumentando a dissipação de calor pelas paredes.



- A= Tambor de Secagem
 B= Caixa Coletora de Fiapos
 C= Saída do ar proveniente do Tambor de Secagem

Figura 4.15 - Imagem térmica da área frontal da secadora após a estabilização.

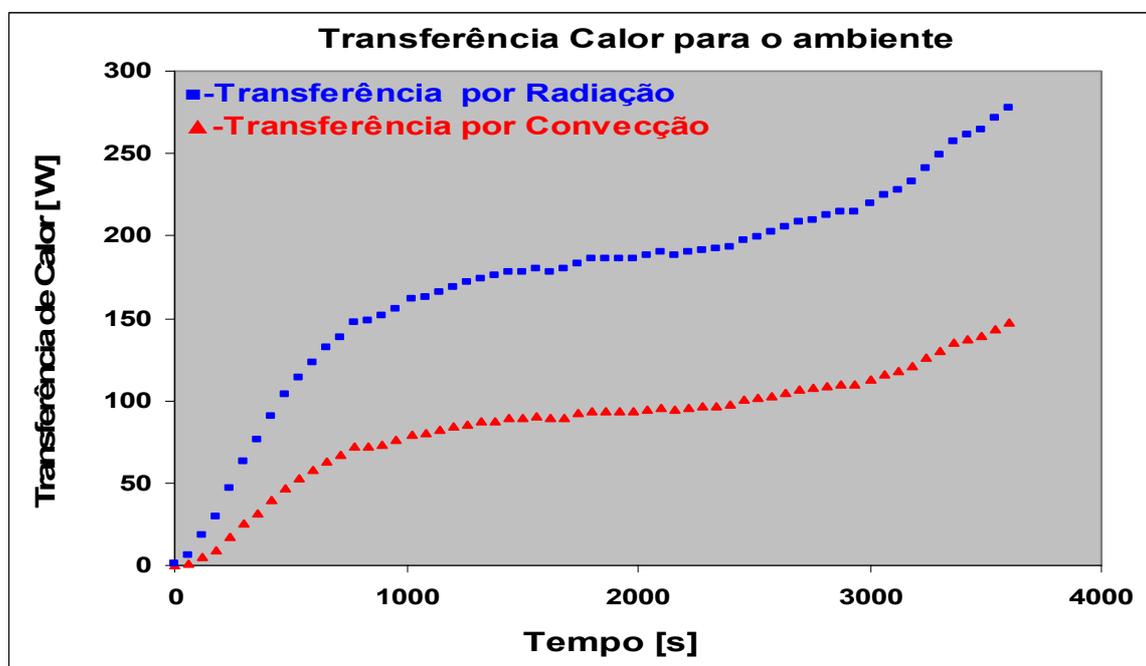


Figura 4.16 – Transferência de calor por radiação e por convecção na parede frontal da secadora.

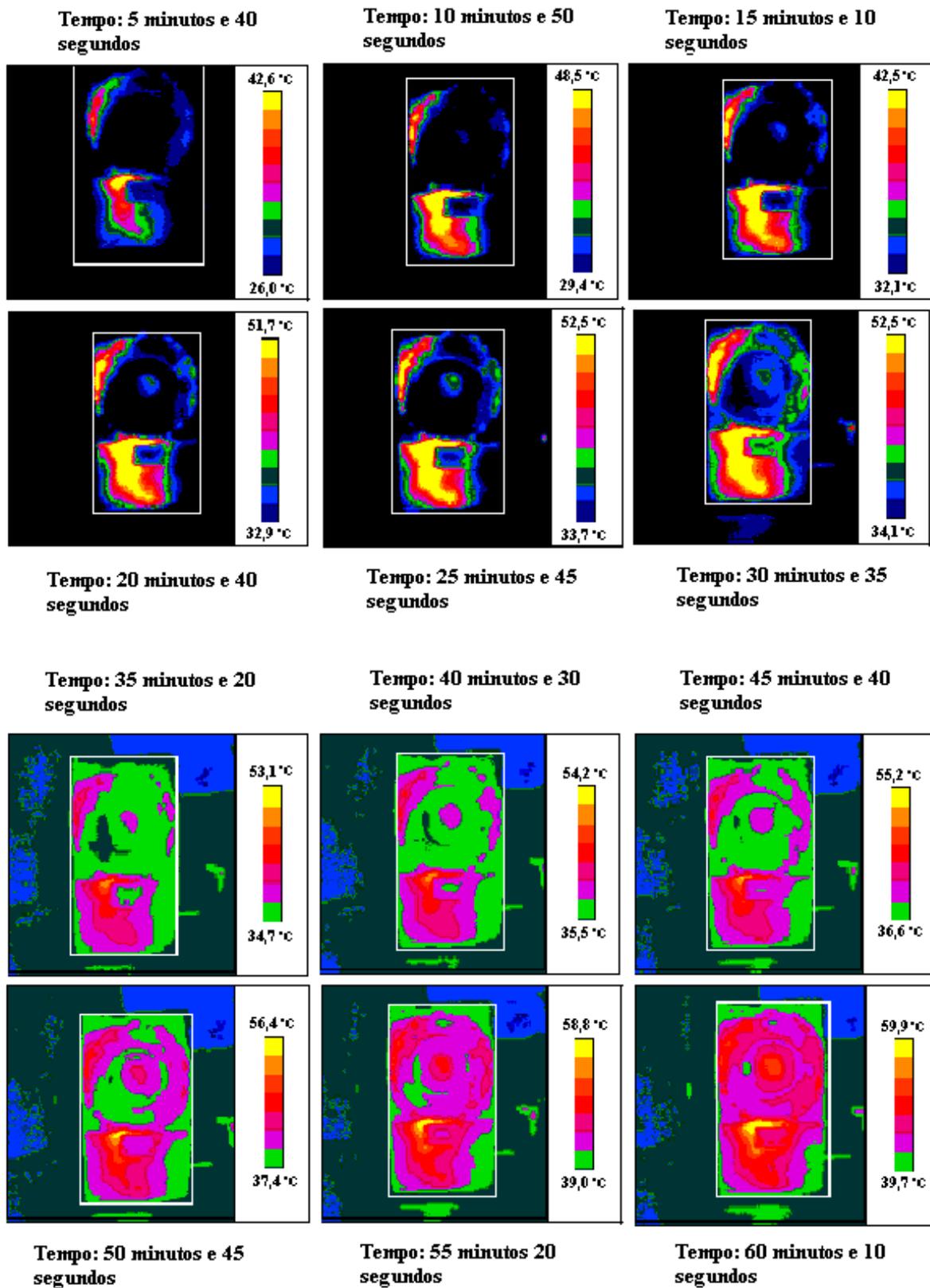


Figura 4.17 - Seqüência de imagens térmicas da área frontal da secadora. Após 35 minutos do início da secagem a sensibilidade da filmadora teve de ser alterada para corrigir o fim de escala.

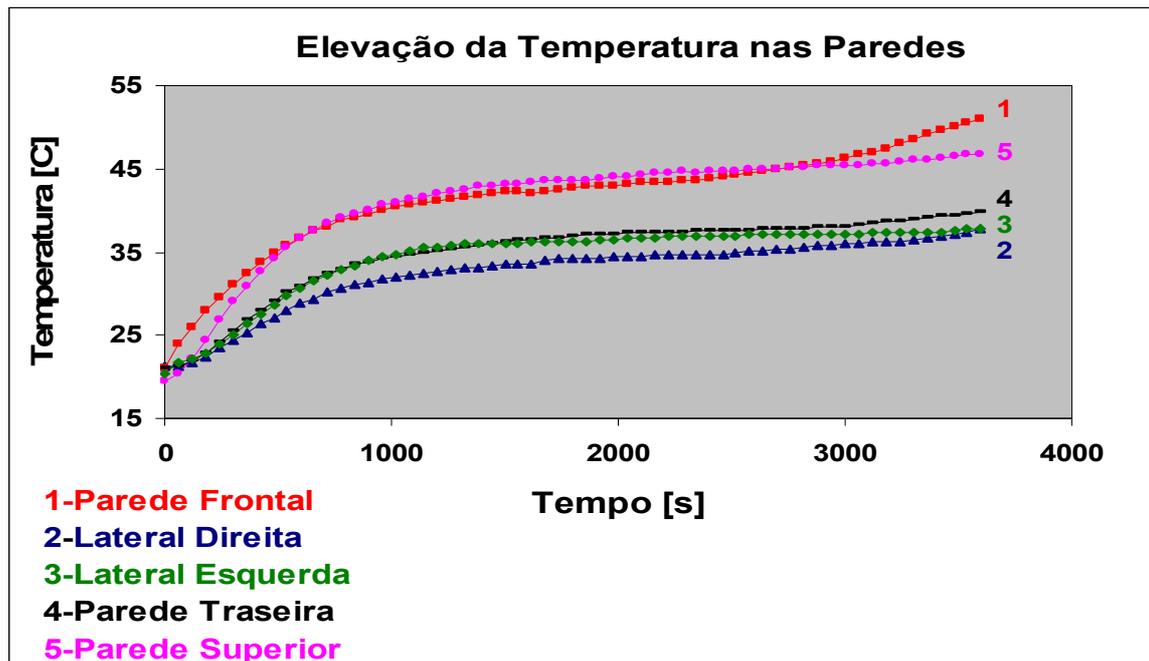


Figura 4.18- Temperatura das paredes externas da secadora.

A Figura 4.19 representa o aquecimento da lateral direita da secadora. O ar de saída do tambor de secagem, colide com a lateral direita. O aquecimento é maior justamente na parte inferior da parede, onde após o choque o ar é conduzido ao tubo de descarga. Porém este aquecimento é menor se comparada com a temperatura frontal devido a menor temperatura do ar de saída do tambor. A Figura 4.20 mostra uma seqüência de imagens térmicas da lateral direita da secadora para todo o período de secagem (60 minutos).

A transferência de calor por radiação e por convecção esta representada na Figura 4.21. O ar proveniente do tambor de secagem aumenta sua temperatura no final da secagem elevando as perdas de calor na lateral direita.

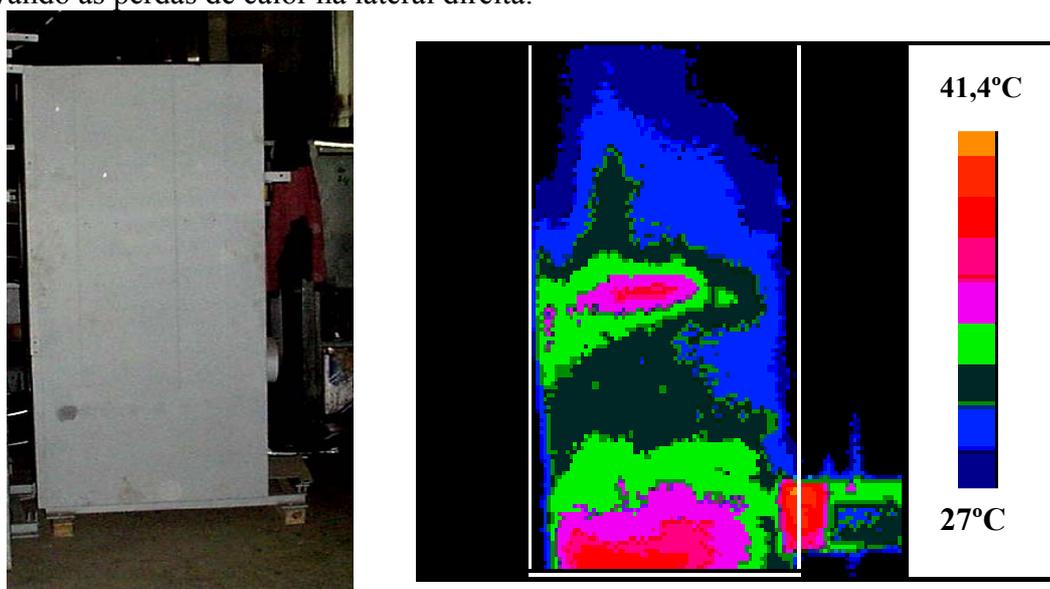


Figura 4.19 - Imagem térmica da lateral direita da secadora.

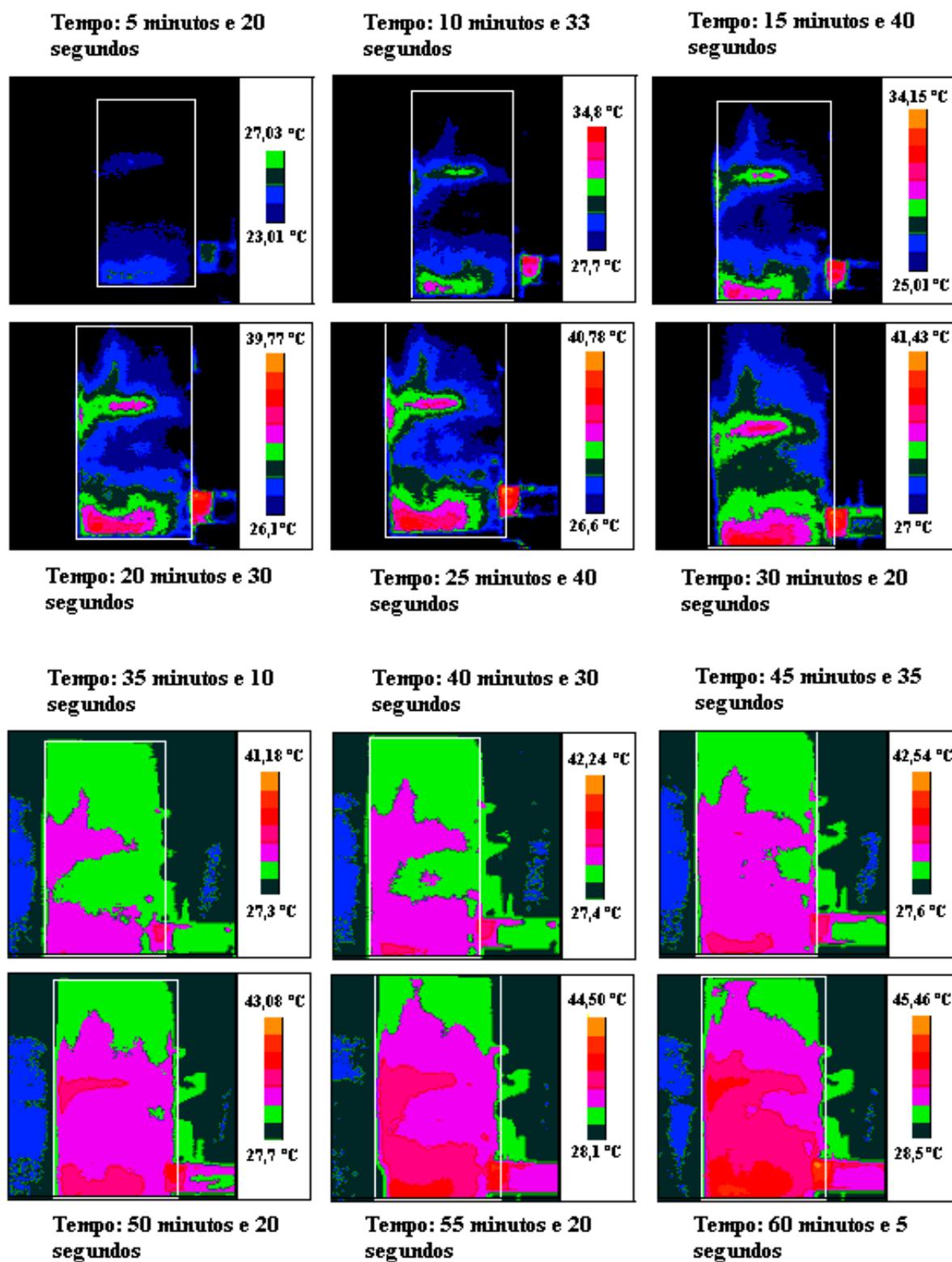


Figura 4.20 - Seqüência de imagens térmicas da lateral direita da secadora.

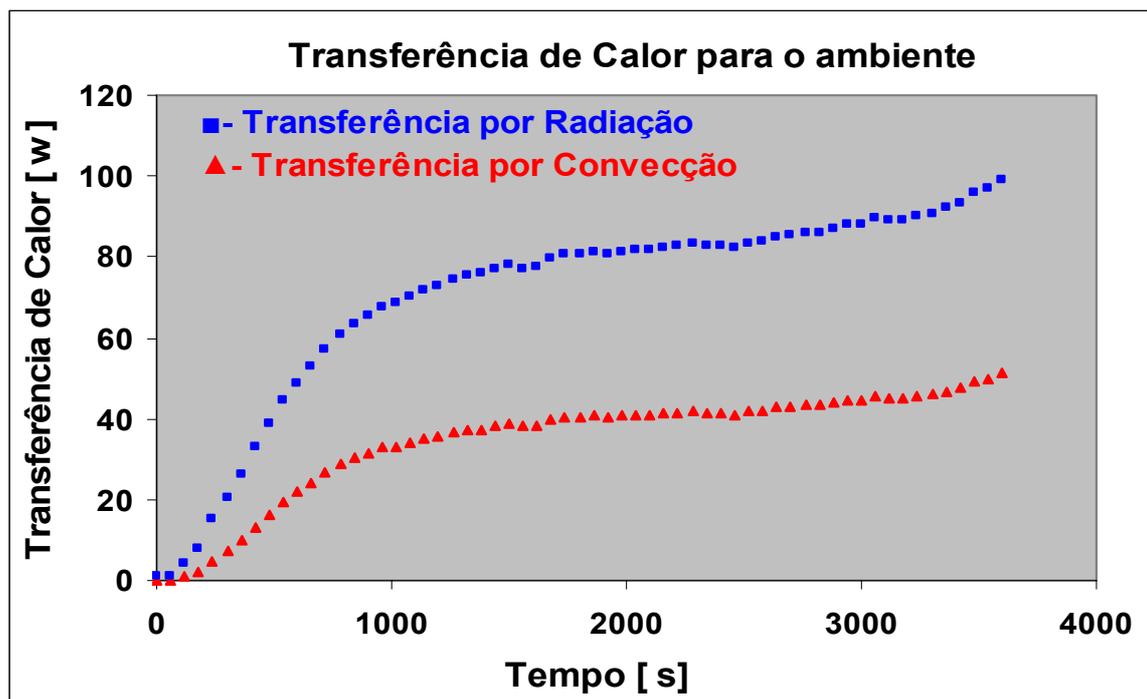


Figura 4.21 - Perda de calor por radiação e por convecção na lateral direita da secadora

A Figura 4.22 - (a) tem-se a foto da lateral esquerda da secadora, enquanto que na Figura 4.22 - (b) expressa uma imagem térmica realizada com a câmera posicionada em um ângulo onde o retângulo branco representa a lateral direita da secadora e o restante da imagem a área frontal. A foto, Figura 4.22-(a) mostra que na lateral existem fendas onde se encontra a caixa de resistores da secadora. Porém dentro da secadora a caixa está relativamente longe da parede, influenciando pouco na temperatura da lateral. O ar que sai dos resistores, entra no tambor de secagem onde a lateral serve como condutor desse ar até a entrada no tambor, por isso o aquecimento é mais evidente na parte superior da lateral.

A Figura 4.23 representa o gráfico da perda de calor na lateral esquerda da secadora. Em regime permanente a perda de calor é praticamente constante devido a ausência do ar de saída do tambor de secagem nesta lateral, não havendo aumento acentuado de temperatura da lateral no final da secagem.

Outro fator importante a observar é que em todos gráficos a transferência de calor por radiação é sempre acima do dobro que por convecção. Uma pintura de fundo da secadora com uma tinta de baixa emissividade auxiliaria na redução das perdas por radiação. Certamente não seria tão eficaz quanto um isolamento térmico, porém o custo-benefício pode ser bastante considerável. O preço em reais de um isolamento térmico e seu benefício é discutido mais adiante. A seqüência de imagens da lateral esquerda é mostrada na Figura 4.24.

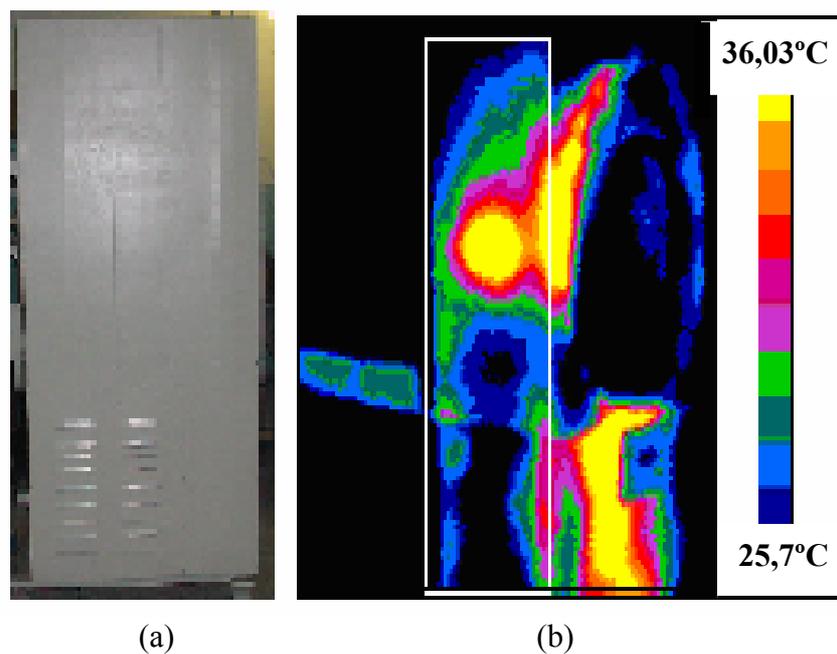


Figura 4.22 - (a) Lateral esquerda da secadora. (b) O retângulo branco representa a lateral esquerda da secadora.

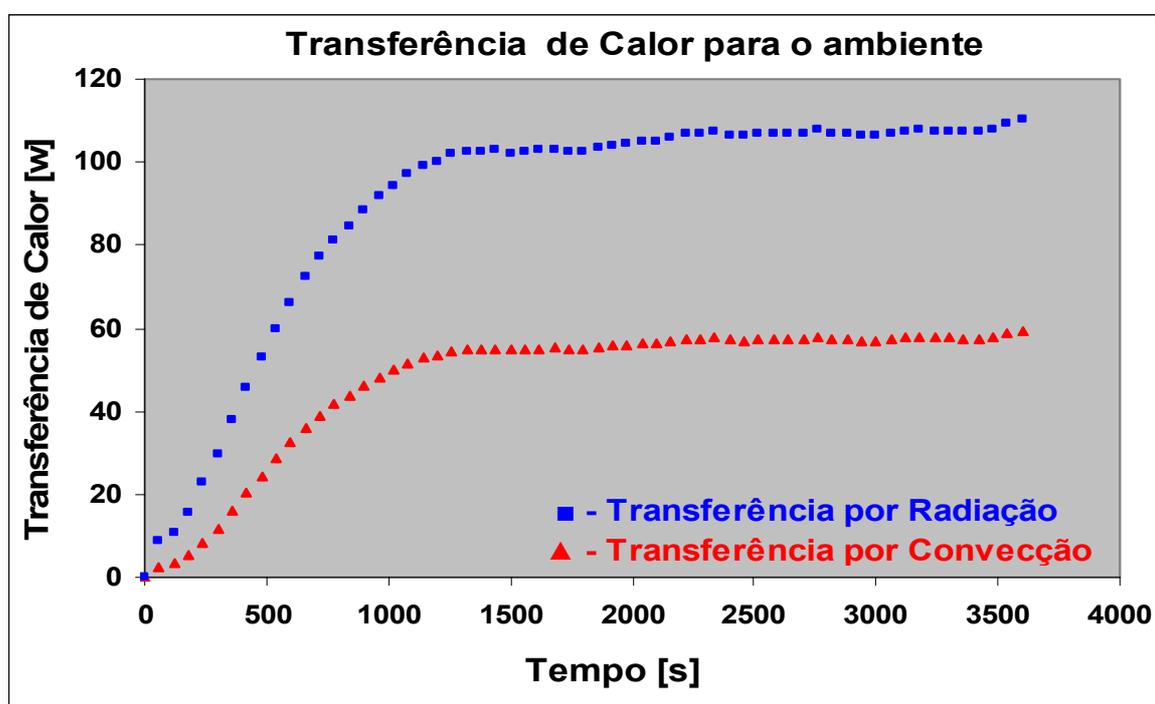


Figura 4.23 - Transferência de calor por radiação e por convecção na lateral esquerda da secadora.

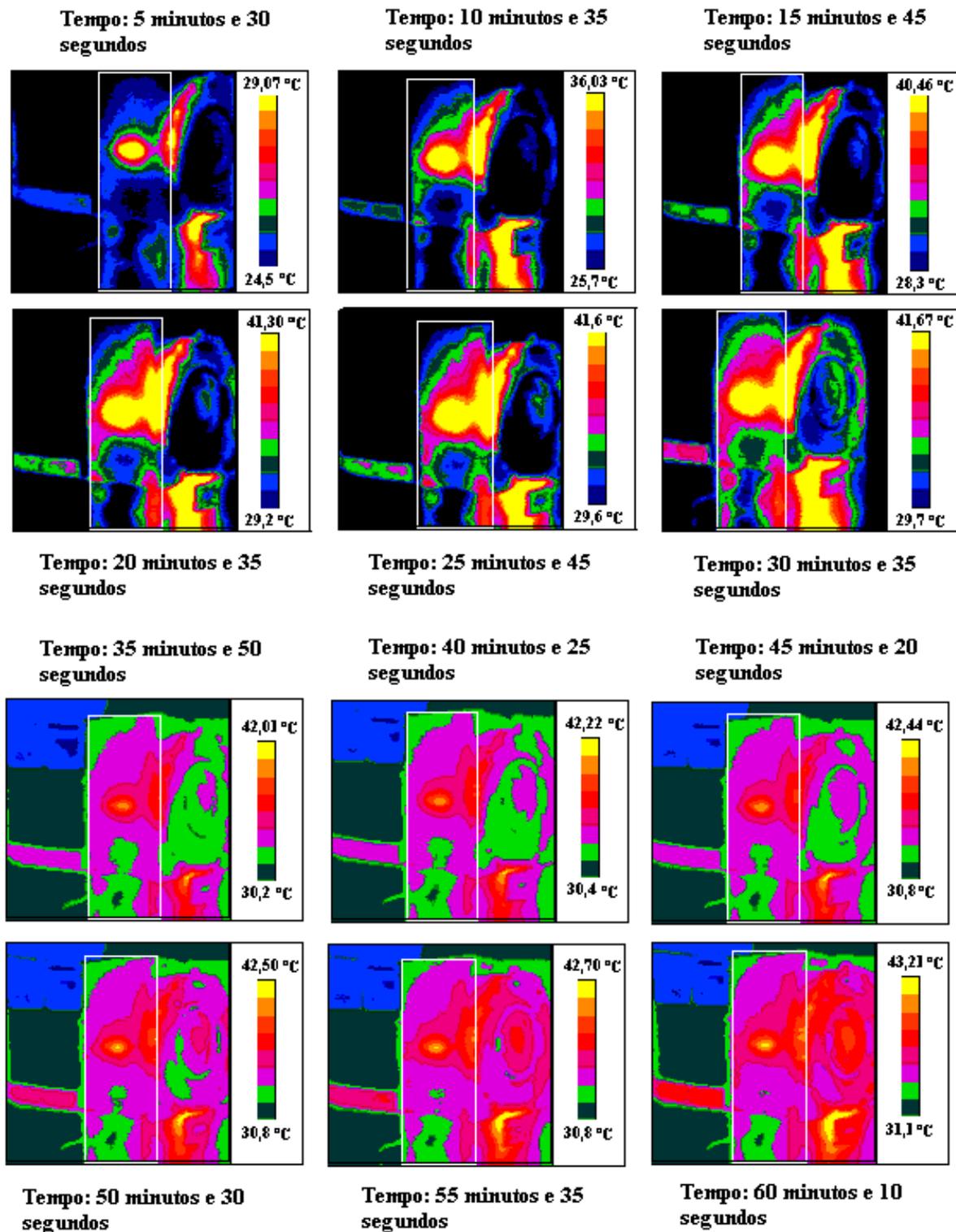


Figura 4.24 - Seqüência de Imagens térmicas da lateral esquerda da secadora.

A Figura 4.25 representa uma imagem térmica da parede traseira da secadora onde a perda de calor esta associada à elevação de temperatura dentro do tambor de secagem.

No tambor de secagem todo o cesto possui pequenos furos, mas a parte traseira é feita de uma chapa inteira, circular e galvanizada. Isto facilita a condução de calor para a parede traseira à medida que a temperatura do tambor vai se elevando. No lado direito da imagem 4.25, a um maior gradiente de temperatura devido a influência do ar de saída dos resistores que utiliza a lateral esquerda com duto de condução do ar. Como a parede traseira recebe influência tanto do ar de entrada quanto de saída do tambor de secagem a uma elevação da temperatura da parede no final da secagem, ver Figura 4.18, o que aumenta as perdas de calor, ver Figura 4.26. A seqüência de imagens da parede traseira é representada na Figura 4.27.

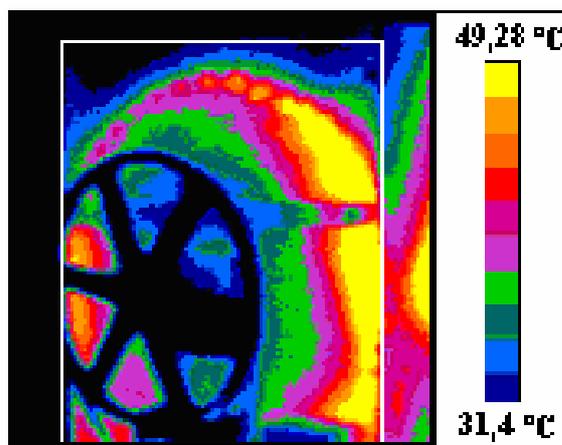


Figura 4.25 – Imagem térmica da parede traseira da secadora.

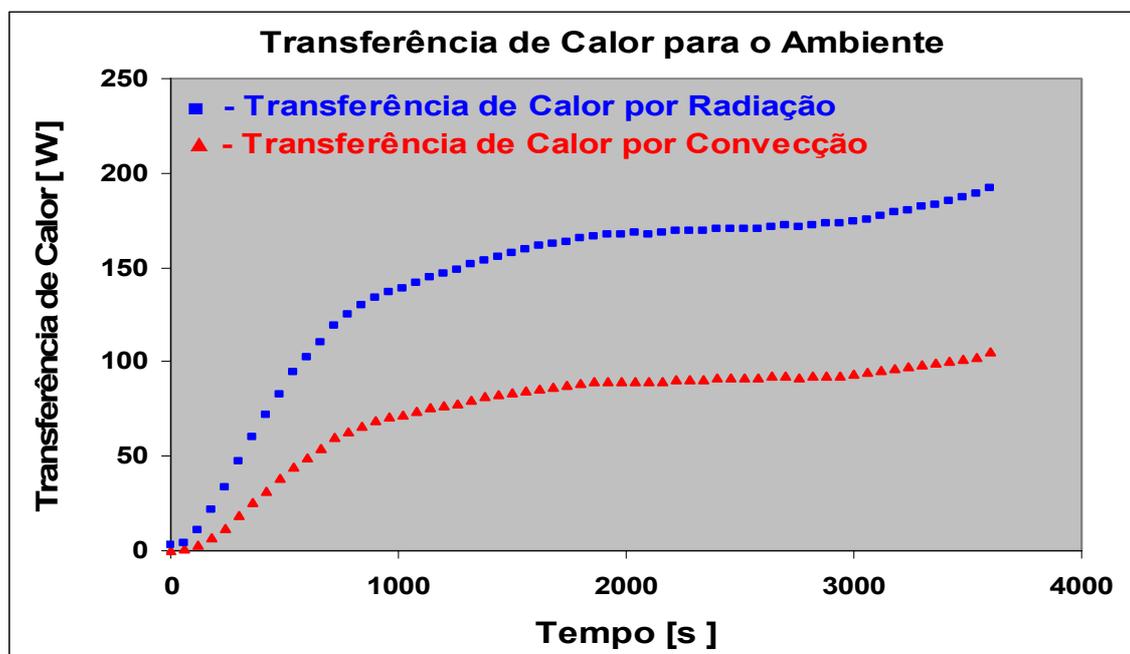


Figura 4.26 – Transferência de calor por radiação e por convecção na parede traseira da secadora.

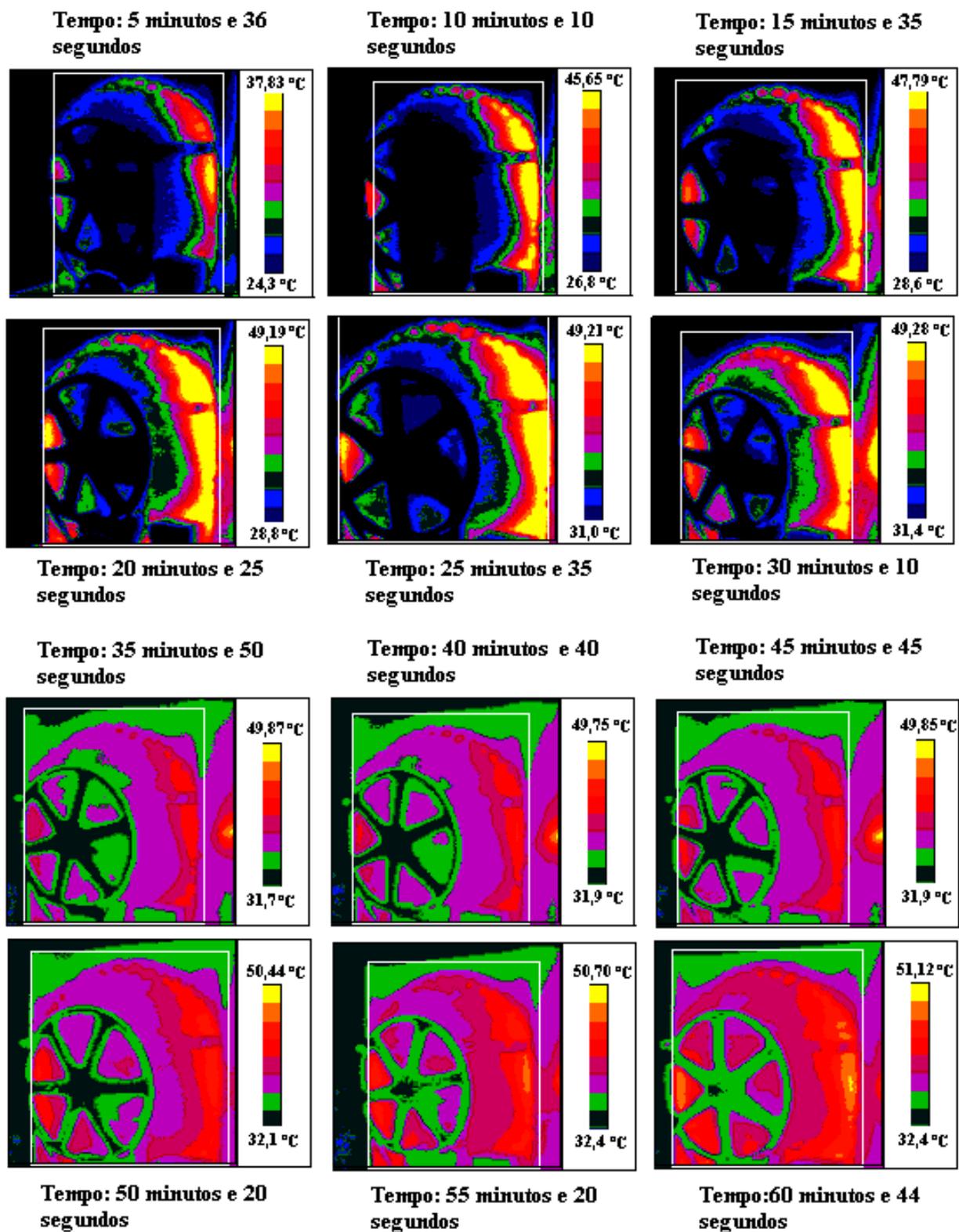


Figura 4.27 - Seqüência de Imagens térmicas da parede traseira da secadora.

Na parede superior da secadora o aquecimento ocorre da seguinte maneira: ar quente é injetado no tambor de secagem de baixo para cima o que força o ar quente a se “chocar” com a parede superior. A Figura 4.28 apresenta a transferência de calor na parede superior da secadora.

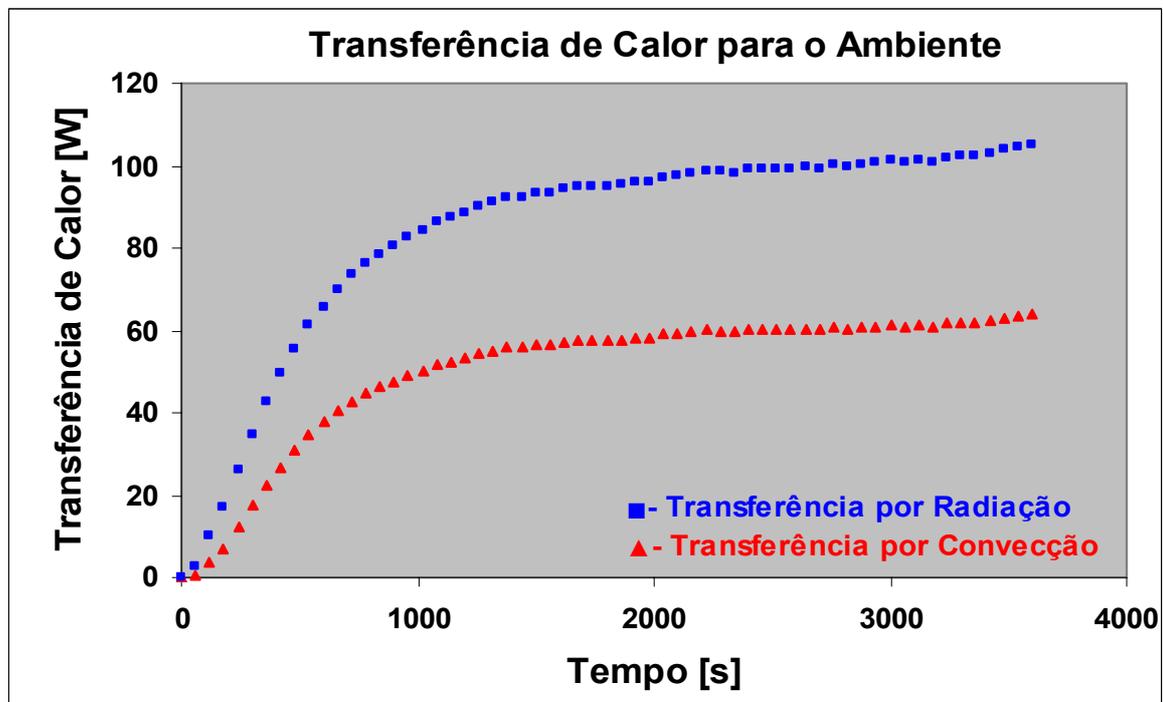


Figura 4.28 - Perda de calor por radiação e por convecção na parede superior da secadora.



Figura 4.29 – Parede superior da secadora.

O gráfico da Figura 4.30 apresenta a transferência total de calor para o ambiente em cada lado da secadora, somando-se as perdas por radiação e por convecção. A perda de calor na área frontal é mais evidente devido ao caminho percorrido pelo ar dentro da secadora, além do posicionamento dos resistores de aquecimento próximo à parede.

Uma média aritmética da perda de calor em todo o período de secagem para cada lado da secadora esta representado na Tabela 4.4. O cálculo que determina a perda total de calor da secadora é realizado pela Equação 3.20, onde o valor total também está representado na Tabela 4.4.

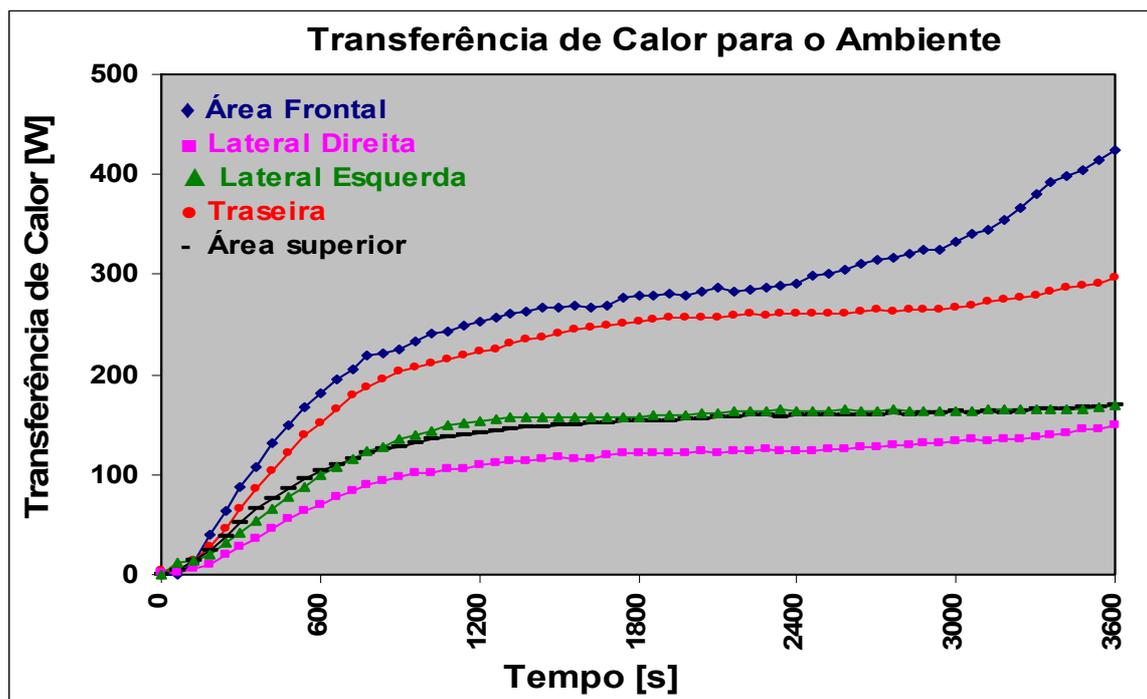


Figura 4.30 – Transferência de calor para o ambiente em cada lado da secadora.

Tabela 4.4 – Transferência média de calor nas paredes externas da secadora antes do isolamento.

	Transf. Média de Calor por Radiação [W]	Transf. Média de Calor por Convecção [W]	Transf. Média de Calor [W]	Transf. Média de Calor [W/m ²]
Parede Frontal	171,6	86,3	258,0	150,8
Lateral Direita	69,9	34,5	104,5	95,8
Lateral Esquer.	47,2	89,5	136,8	125,5
Parede Traseira	142,0	74,8	216,8	126,8
Parede Superior	83,7	50,0	133,7	209
Transferência Média de Calor Total da Secadora:				849,9 W
Transferência Média de Calor Total da Secadora:				141,6 W/m²

A perda de média total da secadora é de 849,9 W em uma potência de consumo de 10.000 W. Dividindo-se este resultado pela área total das paredes (6,0 m²), obtemos o resultado em W/m², listado na Tabela 4.4. Este é útil na comparação do fluxo de calor após o isolamento térmico.

4.1.6.1 Perda de Calor Após o Isolamento

Por uma melhor compreensão dos ensaios, os resultados do isolamento serão apresentados antes do tópico 4.2 que trata do estudo após as modificações na secadora. O procedimento para determinação do fluxo de calor após o isolamento é descrito no item 3.10.1. Após o isolamento térmico, uma série de termopares foram instalados na superfície do isolamento e uma curva de temperatura foi gerada, Figura 4.31, para o cálculo da perda de calor da equação 3.46.

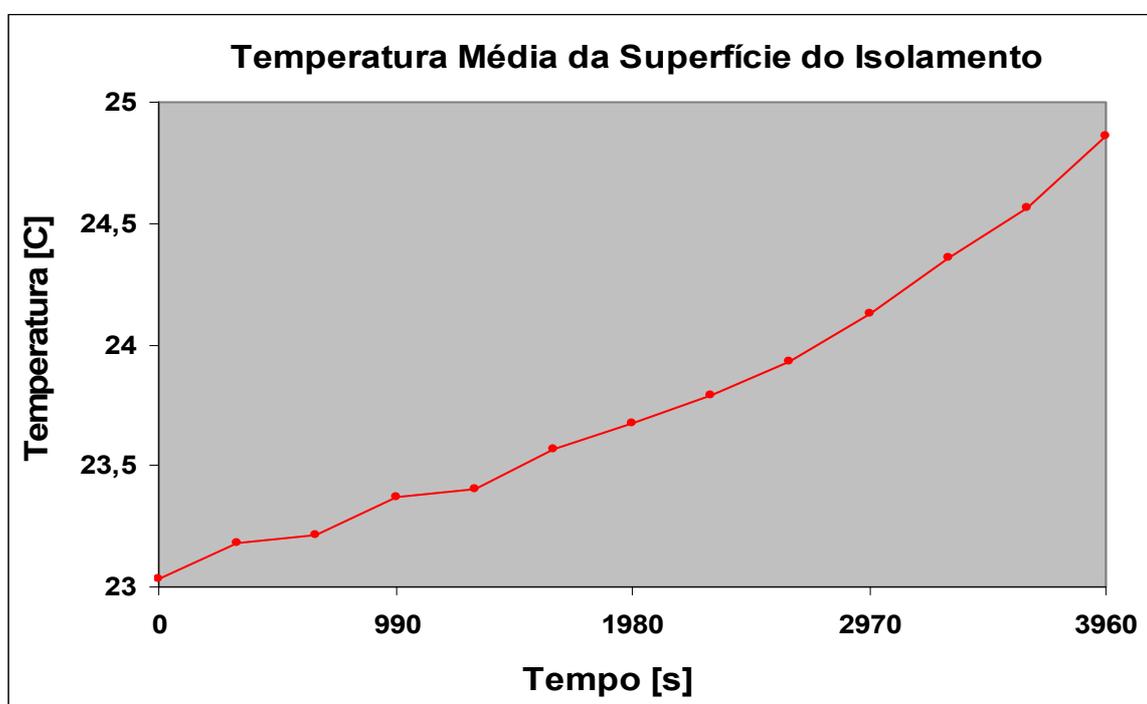


Figura 4.31 - Perfil de temperatura da superfície do isolamento.

A Tabela 4.5 mostra o fluxo de calor estimado após o isolamento, onde foi utilizado no cálculo a temperatura média de parede gerada pelas imagens térmicas antes do isolamento como um dos termos de ΔT na equação 3.46. O método utilizado e a justificativa deste critério são explicados a seguir:

- a- Antes do isolamento térmico, um termopar foi colocado em um ponto da parede frontal da secadora.
- b- Após o isolamento, foi novamente instalado um termopar no mesmo ponto (por baixo do isolamento).
- c- A temperatura neste ponto da parede da secadora em todo o processo de secagem era praticamente a mesma que antes do isolamento, com diferenças que não ultrapassaram 0,7%.

A justificativa do item anterior (c) é a seguinte:

- O tempo total de secagem diminuiu e a temperatura de saída da secadora teve um leve aumento, ou seja, da energia retida pelo isolamento térmico, a maior parte foi utilizada para aumentar a taxa de vaporização da água do tecido e uma parte residual no aquecimento do ar de saída. Logo o valor de temperatura média de toda a parede gerada pelas imagens térmicas poderia ser utilizado como um dos termos de ΔT na Equação 3.46.

Tabela 4.5 – Redução na transferência de calor após o isolamento.

	Transf. de Calor Antes do Isolamento [W/m ²]	Transf. de Calor Depois do Isolamento [W/m ²]	Redução [W/m ²]	Redução Relativa [%]
Parede Frontal	150,87	105,67	45,20	29,95
Lateral Direita	95,88	52,10	43,78	45,66
Lateral Esquer.	125,52	62,54	62,98	50,17
Parede Traseira	126,80	65,70	61,1	48,18
Parede Superior	209	137,36	71,64	34,27
Transferência Média de Calor da Secadora Após o Isolamento:				84,68 W/m²
Redução da Transferência de Calor Devido ao Isolamento:				40,20 %

4.1.6.2 Amortização

O custo em reais do isolamento térmico e o tempo de sua amortização é demonstrado no gráfico da Figura 4.32.

Tabela 4.6 - Perda de calor antes e depois do isolamento térmico e economia líquida em 1 hora.

Trans f. de Calor Antes do Isolamento [kW]	Transf. de Calor Depois do Isolamento [kW]	Redução da Transf. em 1 hora [kWh]	Preço* do kWh Companhia Paranaense [R\$]	Economia Líquida [R\$/h]
0,84998	0,50822	0,34175	0,3721	0,1271

*Referência: Março 2004

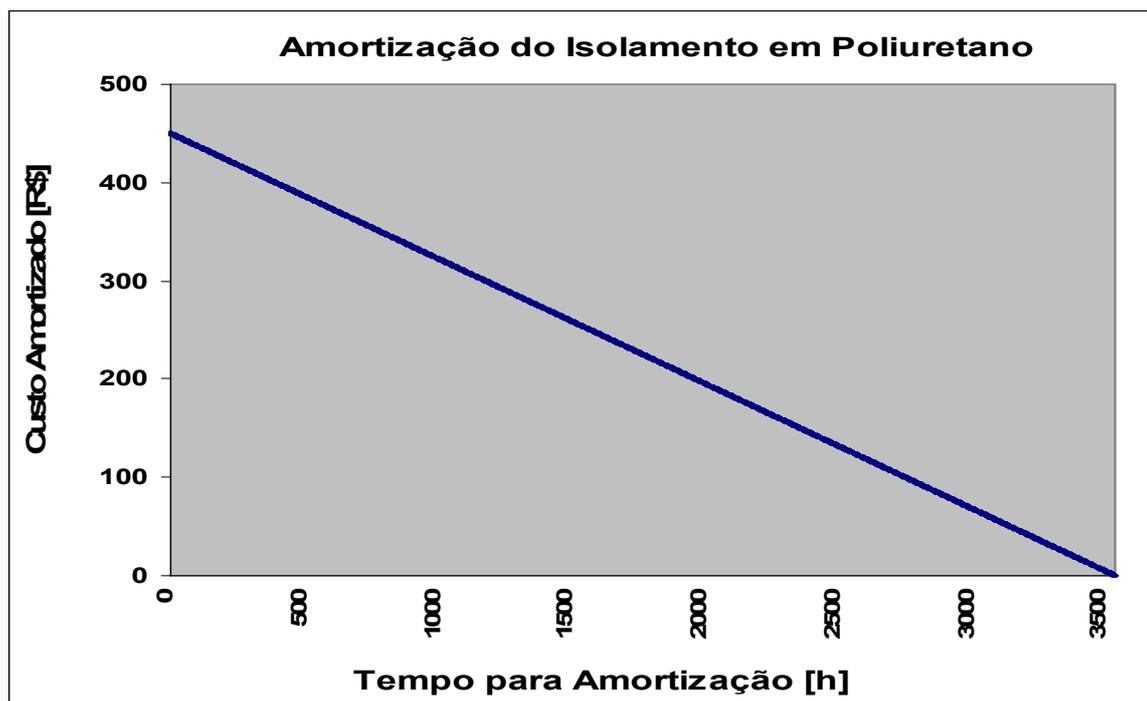


Figura 4.32 - Tempo em horas para amortização do custo do isolamento térmico.

Para isolamento de toda a secadora são necessários 6 m^2 de poliuretano a um custo de R\$ $72 / \text{m}^2$. O tempo para amortização do custo do isolamento é de aproximadamente 3540 horas. Se considerarmos que em lavanderias as secadoras operem 14 horas/dia a amortização do isolamento será em 253 dias.

4.2 Resultados das Modificações

Após a alteração da secadora e a instalação dos trocadores de calor, ensaios foram realizados sem o isolamento térmico. Conforme já foi comentado, procurou-se fazer os ensaios com condições ambiente próximas. Primeiramente é verificado o aumento de potência devido ao ventilador e em seguida aferido o modelo do trocador tubo-aletado. Também é calculada a recuperação térmica para ambos os trocadores. Em seqüência, uma série de ensaios foram realizados com a secadora sem isolamento e com isolamento térmico. Foram comparadas as eficiências de secagem, a taxa específica de extração de umidade-MER e as curvas de secagem para ambos os trocadores de calor.

4.2.1 Aumento da Potência de Ventilação Devido à Perda de Carga

A instalação dos trocadores de calor geraram perdas de carga e conseqüentemente, para mantermos a mesma vazão, a potência do ventilador foi aumentada através do inversor de frequência. O consumo da secadora antes e depois da instalação de cada trocador de calor é apresentada na Tabela 4.7. O trocador de calor em policarbonato gerou uma perda de carga aproximadamente 65 % menor quando comparada ao do tubo aletado. A potência média de consumo é calculada pela Equação 3.1. Na Figura 4.33 é apresentado somente o aumento

de potência do ventilador, ou seja, a potência total de consumo antes das modificações, Tabela 4.7, descontada a potência total de consumo após as modificações, Tabela 4.7, para cada trocador de calor.

Tabela 4.7 - Potência total de consumo da secadora antes e depois da instalação dos trocadores de calor.

	CORRENTE ANTES DAS MODIFICAÇÕES [A]	CORRENTE DEPOIS DAS MODIFICAÇÕES [A]	
		Com o trocador Tubo Aletado	Com o trocador em Policarbonato
FIO I	24,3	25,6	24,8
FIO II	25,0	26,1	25,8
FIO III	32,0	32,5	31,7
	Valor médio utilizado: 27,1	Valor médio utilizado: 28,06 A	Valor médio utilizado: 27,43 A
	Potência média: 10256 W	Potência média: 10621,9 W	Potência média: 10382,2 W

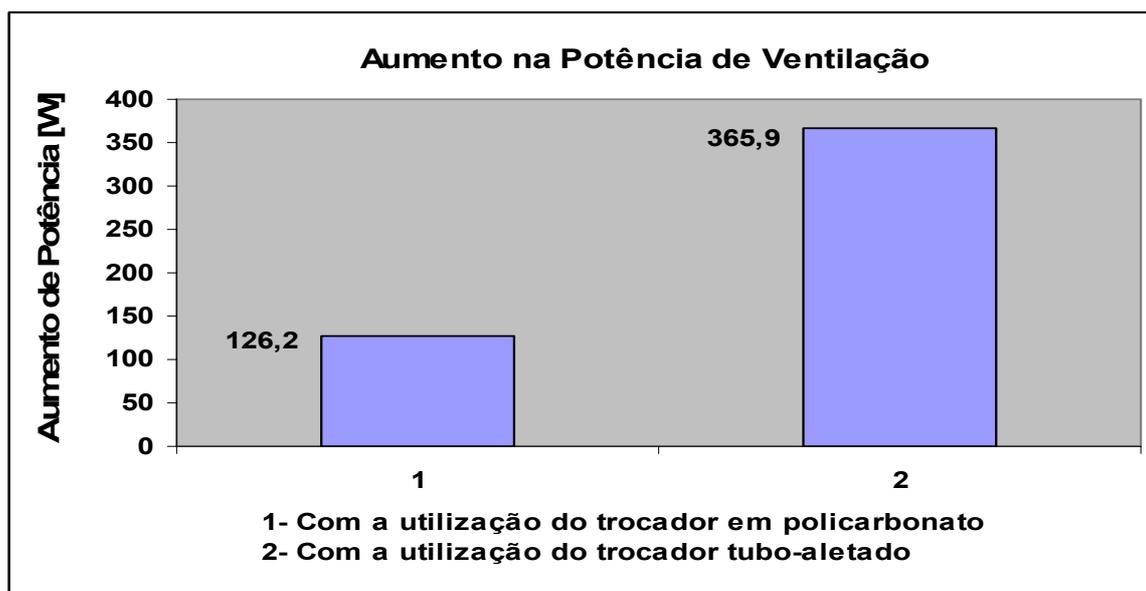


Figura 4.33 - Aumento de potência de ventilação devido à perda de carga para ambos os trocadores.

4.2.2 Validação do Modelo do Trocador de Calor Tubo-Aletado

O modelo de dimensionamento de trocadores tubos aletados foi apresentado no item 9.1.

O objetivo do modelo é a previsão das temperaturas de saída, e em especial a temperatura de saída do fluido frio, que após ser pré-aquecido é levado aos resistores. As

propriedades do ar dentro do trocador em ambos os escoamentos são baseadas em uma média de entrada e saída. Como o objetivo é a validação do modelo, preferiu-se medir a temperatura de saída em ambos os escoamentos e utilizá-las na obtenção das propriedades médias do ar do trocador de calor. Para todos os ensaios não foi observada nenhuma condensação nos tubos de modo que o método da efetividade-NUT e as equações da convecção para escoamento em tubos lisos sem mudanças de fase podem ser utilizadas.

A Figura 4.34 mostra as temperaturas de saída de ambos os fluidos. Em azul temos a temperatura de saída medida por um termopar e a temperatura calculada na saída. Para o fluido frio, o cálculo do coeficiente de convecção baseia-se no cálculo do fator de Colburn, utilizando a curva experimental da Figura 3.21 proposta por Kays e London, 1984. Por tanto, o erro na previsão da temperatura de saída do fluido frio é bastante reduzida não atingindo 1,3 K de diferença. Já para o fluido quente, em vermelho, é utilizada a equação de Gnielinski para o cálculo do número de Nusselt, onde erros de até 10% podem resultar de sua utilização. Optou-se pela equação de Gnielinski por ser a de menor erro na literatura e ser válida dentro dos números de Prandtl e Reynolds do escoamento.

Para o fluido frio a importância da previsão da temperatura de saída, é o dimensionamento dos resistores. Para o fluido quente a importância esta em estudos sobre a recirculação do ar.

4.2.2.1 Potência Térmica Recuperada e Potência Líquida

A potência térmica recuperada refere-se ao ganho de temperatura do fluido frio no trocador de calor, sem levar em consideração a potência elétrica que foi acrescentada ao ventilador para mantermos a mesma vazão. O valor da potência térmica recuperada é calculado pela equação do calor sensível, Equação 4.1. A Figura 4.35 apresenta a variação de temperatura entre a entrada e saída do fluido frio no trocador e a potência térmica recuperada pelo fluido frio.

$$\dot{P}_R = \dot{m}c_{p_c}(T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (4.1)$$

Conforme foi apresentado no tópico 4.2.1, para manter a mesma vazão é necessário um aumento de potência no ventilador. A recuperação líquida de potência gerada pelos trocadores é calculada descontando-se o aumento de potência imposta ao ventilador, Equação 4.2.

$$\dot{P}_L = \dot{P}_R - \dot{P}_V \quad (4.2)$$

onde:

P_L = Potência líquida gerada pelo trocador [W]

P_R = Potência térmica recuperada pelo trocador [W]

P_V = Potência gasta a mais pelo ventilador para vencer a perda de carga [W]

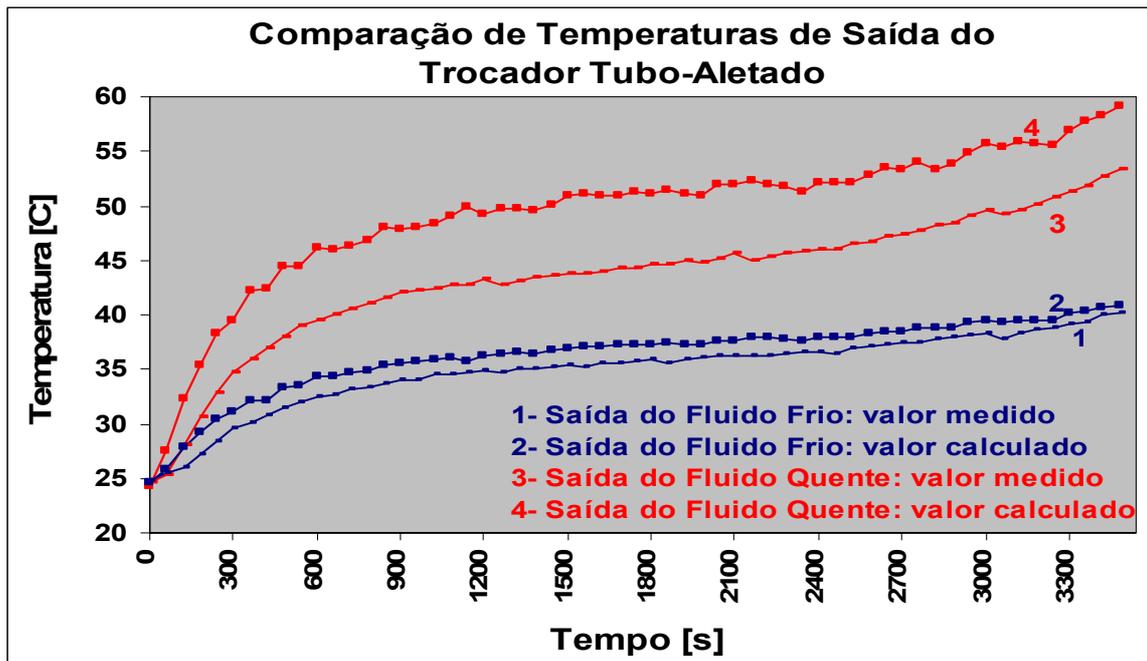


Figura 4.34 - Comparação de temperaturas de saída medidas e calculadas com o modelo.

A Figura 4.36 apresenta a potência líquida recuperada pela secadora. Inicialmente o ganho de temperatura não é suficiente para compensar a potência gasta a mais pelo ventilador, porém após 465 segundos do início da secagem a potência líquida torna-se positiva.

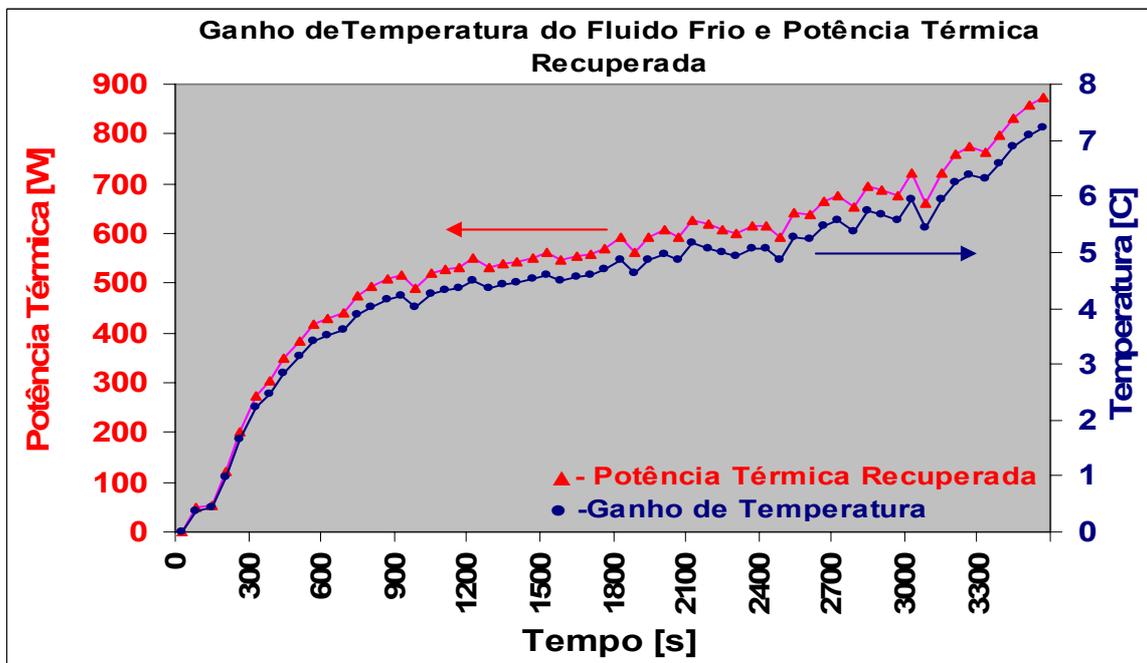


Figura 4.35 - Ganho de temperatura do fluido frio e potência térmica recuperada no trocador tubo-aletado.

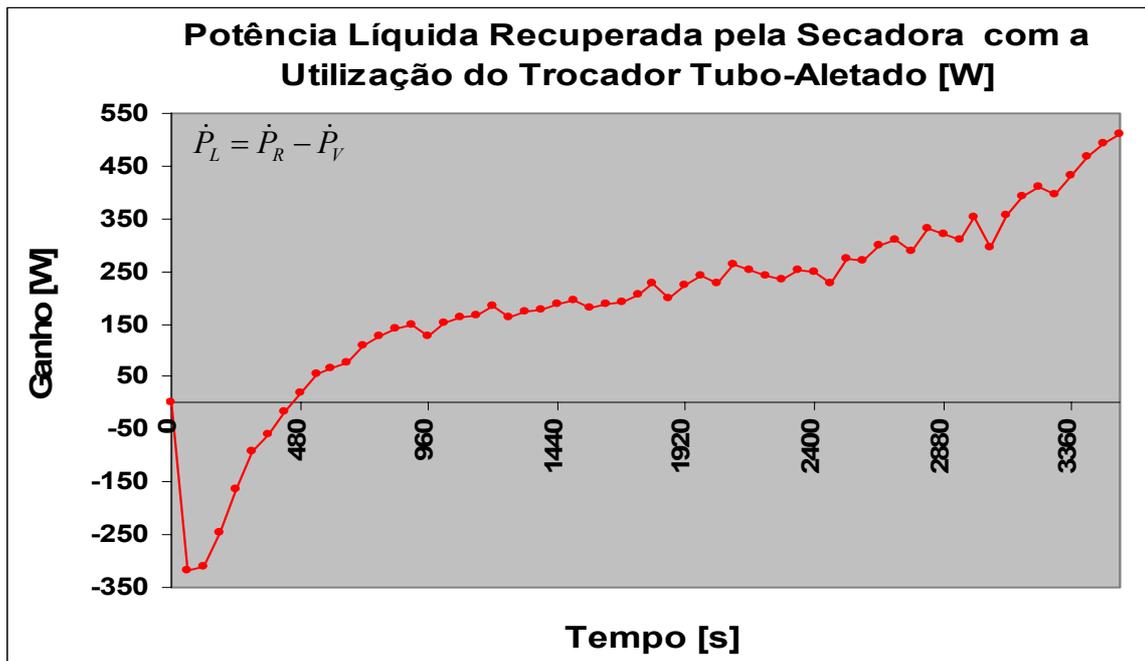


Figura 4.36 – Diferença entre \dot{P}_R e \dot{P}_V com a utilização do trocador tubo aletado.

Uma das vantagens da utilização de trocadores tubos aletados é a minimização do problema do entupimento gerado pelos fiapos que se desprendem das roupas. O acúmulo destes fiapos se dá nas beiradas da estrutura do trocador. A negligência na limpeza pode causar o entupimento dos tubos, causando diversos problemas como a diminuição da vazão do ar e conseqüentemente aumentando a pressão no tambor e diminuindo o potencial de secagem. A Figura 4.37 mostra o acúmulo gerado após a secagem de 3 cargas de 12 kg de algodão.

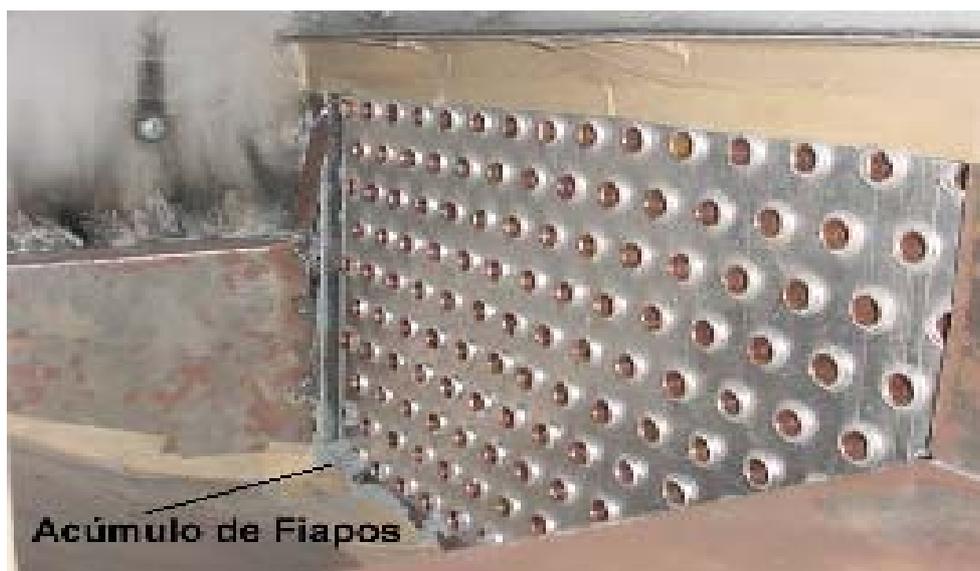


Figura 4.37 - Acúmulo de fiapos na estrutura do trocador.

4.2.3 Comparações e Vantagens do Trocador de Policarbonato em Relação ao Tubo-Aletado.

A recuperação de potência térmica do trocador em policarbonato, assim como a recuperação líquida é calculada pelas Equações 4.1 e 4.2. Para o trocador de calor em policarbonato os ganhos de temperatura são acentuadamente mais vantajosos que o trocador tubo-aletado. A Figura 4.38 ilustra o ganho de temperatura do fluido frio para ambos os trocadores. Outra vantagem da utilização do trocador em policarbonato diz respeito à perda de carga. Como foi mostrado na Figura 4.31, a potência aplicada no ventilador para vencer a perda de carga no trocador em policarbonato é de 126,2 W contra 365,9 W do tubo-aletado. A Figura 4.39 apresenta a redução de potência líquida em ambos os trocadores e a Tabela 4.8 resume as vantagens do trocador em policarbonato.

Tabela 4.8 - Vantagens do trocador de calor em policarbonato.

	Custo do Trocador	Potência Aplicada no Ventilador	Ganho Médio de Temperatura na Secagem	Média de Economia Líquida da Secadora
	[R\$]	[W]	[°C]	[W]
Trocador Tubo-Aletado	350,00	365,9	4,5	241,15
Trocador em Policarbonato	270,00	126,2	5,93	636,91

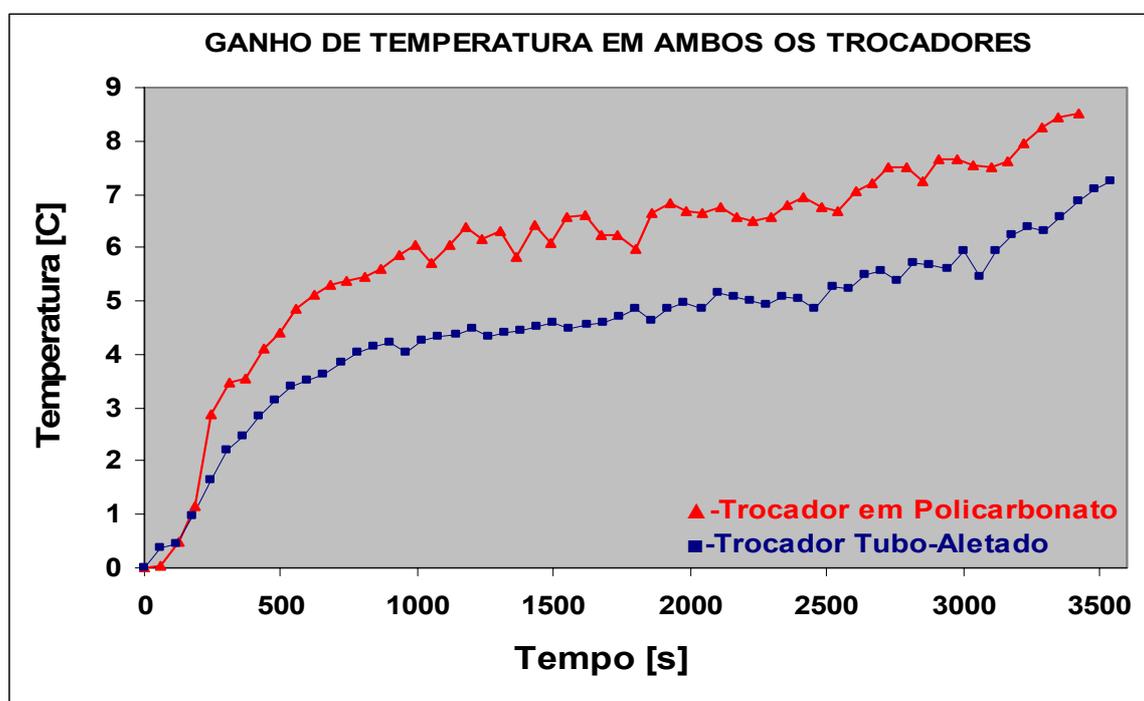


Figura 4.38 - Ganho de temperatura do fluido frio em ambos os trocadores de calor.

O acúmulo de fiapos no trocador em policarbonato ocorre em maior intensidade entre as placas. A Figura 4.40 mostra o acúmulo de fiapos. A vantagem das placas estarem em pé faz com que o acúmulo aconteça na parte inferior, facilitando a limpeza. Porém a negligência na limpeza faz com que os fiapos avancem entre as placas, podendo chegar a bloquear parte do trocador, além de comprometer seriamente a eficiência de troca térmica devido a condensação, pois os fiapos estão saturados de água.

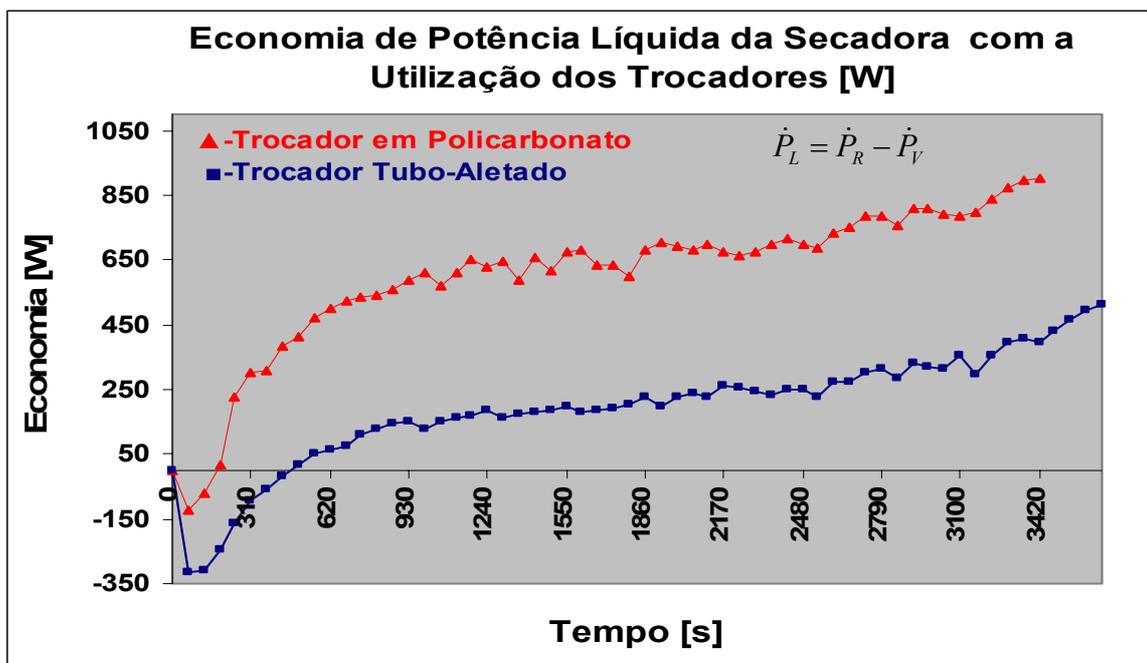


Figura 4.39 - Diferença entre \dot{P}_R e \dot{P}_V para ambos os trocadores de calor.

Já do lado aletado, Figura 4.41, não há acúmulo dos fiapos. Isto ocorre em função da boa vedação do trocador evitando vazamentos, sobretudo do fluido quente, e ainda pela existência de uma tela vazada na entrada do ar ambiente no trocador.



Figura 4.40 - Acúmulo de fiapos entre as placas.



Figura 4.41 – Ausência de fiapos no lado das aletas do trocador.

4.2.3.1 Amortização dos Trocadores

Outra importante vantagem é o custo de fabricação do trocador em policarbonato. Para fabricação do protótipo utilizado na secadora foram gastos cerca de R\$ 270,00 contra R\$ 350,00 do tubo aletado. Evidentemente trata-se de um custo aproximado, não considerando custos de montagem e outros. Porém estes devem ser bem limitados a cada unidade, o que nos permite utilizar os custos apresentados. Na Figura 4.42 temos o tempo de amortização de ambos os trocadores considerando exclusivamente os ganhos com o trocador, sem considerarmos o isolamento térmico.

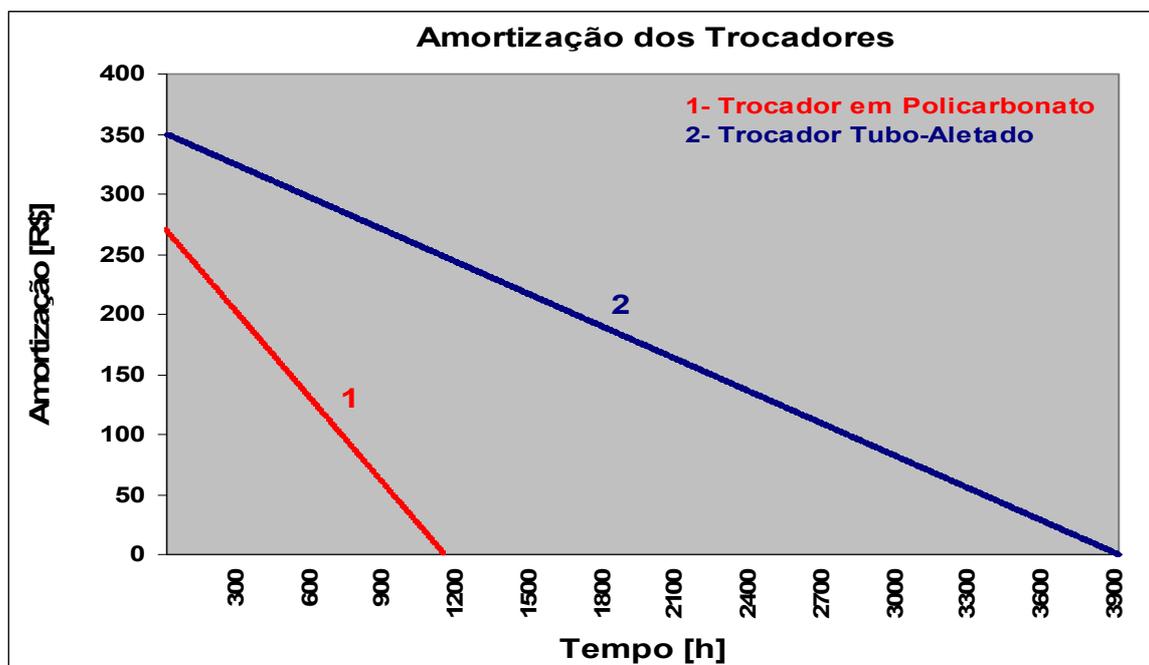


Figura 4.42 - Comparação em horas para amortização de ambos os trocadores de calor.

O tempo de amortização do trocador tubo-aletado é de 3910 horas, o que corresponde a 279 dias de uso contra 47 dias do trocador em policarbonato, considerando o uso da secadora por 14 horas/dia.

Normalmente em hospitais, a quantidade de horas de uso de secadoras, supera 18 horas/dia devido à lavagem constante de enxovais dos leitos, o que diminui o tempo de amortização dos trocadores.

Tabela 4.9 - Economia em R\$/h gerada pelos trocadores de calor.

	Custo do Trocador de Calor	Redução Líquida do Consumo Horário	Preço do kWh na Companhia Paranaense	Economia Líquida
	[R\$]	Média [kWh]	[R\$]	[R\$/h]
Trocador de Calor Tubo-Aletado	350,00	0,2411	0,3721	0,0897
Trocador de Calor em Policarbonato	270,00	0,6369	0,3721	0,2369

A vantagem de se instalar trocadores de calor tubo-aletado pode ser economicamente questionada quando os custos reais de fabricação e alteração da secadora são considerados. Porém se considerarmos uma análise somando o isolamento térmico, a economia líquida chega a 6%, tornando-se economicamente atraente, sobretudo em lavanderias hospitalares, cuja média de operação horas/dia é elevada.

4.2.4 Eficiência de Secagem com a Utilização dos Trocadores de Calor e Isolamento Térmico.

A eficiência de secagem foi calculada após o isolamento térmico e à instalação de ambos os trocadores de calor. A variação da eficiência é apresentada na Figura 4.43, onde estão sendo comparados os ensaios 2, 12 e 13 da Tabela 4.10.

Inicialmente é maior a eficiência do trocador tubo-aletado, devido a maior condutividade térmica do cobre e alumínio em relação ao policarbonato, além da maior temperatura ambiente e menor umidade relativa, Tabela 4.10. Durante a secagem, os trocadores melhoram gradativamente o ganho de temperatura, aumentando conseqüentemente a taxa de evaporação da água do tecido e a eficiência de secagem. No final do período de regime permanente, quando a taxa de evaporação da água do tecido é menor, a eficiência de secagem assume o comportamento de regressão. Apesar de ter-se piores condições ambiente para o ensaio com o trocador em policarbonato, ensaio 13 da Tabela 4.10, ele torna-se mais eficiente na secagem por ter um melhor ganho de temperatura, demonstrando ter maior eficiência na secagem em relação ao trocador tubo-aletado.

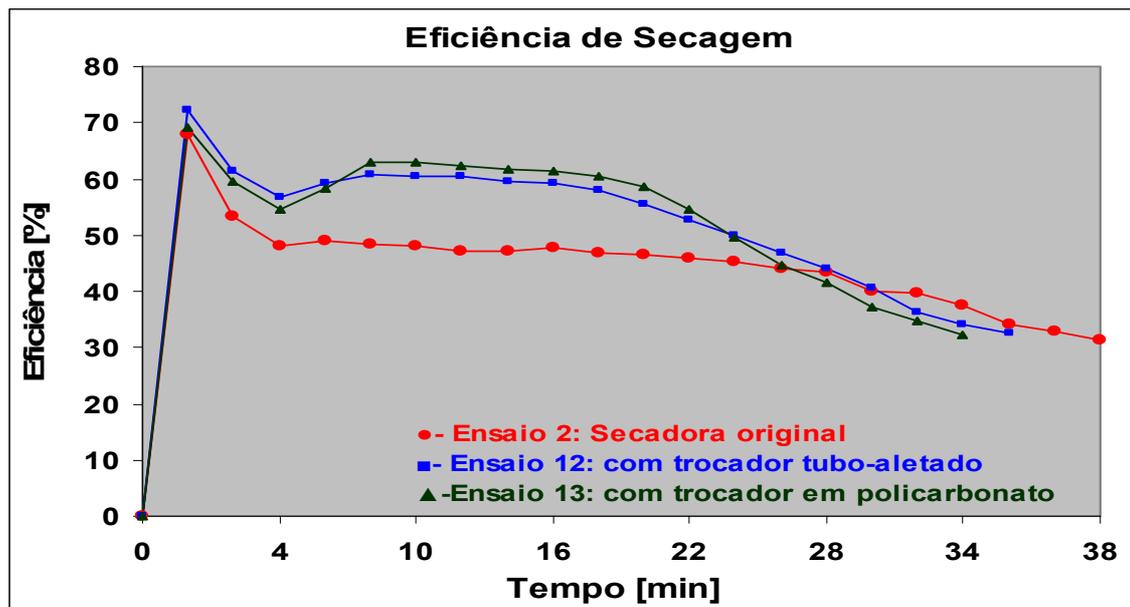


Figura 4.43 - Eficiência de secagem para algodão 5 kg. Ensaios com e sem a utilização de trocadores de calor e isolamento térmico.

Em termos de eficiência de secagem é pequena a diferença entre os trocadores tubo-aletado e polipropileno. Para uma análise de eficiência energética deve-se utilizar a taxa específica de extração de umidade, onde a potência aplicada ao ventilador é considerada.

4.2.5 Taxa Específica de Extração de Umidade –MER- com a Utilização dos Trocadores de Calor e Isolamento Térmico

Com o objetivo de verificar o aumento de eficiência energética da secadora, a taxa específica de extração de umidade -MER- é comparada antes e depois das modificações na secadora, Tabela 4.10. As modificações consistem na instalação dos trocadores de calor e no isolamento térmico. A instalação dos trocadores e do isolamento térmico diminuiu o tempo de secagem em todos os ensaios, diminuindo conseqüentemente o MER, como pode ser observado na Tabela 4.10. No ensaio 12 que utiliza o trocador tubo-aletado, há uma redução de 38 para 35 minutos no tempo de secagem, o que diminuiu o MER de 2,60 kWh/kg para 2,46 kWh/kg, ou seja, uma redução entorno a 5,5%. Já no ensaio 13 que utiliza o trocador em policarbonato, o tempo de secagem diminuiu de 38 para 34, obtendo-se uma redução de apenas 1 minuto em relação ao ensaio 12 que utiliza o trocador tubo-aletado. Porém devido a muito menor perda de carga do trocador em policarbonato, o MER diminuiu para 2,36 kWh/kg, uma redução próxima de 9,5% em relação ao ensaio 2.

Como já foi observado, a secadora é mais eficiente para maiores cargas de tecido. Isto também se aplica com a utilização dos trocadores de calor, onde as cargas de algodão tipo lençol de 12 kg, possuem o MER substancialmente mais baixo que para cargas de 5 kg do mesmo tecido.

Tabela 4.10- Comparação de ensaios antes e depois das modificações.

		Número do Ensaio	Temp. Ambiente [°C]	Umidade Relativa Ambiente [%]	Carga Seca [g]	Carga Torcida [g]	Peso Após Secar [g]	Tempo de secagem [min]	MER kWh / kg
Algodão Tipo lençol- carga: 5kg	Sem modificações	Ensaio 2	22,5	65	5000	7500	5004,1	38	2,60
	Com trocador tubo aletado	Ensaio 12	23,0	59	5000	7500	4990,2	35	2,46
	Com trocador policarb.	Ensaio 13	22,7	63	5000	7500	5008,0	34	2,36
Algodão Tipo lençol- carga: 12kg	Sem modificações	Ensaio 5	21,7	56,6	12000	17500	11977,4	66	2,05
	Com trocador tubo aletado	Ensaio 14	25	59	12000	17500	12005,6	61	1,96
	Com trocador policarb	Ensaio 15	23,5	63,7	12000	17500	12013,7	60	1,89
Algodão Tipo Jeans- carga: 12kg	Sem modificações	Ensaio 7	22	55	12000	18100	11996,1	87	2,43
	Com trocador tubo aletado	Ensaio 16	23,6	54,6	12000	18100	12016,2	82	2,38
	Com trocador policarb.	Ensaio 17	24,1	52	12000	18100	12021,2	78	2,22
Poliéster 100%- carga: 12kg	Sem modificações	Ensaio 8	24	61,2	12000	14000	12014,7	27	2,31
	Com trocador tubo aletado	Ensaio 18	24,2	59	12000	14000	12007,2	25	2,22
	Com trocador policarb.	Ensaio 19	24,6	60	12000	14000	11987,3	24	2,05

4.3 Determinação das Incertezas de Medição

Quando um parâmetro a ser medido (G) é uma variável de uma expressão analítica, onde as variáveis independentes (x_1, x_2, \dots, x_n) são determinadas por diferentes sistemas de medição e, portanto possuem incertezas de medição, a incerteza total de medição da variável dependente devido as incertezas de x_i é dado, em valores relativos, pela equação 4.3. (Pereira, 2003).

$$\frac{IMG}{G} = \pm \sqrt{\left| \frac{(IMG)x_1}{G} \right|^2 + \left| \frac{(IMG)x_2}{G} \right|^2 + \dots + \left| \frac{(IMG)x_n}{G} \right|^2} \quad (4.3)$$

onde $\frac{(IMG)x_n}{G}$ são as incertezas relativas relacionadas as grandezas x_n e são obtidas pela equação 4.4.

$$\frac{(IMG)x_n}{G} = \frac{\partial G}{\partial x_n} \frac{IMx_n}{G} \quad (4.4)$$

Este método é chamado de método das incertezas combinadas e é útil para avaliar o efeito que os parâmetros tem sobre a variável dependente G .

A vazão de ar, a taxa total de transferência de calor pelas paredes da secadora, a taxa específica de extração de umidade MER e a quantidade de calor sensível ganha pelo ar nos trocadores de calor são obtidas analiticamente através de parâmetros medidos por sistemas de medições calibrados, e, portanto, possui incertezas de medição determinados. Cada equação possui incertezas de medição que dependem de outras equações que por sua vez possuem incertezas de medição, e, portanto devem ser propagadas utilizando a equação 4.3 e 4.4. Os instrumentos de medição utilizados são apresentados na Tabela 4.11.

4.3.1 Incerteza de Medição da Vazão de Ar

A importância em estabelecermos a incerteza de medição da vazão de ar, está em calcularmos a incerteza da potência térmica recuperada pelos trocadores de calor, equação 4.1, cuja vazão de ar é dependente. A vazão de ar é calculada pela equação 3.4 e sua incerteza de medição através da equação 4.5, onde as incertezas relacionadas a densidade do ar ρ , sua velocidade V e a área do tubo A , são calculadas utilizando a Equações 4.6 à 4.8.

$$\frac{IM_{\dot{m}}}{\dot{m}} = \pm \sqrt{\left| \frac{(IM_{\dot{m}})_{\rho}}{\dot{m}} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{\dot{m}})_V}{\dot{m}} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{\dot{m}})_A}{\dot{m}} \right|^2} \quad (4.5)$$

Tabela 4.11 - Incerteza de medição dos instrumentos utilizados.

Parâmetro	Sensor	Marca / Modelo	Incerteza
Temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido	Termopar [0-350°C]	CONSISTEC	±1K ou ±0,75%
Velocidade do Ar	Anemômetro [0-10m/s]	TESTO 445	±0,03 m/s
Diâmetro do Tubo de PVC	Trena [0-100mm]	LUFIKIN 3M PT	±1 mm
Pressão Atmosférica	Barômetro [650-750 mmHg]	SATO KEIRYOKI	±533,28 Pa
Corrente Elétrica e Voltagem	Alicate Amperímet. [0- 400A] [0-400V]	TEKTRONIX DCM 300	I* : ±2% + 5 díg. U* : ±1,2%+5díg.
Umidade relativa do Ambiente	Higrômetro [0-100%]	TESTO 177-H1	±2%
Peso do Tecido	Balança [0-1000g]	MARTE AS 550C	±0,1g
Temperatura Média das Paredes da Secadora	Câmera Térmica [-20 á 500°C]	AGEMA THV 450 PRO	±2K

* (I) representa a corrente e (U) representa a tensão.

$$\frac{(IM_{\dot{m}})_{\rho}}{\dot{m}} = \frac{\partial \dot{m}}{\partial \rho} \frac{IM_{\rho}}{\dot{m}} = \frac{IM_{\rho}}{\rho} \quad (4.6)$$

$$\frac{(IM_{\dot{m}})_{V}}{\dot{m}} = \frac{\partial \dot{m}}{\partial V} \frac{IM_{V}}{V} = \frac{IM_{V}}{V} \quad (4.7)$$

$$\frac{(IM_{\dot{m}})_{A}}{\dot{m}} = \frac{\partial \dot{m}}{\partial A} \frac{IM_{A}}{\dot{m}} = \frac{IM_{A}}{A} \quad (4.8)$$

As incertezas de medição da velocidade IM_V e a da área do tubo IM_A são estimadas pelas incertezas dos instrumentos utilizados e listados na Tabela 4.9. Entretanto a densidade do ar úmido ρ é calculada pela Equação 3.3 e portanto possui parâmetros dependentes de incertezas de medição relacionadas à pressão atmosférica, P , a temperatura do escoamento, T , e a umidade específica, ω , que devem ser estimadas utilizando as Equações 4.3 e 4.4.

A umidade específica do ar úmido, ω , depende da pressão do vapor, Equação 2.10, portanto a incerteza de medição deve ser calculada. A pressão do vapor saturado, P_{VS} , as temperaturas de bulbo seco, T , e bulbo úmido T_{bu} , são dependentes da pressão do vapor P_V , Equação 2.13, e, portanto as incertezas referentes a estes parâmetros devem ser determinadas. Assim as Equações 4.3 e 4.4, são repetidas para todas as equações que possuem parâmetros dependentes até que todos tenham sido considerados. Utilizando uma

planilha de cálculo a incerteza da vazão de ar foi calculada e o resultado final variou entre 1,4 e 1,8 % para todos os ensaios.

4.3.2 Incertezas de Medição da Perda de Calor Total da Secadora - IMQ_T

O método de cálculo da transferência de calor pelas paredes da secadora foi demonstrado na seção 3.7. Na seqüência será calculada a incerteza de medição para a perda total de calor da secadora, IMQ_T , sem isolamento térmico.

O número de Rayleigh é calculado pela Equação 3.10 e sua incerteza de medição pela 4.9.

$$\frac{IM_{Ra}}{Ra} = \pm \sqrt{\left| \frac{(IM_{Ra})_{\beta}}{Ra} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{Ra})_H}{Ra} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{Ra})_{\alpha}}{Ra} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{Ra})_v}{Ra} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{Ra})_{T_w}}{Ra} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{Ra})_{T_{\infty}}}{Ra} \right|^2}$$

onde β representa o coeficiente de expansão volumétrica do gás, H a altura da parede considerada, α a difusividade térmica, ν viscosidade cinemática, T_w a temperatura média de parede fornecida pela câmara térmica e T_{∞} a temperatura do ambiente.

Cada parcela da equação 4.9 é calculada pelas Equações 4.10 à 4.15.

$$\frac{(IM_{Ra})_{\beta}}{Ra} = \frac{\partial Ra}{\partial \beta} \frac{IM_{\beta}}{Ra} = \frac{IM_{\beta}}{\beta} \quad (4.10)$$

$$\frac{(IM_{Ra})_H}{Ra} = \frac{\partial Ra}{\partial H} \frac{IM_H}{Ra} = \frac{3IM_H}{H} \quad (4.11)$$

$$\frac{(IM_{Ra})_{\alpha}}{Ra} = \frac{\partial Ra}{\partial \alpha} \frac{IM_{\alpha}}{Ra} = \frac{-IM_{\alpha}}{\alpha} \quad (4.12)$$

$$\frac{(IM_{Ra})_v}{Ra} = \frac{\partial Ra}{\partial \nu} \frac{IM_{\nu}}{Ra} = \frac{-IM_{\nu}}{Ra} \quad (4.13)$$

$$\frac{(IM_{Ra})_{T_w}}{Ra} = \frac{\partial Ra}{\partial T_w} \frac{IM_{T_w}}{Ra} = \frac{IM_{T_w}}{[T_w - T_{\infty}]} \quad (4.14)$$

$$\frac{(IM_{Ra})_{T_{\infty}}}{Ra} = \frac{\partial Ra}{\partial T_{\infty}} \frac{IM_{T_{\infty}}}{Ra} = \frac{-IM_{T_{\infty}}}{[T_{\infty} - T_w]} \quad (4.15)$$

α e ν são calculadas através das Equações 3.13 e 3.14, é portanto possuem parâmetros de incertezas relacionados a viscosidade dinâmica μ , condutividade térmica k , densidade do ar úmido ρ , e deste modo possuem incertezas de medição. Com isso as equações 4.3 e 4.4 são utilizadas até que todos os parâmetros dependentes tenham sido considerados. As propriedades μ , k , são calculadas pelas equações do apêndice C. As incertezas relacionadas H, T_w e T_{∞} são relacionadas aos instrumentos de medição descritas na Tabela 4.9. Na

seqüência determina-se a incerteza de medição relacionada ao número de Prandtl calculada por:

$$\frac{(IM_{Pr})}{Pr} = \pm \sqrt{\left| \frac{(IM_{Pr})_{Cp}}{Pr} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{Pr})_{\mu}}{Pr} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{Pr})_{\kappa}}{Pr} \right|^2} \quad (4.16)$$

onde:

$$\frac{(IM_{Pr})_{Cp}}{Pr} = \frac{\partial Pr}{\partial Cp} \frac{IM_{Cp}}{Pr} = \frac{IM_{Cp}}{Cp} \quad (4.17)$$

$$\frac{(IM_{Pr})_{\mu}}{Pr} = \frac{\partial Pr}{\partial \mu} \frac{IM_{\mu}}{Pr} = \frac{IM_{\mu}}{\mu} \quad (4.18)$$

$$\frac{(IM_{Pr})_{\kappa}}{Pr} = \frac{\partial Pr}{\partial \kappa} \frac{IM_{\kappa}}{Pr} = \frac{-IM_{\kappa}}{\kappa} \quad (4.19)$$

Onde Prandtl é calculado pela 3.11. O calor específico do ar úmido Cp é calculado por:

$$Cp = Cp_a + \omega Cp_v \quad (4.20)$$

O calor específico do ar seco e do vapor d'água, Cp_a e Cp_v , são calculados pela equação c.5 do apêndice C, logo possuem incertezas de medição referentes as temperatura avaliadas. Com isso novamente as equações 4.3 e 4.4 são utilizadas, até que todas as incertezas tenham sido consideradas. Utiliza-se o mesmo procedimento para o cálculo da incerteza relacionada ao número de Nusselt e expressa na Equação 4.21. Nusselt é obtido pela Equação 3.15.

$$\frac{(IM_{Nu})}{Nu} = \pm \sqrt{\left| \frac{(IM_{Nu})_{Ra}}{Nu} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{Nu})_{Pr}}{Nu} \right|^2} \quad (4.21)$$

A incerteza do número de Nusselt está relacionada as incertezas do número de Rayleigh e do número de Prandtl determinada a partir das Equações 4.9 e 4.15.

Em seguida deve-se encontrar a incerteza referente ao fluxo de calor nas paredes da secadora utilizando a equação 4.22 onde \bar{q}'' é calculada pela Equação 3.17.

$$\frac{IM_{\bar{q}''}}{\bar{q}''} = \pm \sqrt{\left| \frac{(IM_{\bar{q}''})_{Nu}}{\bar{q}''} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{\bar{q}''})_{T_{\infty}}}{\bar{q}''} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{\bar{q}''})_{T_w}}{\bar{q}''} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{\bar{q}''})_K}{\bar{q}''} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{\bar{q}''})_H}{\bar{q}''} \right|^2} \quad (4.22)$$

onde:

$$\frac{(IM_{\bar{q}''})_{Nu}}{\bar{q}''} = \frac{\partial \bar{q}''}{\partial Nu} \frac{IM_{Nu}}{\bar{q}''} = \frac{IM_{Nu}}{Nu} \quad (4.23)$$

$$\frac{(IM_{\bar{q}''})_{T_w}}{\bar{q}''} = \frac{\partial \bar{q}''}{\partial T_w} \frac{IM_{T_w}}{\bar{q}''} = \frac{IM_{T_w}}{[T_w - T_\infty]} \quad (4.24)$$

$$\frac{(IM_{\bar{q}''})_{T_\infty}}{\bar{q}''} = \frac{\partial \bar{q}''}{\partial T_\infty} \frac{IM_{T_\infty}}{\bar{q}''} = \frac{-IM_{T_\infty}}{[T_w - T_\infty]} \quad (4.25)$$

$$\frac{(IM_{\bar{q}''})_H}{\bar{q}''} = \frac{\partial \bar{q}''}{\partial H} \frac{IM_H}{\bar{q}''} = \frac{-IM_H}{H} \quad (4.26)$$

$$\frac{(IM_{\bar{q}''})_\kappa}{\bar{q}''} = \frac{\partial \bar{q}''}{\partial \kappa} \frac{IM_\kappa}{\bar{q}''} = \frac{IM_\kappa}{\kappa} \quad (4.27)$$

A Equação 4.27 é dependente da incerteza da condutividade térmica, calculada pela equação c.1 do apêndice C, e conseqüentemente, possui parâmetros de incerteza dependentes onde estes são determinados utilizando-se as Equações 4.3 e 4.4, até que todos os parâmetros de incerteza tenham sido considerados. A transferência de calor por convecção é calculada pela Equação 3.18 e sua incerteza pela Equação 4.28.

$$\frac{IM_{\bar{q}_c}}{\bar{q}_c} = \pm \sqrt{\left| \frac{(IM_{\bar{q}_c})_{\bar{q}''}}{\bar{q}_c} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{\bar{q}_c})_A}{\bar{q}_c} \right|^2} \quad (4.28)$$

onde:

$$\frac{(IM_{\bar{q}_c})_{\bar{q}''}}{\bar{q}_c} = \frac{\partial \bar{q}_c}{\partial \bar{q}''} \frac{IM_{\bar{q}''}}{\bar{q}_c} = \frac{IM_{\bar{q}''}}{\bar{q}''} \quad (4.29)$$

$$\frac{(IM_{\bar{q}_c})_A}{\bar{q}_c} = \frac{\partial \bar{q}_c}{\partial A} \frac{IM_A}{\bar{q}_c} = \frac{IM_A}{A} \quad (4.30)$$

A incerteza de medição da área da secadora representada por IMA na Equação 4.30 está relacionada a incerteza de medição do instrumento de medida. Seguindo a seqüência de cálculos da seção 3.7, devemos calcular a incerteza de medição da transferência de calor por radiação, através da 4.31. A incerteza referente a constante de Stefan-Boltzman, σ , é de $\pm 0,000002 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2.\text{K})$, (NIST, 2004) e deste modo não será considerada no cálculo da incerteza da incerteza de q_R . A transferência de calor por radiação, q_R , é calculada pela equação 3.19, e sua incerteza por:

$$\frac{IM_{q_R}}{q_R} = \pm \sqrt{\left| \frac{(IM_{q_R})_\varepsilon}{q_R} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{q_R})_A}{q_R} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{q_R})_{T_w}}{q_R} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{q_R})_{T_\infty}}{q_R} \right|^2} \quad (4.31)$$

onde:

$$\frac{(IM_{q_R})_\varepsilon}{q_R} = \frac{\partial q_R}{\partial \varepsilon} \frac{IM_\varepsilon}{q_R} = \frac{IM_\varepsilon}{\varepsilon} \quad (4.32)$$

$$\frac{(IM_{q_R})_A}{q_R} = \frac{\partial q_R}{\partial A} \frac{IM_A}{q_R} = \frac{IM_A}{A} \quad (4.33)$$

$$\frac{(IM_{q_R})_{T_w}}{q_R} = \frac{\partial q_R}{\partial T_w} \frac{IM_{T_w}}{q_R} = \frac{4IM_{T_w} T_w^4}{[T_w^4 - T_\infty^4]} \quad (4.34)$$

$$\frac{(IM_{q_R})_{T_\infty}}{q_R} = \frac{\partial q_R}{\partial T_\infty} \frac{IM_{T_\infty}}{q_R} = \frac{-4IM_{T_\infty} T_\infty^4}{[T_w^4 - T_\infty^4]} \quad (4.35)$$

A emissividade da tinta ε é calculada pela Equação 3.7 e conseqüentemente sua incerteza deve ser determinada. Para isso aplica-se as equações 4.3 e 4.4 na equação 3.7, onde as incertezas referentes a temperatura são determinadas pelo instrumento de medida e relacionadas na Tabela 4.11.

Finalmente a incerteza da perda total de calor da secadora pode ser calculada. Inicialmente a incerteza de medição de cada lado da secadora $IM_{Q_{T,X}}$ é calculada pela Equação 4.37. Este procedimento é repetido par os 5 lados da secadora e os resultados combinados na Equação 4.40 para obtermos a incerteza de medição da perda de calor em toda a secadora.

$$Q_{T,X} = [q_{C,X} + q_{R,X}] \quad (4.36)$$

X representa cada lado da secadora.

$$\frac{(IM_{Q_{T,X}})}{Q_{T,X}} = \pm \sqrt{\left| \frac{(IM_{Q_{T,X}})_{q_{C,X}}}{Q_{T,X}} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{Q_{T,X}})_{q_{R,X}}}{Q_{T,X}} \right|^2} \quad (4.37)$$

onde:

$$\frac{(IM_{Q_{T,X}})_{q_{C,X}}}{Q_{T,X}} = \frac{\partial Q_{T,X}}{\partial q_{C,X}} \frac{IM_{q_{C,X}}}{Q_{T,X}} = \frac{IM_{q_{C,X}}}{Q_{T,X}} \quad (4.38)$$

$$\frac{(IM_{Q_{T,X}})_{q_{R,X}}}{Q_{T,X}} = \frac{\partial Q_{T,X}}{\partial q_{R,X}} \frac{IM_{q_{R,X}}}{Q_{T,X}} = \frac{IM_{q_{R,X}}}{Q_{T,X}} \quad (4.49)$$

$$\frac{IM_{Q_T}}{Q_T} = \pm \sqrt{\left| \frac{(IM_{Q_{TFR}})}{Q_{TFR}} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{Q_{TLE}})}{Q_{TLE}} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{Q_{TLD}})}{Q_{TLD}} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{Q_{TTR}})}{Q_{TTR}} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{Q_{TSP}})}{Q_{TSP}} \right|^2} \quad (4.40)$$

onde os índices FR , LE, LD, TR, SP indicam cada um dos lados da secadora;

FR: área frontal da secadora;

LE: área da lateral esquerda da secadora;

LD: área da lateral direita da secadora;

TR: área traseira da secadora;

SP: área da parte superior da secadora.

Utilizando uma planilha de cálculo foi encontrada a incerteza de medição da perda total de calor da secadora utilizando os dados do ensaio em que foram realizadas as imagens térmicas. Também foram utilizados os mesmos valores de temperatura ambiente e umidade relativa. A incerteza de medição da perda de calor total da secadora variou de **3,2 à 5,7%** .

4.3.3 Incerteza de Medição do Fluxo de Calor no Isolamento Térmico de Toda a Secadora - $IM_{q''_T}$

O fluxo de calor através do isolamento térmico $q''_{,X}$ é calculado pela Equação 3.48 e sua incerteza de medição pela Equação 4.41, onde X representa cada lado da secadora.

$$\frac{(IM_{q''_{,X}})}{q''_{,X}} = \pm \sqrt{\left| \frac{(IM_{q''_{,X}})_{T_w}}{q''_{,X}} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{q''_{,X}})_T}{q''_{,X}} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{q''_{,X}})_L}{q''_{,X}} \right|^2} \quad (4.41)$$

onde:

$$\frac{(IM_{q''_{,X}})_{T_w}}{q''_{,X}} = \frac{\partial q''_{,X}}{\partial T_w} \frac{IM_{T_w}}{q''_{,X}} = \frac{IM_{T_w}}{[T_w - T]} \quad (4.42)$$

$$\frac{(IM_{q''_{,X}})_T}{q''_{,X}} = \frac{\partial q''_{,X}}{\partial T} \frac{IM_T}{q''_{,X}} = \frac{-IM_T}{[T_w - T]} \quad (4.43)$$

$$\frac{(IM_{q''_{,X}})_L}{q''_{,X}} = \frac{\partial q''_{,X}}{\partial L} \frac{IM_L}{q''_{,X}} = \frac{-IM_L}{L} \quad (4.44)$$

A espessura L do isolamento foi medida com uma trena, portanto a incerteza é fornecida pela Tabela 4.11. A incerteza associada a condutividade térmica do poliuretano, K_P não é fornecida pelo fabricante e, portanto, não será considerada. As Equações 4.41 a 4.44 são repetidas para cada lado da secadora e em seguida combinadas pela Equação 4.45 para o cálculo da incerteza de medição do fluxo de calor através do isolamento para toda a secadora $IM_{q''_T}$. O fluxo de calor q''_T é obtido pela média aritmética da soma de todos os lados, utilizando a Equação 3.48 para cada lado e cujo valor obtido é de 84,68 W/m² conforme mostrado na Tabela 4.5. Para $IM_{q''_T}$ os valores variaram de **2,2 a 4,7%**.

$$\frac{IM_{q''_T}}{q''_T} = \pm \sqrt{\left| \frac{(IM_{q''_{FR}})}{q''_{FR}} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{q''_{LE}})}{q''_{LE}} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{q''_{LD}})}{q''_{LD}} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{q''_{TR}})}{q''_{TR}} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{q''_{SP}})}{q''_{SP}} \right|^2} \quad (4.45)$$

4.3.4 Incerteza de Medição na Determinação da Taxa de Economia Após a Instalação do Isolamento Térmico - IME_P

A taxa de transferência de calor no isolamento térmico para toda a secadora q_I é calculada pela Equação 4.46, onde A representa toda a área da secadora e sendo sua incerteza de medição de IM_{q_I} representada pela Equação 4.47.

$$q_I = q''_T A \quad (4.46)$$

$$\frac{IM_{q_I}}{q_I} = \pm \sqrt{\left| \frac{(IM_{q_I})_{q''_T}}{q_I} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{q_I})_A}{q_I} \right|^2} \quad (4.47)$$

onde:

$$\frac{(IM_{q_I})_{q''_T}}{q_I} = \frac{\partial q_I}{\partial q''_T} \frac{IM_{q''_T}}{q_I} = \frac{IM_{q''_T}}{q''_T} \quad (4.48)$$

$$\frac{(IM_{q_I})_A}{q_I} = \frac{\partial q_I}{\partial A} \frac{IM_A}{q_I} = \frac{IM_A}{A} \quad (4.49)$$

Na Equação 4.48 a incerteza de medição $IM_{q''_T}$ é calculada pela Equação 4.45 e IM_A obtida na Tabela 4.11.

A economia E_P , Equação 4.50, proporcionada pelo isolamento térmico pode ser calculada pela diferença entre a taxa de transferência de calor de toda a secadora Q_T antes do isolamento térmico, e a taxa de transferência de calor no isolamento térmico para toda a secadora q_I .

$$E_p = Q_T - q_I \quad (4.50)$$

Logo a incerteza de medição da economia IME_p é calculada por:

$$\frac{IM_{E_p}}{E_p} = \pm \sqrt{\left| \frac{(IM_{E_p})_{Q_T}}{E_p} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{E_p})_{q_I}}{E_p} \right|^2} \quad (4.51)$$

onde:

$$\frac{(IM_{E_p})_{Q_T}}{E_p} = \frac{\partial E_p}{\partial Q_T} \frac{IM_{Q_T}}{E_p} = \frac{IM_{Q_T}}{[Q_T - q_I]} \quad (4.52)$$

$$\frac{(IM_{E_p})_{q_I}}{E_p} = \frac{\partial E_p}{\partial q_I} \frac{IM_{q_I}}{E_p} = \frac{-IM_{q_I}}{[Q_T - q_I]} \quad (4.53)$$

Nas equações 4.52 e 4.53 o valor de IM_{Q_T} e IM_{q_I} são calculados pelas Equações 4.40 e 4.47 respectivamente. Finalmente podemos concluir que a incerteza de medição em relação a economia proporcionada pelo isolamento térmico IME_p variou entre **5,7 a 6,2%** .

4.3.5 Incerteza de Medição da Potência Líquida Proporcionada pelo Trocador de Calor - IMP_L

A potência líquida P_L gerada pelo trocador de calor é calculada pela equação 4.2. Ela é dependente da potência térmica recuperada pelos trocadores de calor, onde está incerteza é determinada por:

$$\frac{IM_{\dot{P}_R}}{\dot{P}_R} = \pm \sqrt{\left| \frac{(IM_{\dot{P}_R})_{\dot{m}}}{\dot{P}_R} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{\dot{P}_R})_{C_p}}{\dot{P}_R} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{\dot{P}_R})_{T_{c,o}}}{\dot{P}_R} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{\dot{P}_R})_{T_{c,i}}}{\dot{P}_R} \right|^2} \quad (4.54)$$

onde:

$$\frac{(IM_{\dot{P}_R})_{\dot{m}}}{\dot{P}_R} = \frac{\partial \dot{P}_R}{\partial \dot{m}} \frac{IM_{\dot{m}}}{\dot{P}_R} = \frac{IM_{\dot{m}}}{\dot{m}} \quad (4.55)$$

$$\frac{(IM_{\dot{P}_R})_{C_p}}{\dot{P}_R} = \frac{\partial \dot{P}_R}{\partial C_p} \frac{IM_{C_p}}{\dot{P}_R} = \frac{IM_{C_p}}{C_p} \quad (4.56)$$

$$\frac{(IM_{\dot{P}_R})_{T_{C,o}}}{\dot{P}_R} = \frac{\partial \dot{P}_R}{\partial T_{C,o}} \frac{IM_{T_{C,o}}}{\dot{P}_R} = \frac{IM_{T_{C,o}}}{(T_{C,o} - T_{C,i})} \quad (4.57)$$

$$\frac{(IM_{\dot{P}_R})_{T_{C,i}}}{\dot{P}_R} = \frac{\partial \dot{P}_R}{\partial T_{C,i}} \frac{IM_{T_{C,i}}}{\dot{P}_R} = \frac{IM_{T_{C,i}}}{(T_{C,o} - T_{C,i})} \quad (4.58)$$

As incertezas de medição referentes a $IM_{T_{C,o}}$ e $IM_{T_{C,i}}$ são determinadas pelas incertezas referentes aos termopares, ilustradas na Tabela 4.9. A incerteza referente a vazão de ar IM_m é calculada pela Equação 4.5 e a incerteza referente ao calor específico do ar úmido pelo mesmo procedimento utilizado para o cálculo da incerteza da Equação 4.19.

Portanto a incerteza da potência líquida gerada pelo trocador de calor pode ser calculada por:

$$\frac{IM_{\dot{P}_L}}{\dot{P}_L} = \pm \sqrt{\left| \frac{(IM_{\dot{P}_L})_{\dot{P}_R}}{\dot{P}_L} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{\dot{P}_L})_{\dot{P}_V}}{\dot{P}_L} \right|^2} \quad (4.59)$$

onde:

$$\frac{(IM_{\dot{P}_L})_{\dot{P}_R}}{\dot{P}_L} = \frac{\partial \dot{P}_L}{\partial \dot{P}_V} \frac{IM_{\dot{P}_R}}{\dot{P}_L} = \frac{IM_{\dot{P}_R}}{\dot{P}_R - \dot{P}_V} \quad (4.60)$$

$$\frac{(IM_{\dot{P}_L})_{\dot{P}_V}}{\dot{P}_L} = \frac{\partial \dot{P}_L}{\partial \dot{P}_V} \frac{IM_{\dot{P}_V}}{\dot{P}_L} = \frac{-IM_{\dot{P}_V}}{\dot{P}_R - \dot{P}_V} \quad (4.61)$$

A incerteza de medição relacionada a potência do ventilador IM_{P_V} é calculada pela incerteza de instrumento de medição da tensão e corrente representados na Tabela 4.11. A incerteza da potência térmica recuperada pelo trocador de calor IM_{P_R} é calculada pela Equação 4.54. Os valores de IM_{P_L} variaram de **2,4 a 3,2%**.

4.3.6 Incerteza de Medição da Redução do Consumo Líquida da Secadora - IM_{ES}

A economia gerada na secadora, E_S , é calculada pela soma da redução na transferência de calor para o ambiente proporcionado pelo isolamento E_P e a potência líquida recuperada pelos trocadores de calor P_L . Estes parâmetros possuem incertezas de medição já calculados nos itens anteriores. Portanto estas incertezas devem ser combinadas para obtermos a incerteza da economia da secadora IM_{ES} através da equação:

$$IM_{E_s} = \pm \sqrt{(IM_{E_p})^2 + (IMP_L)^2} \quad (4.62)$$

A incerteza da redução na transferência de calor proporcionada pelo isolamento térmico IM_{EP} é calculada pela Equação 4.51 e a incerteza da potência líquida gerada pelos trocadores pela 4.59.

Finalmente podemos concluir que a incerteza de medição da economia na secadora com a instalação do isolamento térmico e dos trocadores de calor variaram de **6,18** a **7%**. Utilizando o valor médio de **6,6%** obtemos:

Tabela 4.12 - Resultados da incerteza de medição na economia líquida da secadora.

Isolamento + Trocador Tubo-Aletado	Isolamento + Trocador Policarbonato
$E_s = 580 \pm 40W$	$E_s = 980 \pm 65W$

Capítulo 5

Conclusões

A taxa de evaporação da água no tecido mostrou-se substancialmente influenciada pela umidade absoluta do ambiente, onde diferenças de até 20 % no tempo de secagem foram observadas. Conforme esperado, quanto mais úmido o ar ambiente menor a taxa de evaporação.

A eficiência de secagem aumenta com a quantidade de tecido no tambor, o que indica uma relação entre o volume do tambor por quilo de tecido a ser seco. Para o algodão, jeans e poliéster, o algodão obteve as maiores eficiências de secagem.

A taxa específica de extração de umidade é substancialmente influenciada pela umidade relativa do ambiente. Para uma diferença de 21 % de umidade relativa entre dois ensaios realizados para secagem da mesma carga e do mesmo tipo de tecido, obteve-se uma redução no consumo de 0,43 kWh / kg_w o que representa 16,5 % na taxa específica de extração de umidade.

Observou-se que para vazões variadas a taxa de evaporação aumenta com o aumento da vazão de ar diminuindo o tempo de secagem. Impondo o dobro da vazão original, a uma diminuição de cerca de 10 % no tempo de secagem. Para impormos o dobro da vazão a um aumento de 492 W no consumo da secadora. Descontando este valor em kWh da economia atribuída ao menor tempo de secagem, temos uma economia líquida de cerca de 0,2 kWh. Para menores vazões há uma redução na taxa de evaporação, além de elevar a temperatura dos tecidos à condição crítica.

O isolamento em poliuretano diminuiu em torno a 40% a energia perdida pelas paredes da secadora, o que representa 0,341 kW. No consumo geral da secadora, esta economia representa 3,41 % do consumo total.

O modelo de temperaturas de saída do trocador tubo-aletado apresentou bons resultados, sobretudo na previsão de temperatura de saída do fluido frio, onde a diferença entre a temperatura prevista e a medida experimentalmente é no máximo de 4 %.

Para o trocador de calor tubo-aletado a potência aplicada no ventilador para vencer a perda de carga é de 365,9 W contra 126,2 W do trocador em policarbonato.

A média de economia líquida da secadora, já descontando a potência a mais aplicada ao ventilador é de 241,15 W para o trocador tubo-aletado e de 636,91 W para o trocador em policarbonato.

Apresenta-se na Tabela 5.1 o resumo da economia líquida total da secadora ao utilizar os trocadores de calor e o isolamento térmico. Observa-se que com a utilização do isolamento térmico e do trocador de calor em policarbonato foi estimada em 9,8% da potência total de consumo.

Utilizando-se o isolamento térmico com o trocador tubo-aletado o tempo de amortização de ambos os custos é de 3688 horas ou 263 dias se considerarmos a utilização da secadora por 14 horas/dia. Já para o trocador em policarbonato juntamente com o isolamento térmico, o tempo de amortização é de 1976 horas ou 141 dias se considerarmos a utilização da secadora por 14 horas/dia. O gráfico da Figura 5.1 demonstra a amortização para as duas configurações.

Tabela 5.1- Resumo de Economia da Secadora

Economia gerada pelo isolamento térmico [kW]	Economia líquida gerada pelos trocadores de calor [kW]	Economia Líquida da Secadora [%]	Economia Líquida Total [R\$/h]
0,34176	Tubo Aletado 0,2411	5,8286	0,2169
0,34176	Policarbonato 0,6369	9,7866	0,3642

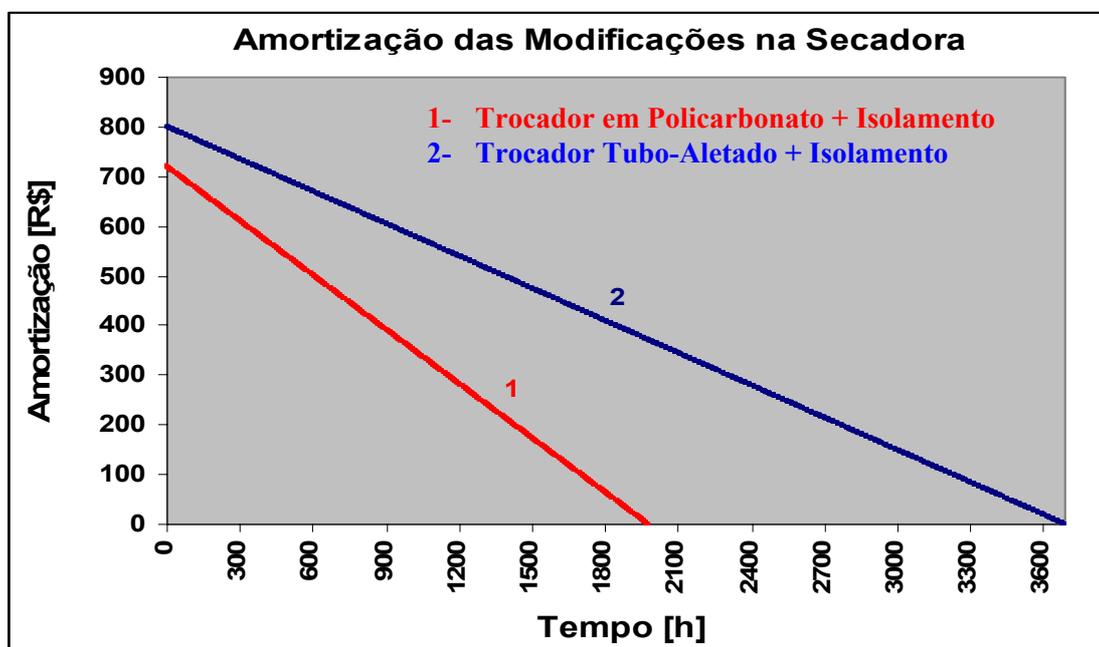


Figura 5.1 - Amortização da soma dos trocadores de calor e isolamento térmico.

Propostas de Continuação do Trabalho

Sugere-se para continuação deste trabalho, pesquisas relacionadas aos seguintes temas:

- Recirculação parcial do ar de saída do tambor de secagem;
- Utilização de Bombas de Calor;
- Secagem a Frio;
- Outras Configurações de Secadoras;
- Análise Exergética da Secadora.
- Utilização de Tubos de Calor – Heat Pipe

Capítulo 6

Referências Bibliográficas

- 1 - ALONSO, L. F. T. – Algoritmos de Seleção e Dimensionamento de Secadoras. **Tese de Doutorado** – Fac. Eng. de Alim., Universidade Estadual de Campinas, 2001, pp. 21-35.
- 2- AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATION AND AIR-CONDITIONING ENGINEER'S – Psychrometric Calculations. Atlanta, 1989. Disponível no Site, <http://www.developer.com/downloads>, 2004.
- 3 - BANSAL, P. K. ; BRAUN, J. E. – Improving the Energy Efficiency of Conventional Tumbler Clothes Drying Systems. **International Journal of Energy Research**. v. 25, 2001, pp. 1315-1332.
- 4 - BANSAL, P. K. ; BRAUN, J. E. – Energy Efficiency Analysis of Air Cycle Heat Pump Dryers. **International Journal of Refrigeration**. v.25, 2002, pp. 954-964.
- 5 - BEJAN, A. – **Transferência de Calor**. São Paulo: Edgar Blucher Ltda, 1996, pp. 284-288.
- 6 - COMITATO, E. I. – Asciugabiancheria a Tamburo per uso Domestico e Metodi per la Misura delle Prestazioni. **Norma Italiana CEI**. v.5635, classificazione. 59-18, 2000.
- 7 - CONDE, R. M. – Energy Conservation With Tumbler Drying in Laundries. **Applied Thermal Engineering**. v.17, n.12, 1997, pp. 1163-1172.
- 8 - CONDE, R. M. – Modelo Matemático de Permutadores de Calor Compactos para a Recuperação de Energia entre Escoamentos de Ar. **O instalador**. v.71, 2003, pp.20-28.
- 9 - CONDE, R. M. – Diagramas de Estado e Psicrometria do Ar Úmido. **M. Conde Engineering**. Zurich :Disponível na Internet no site <http://www.mrc-eng.com>, 2004.
- 10 - CRANK, J. – **The Mathematics of Diffusion**. 2ªEd. Oxford: Clarendon Press, 1975, pp. 414.

- 11 - CREMASCO, M. A. – **Fundamentos de Transferência de Massa**. 2ªEd. Campinas: Editora Unicamp, 2002, pp.584-585.
- 12 - DEANS, J. – The Modeling of a Domestic Tumbler Dryer. **Applied Thermal Engineering**. v.21, 2001, pp. 977-990.
- 13 - ERHARDT, T. ; BLUMCKE, A. – **Curso Técnico Têxtil**. 1ªEd. São Paulo: USP, 1973, pp.25, 37-39.
- 14 - FORGIONE, N. ; MARCO, P. – **Appunti ed Esercizi di Fisica Tecnica e Machine Termiche**. Pisa: Università di Pisa, 2002, cap.10.
- 15 - INCROPERA, P. F. ; DEWITT, D. P. – **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 5ªEd. Rio de Janeiro: LTC, 2003, cap.11.
- 16 - KAKAÇ, S. ; LUI, H. – **Heat Exchangers** – Selection, Rating and Thermal Design. Second Edition . CRC Press, 2002, pp 303-321
- 17 - KAYS, W. M. ; LONDON, A. L. – **Compact Heat Exchangers**. 3ªEd. New York: MacGraw-Hill, 1984, pp.270.
- 18 - KEEY, R.B. **Introduction to Industrial Drying Operations**. 1ªEd. Oxford: Pergamon Press, 1978, pp.376.
- 19 - LAMBERT, A.J. D. ; SPRUIT, F. P. M. ; CLAUS, J. – Modelling as a Tool for Evaluating the Effects of Energy-Saving Measures. Case Study: A Tumbler Drier. **Applied Energy**. v.38, 1991, pp.33-47.
- 20 - MASSARANI, G. ; TELLES, A.S. – **Tópicos Especiais de Secagem**. v.1, São Carlos: Freire & Santori, 1992, pp.330, 344.
- 21 - MOREIRA, J. R. S. – **Fundamentos e Aplicações da Psicrometria**. São Paulo: RPA, 1999, pp.9, 21-26 ,31,91,154.
- 22 - NADEAU, J.P. ; PUIGGALI, J. R. – Séchage: des processus physiques aux procedes industriels. Paris: Lavoisier, 1995, pp.272-280.
- 23 - NEWBERT, G. J. – Energy Efficient Drying Evaporation and Similar Processes. **Heat Recovery Systems**. v.5, n.6, 1985, pp. 551-559.
- 24 - NIST – Internationally Recommended Values of the Fundamental Physical Constants. **National Institute of Standards and Technology**. Disponível no Site <http://www.physics.nist.gov/cuu/Constants>, acessado em 2004.
- 25 - OKTAY, Z. ; HEPBASLI, A. – Performance Evaluation of a Heat Pump Assisted Mechanical Opener Dryer. **Energy Conversion & Management**. v.44, 2003, pp. 1193-1207.

- 26 - ORESTEN, L. F. – **Implementação do Sistema de Medição de uma Câmara Climatizada**. Trabalho de Graduação Apresentado ao Dep. De Eng. Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Paraná, Curitiba, 1999.
- 27 - PEREIRA, G. C. C - Modelagem de Condicionadores de Ar Residenciais. **Dissertação de Mestrado**. – Programa de Pós-Graduação, Pontifícia Universidade Católica do Paraná, Curitiba, 2003, pp.32, 33.
- 28 - PERIN, M. M. – Análise da Influência da Recirculação do Ar no Desempenho de uma Bomba de Calor Aplicada à Secagem. **Dissertação de Mestrado**. – Fac. de Eng. Química, Universidade Estadual de Campinas, 1995, pp. 1-6.
- 29 - SABORIO, S. A. – Analysis of Energy Consumption in Heat Pump And Conventional Driers. **Heat Recovery Systems**. v. 13, n.5, 1993, pp.419-428.
- 30 - SMITH, C.B. ; FAZOLLARE, R.A. – Beyond the Crises: opportunity and challenge. **Energy Conversion & Management**. v.22, 1982, pp.329-345.

Apêndice A

Leitura da Umidade Relativa na Saída do Tambor para Calibração do Termômetro de Bulbo Úmido e Método de Cálculo

O método experimental para a calibração do termômetro de bulbo úmido está descrito na secção 3.3.2. Apresentam-se a seguir, as leituras da umidade relativa do ar na saída do tambor de secagem, RH, feitas com um higrômetro portátil, onde os valores são utilizados para o cálculo da temperatura de bulbo úmido, com auxílio um programa de cálculo psicrométrico. A temperatura de bulbo úmido real (T_{BUR}) ou calculado é comparada a temperatura do termômetro de bulbo úmido construído (T_{BUT}) e a equação de calibração é determinada através do método dos mínimos quadrados.

Tabela A.1 – Valores de RH lidos do higrômetro e valores calculados de T_{BUR}

RH (Instrumento)	TBS (Instrumento)	T_{BUT} (Termômetro)	T_{BUR} (Calculada)
53,8	29,1	21,9	21,63
50,2	30,4	22,58	22,02
48,6	32	23,39	23,02
44,9	33,9	24,10	23,79
43,9	34,9	24,92	24,33
41,4	36	25,54	24,60
37,7	36,2	26,06	23,83
35,6	39,1	26,76	25,49
38,4	38,4	27,40	25,70
37,3	39,8	27,98	26,48
33,2	41,5	28,71	26,57
30,9	42,4	29,32	26,52
31,6	42,9	29,93	27,11
31	43,4	30,39	27,28
32,7	43,5	30,81	27,90
32,3	44	31,22	28,14
28,8	44,6	31,28	27,41
30,4	45,7	31,89	28,76
31,4	45,3	32,29	28,11
27,3	46,6	32,44	28,30
29,2	46,8	32,73	29,13
27,5	48,3	32,77	29,58

TBS= temperatura de bulbo seco.

A equação de calibração é calculada por:

$$T_{BUR} = bT_{BUT} + a \quad (a.1)$$

onde os coeficientes a e b são calculados por:

$$a = \frac{\sum_{i=1}^n T_{BUR} - b \sum_{i=1}^n T_{BUT}}{n} \quad (\text{a.2})$$

$$b = \frac{n \sum_{i=1}^n T_{BUR} \cdot T_{BUT} - \sum_{i=1}^n T_{BUT} \cdot \sum_{i=1}^n T_{BUR}}{n \sum_{i=1}^n (T_{BUT})^2 - \left(\sum_{i=1}^n T_{BUT} \right)^2} \quad (\text{a.3})$$

O número de leituras é representado por n.

Apêndice B

Temperaturas T_1 e T_2 e Determinação da Emissividade - ϵ

A emissividade é calculada utilizando as Equações 3.7, 3.8 e 3.9 da seção 3.7.1. Apresenta-se na Tabela B.1 as leituras das temperaturas na área pintada de preto fosco T_1 e na área de pintura original T_2 . Também é apresentada a leitura da diferença de micovoltagem.

Tabela B.1 – Valores utilizados na determinação de ϵ .

Tempo (s)	Diferença de Corrente ΔV (μV)	Diferença de Temperatura ΔT ($^{\circ}C$)	Temperatura da Área Negra T_1 (K)	Temperatura da Pintura Original T_2 (K)	Emissividade da Tinta ϵ (-)
60	1,33E-07	0,104282713	300,433	300,5372827	0,99861277
90	1,87E-06	0,148840856	300,733	300,8818409	0,99802274
120	3,86E-06	0,20023651	301,04	301,2402365	0,99734382
150	5,73E-06	0,24820541	301,52	301,7682054	0,99671404
180	7,59E-06	0,296143264	302,017	302,3131433	0,99608739
210	1,03E-05	0,364646071	302,614	302,9786461	0,99519454
240	1,20E-05	0,409177356	303,373	303,7821774	0,9946231
270	1,33E-05	0,44342116	304,007	304,4504212	0,99418686
300	1,32E-05	0,440002043	304,663	305,103002	0,9942439
330	1,40E-05	0,460542044	305,357	305,817542	0,99398984
360	1,69E-05	0,535855606	306,107	306,6428556	0,99302834
390	1,69E-05	0,535855606	306,812	307,3478556	0,99304429
420	1,77E-05	0,556391056	307,393	307,9493911	0,99279252
450	1,94E-05	0,600902604	308,052	308,6529026	0,99223529
480	1,78E-05	0,559834953	308,673	309,232835	0,99277804
510	1,94E-05	0,600902604	309,233	309,8339026	0,9922648
540	2,01E-05	0,618017258	309,83	310,4480173	0,99206084
570	1,93E-05	0,597484732	310,341	310,9384847	0,99233591
600	2,10E-05	0,641966359	310,742	311,3839664	0,99177885
630	2,13E-05	0,64882707	311,196	311,8448271	0,9917035
660	2,09E-05	0,638548811	311,662	312,3005488	0,9918464
690	2,24E-05	0,676191745	312,101	312,7771917	0,99138042
720	2,17E-05	0,65907939	312,496	313,1550794	0,99160797
750	2,29E-05	0,68988628	312,958	313,6478863	0,99123076
780	2,17E-05	0,65907939	313,231	313,8900794	0,99162756
810	2,32E-05	0,696720539	313,55	314,2467205	0,991161

Tempo (s)	Diferença de Corrente ΔV (μV)	Diferença de Temperatura ΔT ($^{\circ}C$)	Temperatura da Área Negra T_1 [k]	Temperatura da Pintura Original T_2 (K)	Emissividade da Tinta ϵ (-)
840	2,30E-05	0,693303423	313,779	314,4723034	0,99121049
870	2,32E-05	0,696720539	314,091	314,7877205	0,99117614
900	2,29E-05	0,68988628	314,347	315,0368863	0,9912693
930	2,37E-05	0,710414426	314,602	315,3124144	0,99101821
960	2,46E-05	0,734384109	314,818	315,5523841	0,99072326
990	2,48E-05	0,737800901	314,988	315,7258009	0,99068535
1020	2,73E-05	0,802817577	315,244	316,0468176	0,98987791
1050	2,73E-05	0,802817577	315,404	316,2068176	0,98988301
1080	2,54E-05	0,754910146	315,6	316,3549101	0,99048901
1110	2,60E-05	0,768602194	315,688	316,4566022	0,99032023
1140	2,65E-05	0,782268121	315,809	316,5912681	0,99015294
1170	2,65E-05	0,782268121	315,93	316,7122681	0,99015669
1200	2,78E-05	0,816482426	316,097	316,9134824	0,98973433
1230	2,69E-05	0,792542971	316,327	317,119543	0,99004064
1260	2,86E-05	0,837030261	316,381	317,2180303	0,98948707
1290	2,58E-05	0,765159956	316,507	317,27216	0,99038811
1320	2,52E-05	0,748051115	316,68	317,4280511	0,99060687
1350	2,66E-05	0,785710223	316,816	317,6017102	0,99014112
1380	2,81E-05	0,823340374	316,905	317,7283404	0,98967488
Valor médio utilizado: 0,99219847					

Apêndice C

Equações para o Cálculo da Condutividade Térmica κ , Viscosidade Dinâmica μ e Calor Específico C_{p_u} do Ar Úmido.

O cálculo adequado das propriedades do ar é de fundamental importância para precisão dos cálculos. Apresenta-se abaixo, as equações que foram utilizadas onde as propriedades do se fizeram necessárias.

Condutividade Térmica do Ar Úmido - κ [W/(m.K)]

$$\kappa = (a \cdot T^4 + b \cdot T^3 + c \cdot T^2 + d \cdot T + e) \cdot 4,182 \cdot 10^{-5} \quad (\text{c.1})$$

onde os coeficientes a , b , c , d , e são:

Tabela C.1 – Coeficientes da equação c.1 para o cálculo de κ

$a=8,027769 \cdot 10^{-8} \cdot X^4 - 1,8619279 \cdot 10^{-7} \cdot X^3 + 1,5128385 \cdot 10^{-7} \cdot X^2 - 5,2651721 \cdot 10^{-8} \cdot X + 3,5596815 \cdot 10^{-9}$
$b=-4,3387318 \cdot 10^{-5} \cdot X^4 + 1,0078804 \cdot 10^{-4} \cdot X^3 - 8,1845585 \cdot 10^{-5} \cdot X^2 + 2,7477907 \cdot 10^{-5} \cdot X - 1,4563789 \cdot 10^{-6}$
$c=8,1396944 \cdot 10^{-3} \cdot X^4 - 1,4189051 \cdot 10^{-2} \cdot X^3 + 1,2433925 \cdot 10^{-2} \cdot X^2 - 3,4134568 \cdot 10^{-3} \cdot X - 6,77457 \cdot 10^{-4}$
$d=-2,3355372 \cdot 10^{-2} \cdot X^4 - 0,23109092 \cdot X^3 + 0,11216864 \cdot X^2 + 2,3143653 \cdot 10^{-2} \cdot X + 1,9017419$
$e=-90,995865 \cdot X^4 + 296,75143 \cdot X^3 - 497,31824 \cdot X^2 + 93,451324 \cdot X + 572,28264$

Fonte: Nadeau e Puiggali, 1995.

A Variável X na Tabela C.1 representa a fração do vapor, calculada por:

$$X = \frac{0,622 \cdot \omega}{1 + 0,622 \cdot \omega} \quad (\text{c.2})$$

Viscosidade Dinâmica do Ar Úmido – μ [kg/(m.s)]

$$\mu = (a \cdot T^4 + b \cdot T^3 + c \cdot T^2 + d \cdot T + e) \cdot 10^{-8} \quad (\text{c.3})$$

onde os coeficientes a , b , c , d , e são:

Tabela C.2 – Coeficientes da equação c.3 para o cálculo de μ

$a=3,9543448 \cdot 10^{-8} \cdot X^4 - 6,4272008 \cdot 10^{-8} \cdot X^3 - 1,5426258 \cdot 10^{-8} \cdot X^2 - 9,6937347 \cdot 10^{-9} \cdot X + 5,4182597 \cdot 10^{-9}$
$b=1,0590597 \cdot 10^{-5} \cdot X^4 + 1,5096114 \cdot 10^{-5} \cdot X^3 - 3,7179313 \cdot 10^{-6} \cdot X^2 + 3,6750292 \cdot 10^{-6} \cdot X - 4,0088101 \cdot 10^{-6}$
$c=-2,7684891 \cdot 10^{-3} \cdot X^4 - 4,36749111 \cdot 10^{-3} \cdot X^3 + 1,2388106 \cdot 10^{-3} \cdot X^2 - 1,5312679 \cdot 10^{-3} \cdot X - 4,3016441 \cdot 10^{-4}$
$d=0,57387209 \cdot X^4 - 1,708572 \cdot X^3 + 1,0763351 \cdot X^2 - 1,3033422 \cdot X + 4,9683638$
$e=-46,32412 \cdot X^4 + 310,72525 \cdot X^3 - 1036,1348 \cdot X^2 - 60,243416 \cdot X + 1716,8794$

Fonte: Nadeau e Puiggali, 1995.

Calor Específico do Ar Úmido

O calor específico do ar úmido C_p é calculado pela equação:

$$C_p = C_{p_a} + \omega \cdot C_{p_v} \quad (c.4)$$

onde:

C_{p_a} = Calor específico do Ar Seco [kJ/(kg.K)]

C_{p_v} = Calor Específico do Vapor d'água [kJ/(kg.K)]

Os calores específicos do ar seco e do vapor d'água são calculados por:

$$C_{p_i} = \sum_{j=0}^n a_j T^j \quad (c.5)$$

onde as constantes a_j são fornecidas pela Tabela C.3, e sendo a temperatura em °C.

Tabela C.3 – Constantes físicas para o cálculo de C_{p_v} e C_{p_a} .

	a_0	$a_1 \times 10^{-5}$	$a_2 \times 10^{-7}$	$a_3 \times 10^{-10}$
C_{p_v} (-50 a 250 °C)	1,8584	9,4	3,73	-
C_{p_a} (-40 a 1000°C)	1,00926	-4,04033	6,17596	-4,097323

Fonte: Cremasco, 2002.

As constantes da Tabelas C.1, C.2 e C.3 possuem incertezas de medição que não são explicitadas e nem referencias pelos respectivos autores e portanto tais incertezas não consideradas nos cálculos da seção 4.3 (Incertezas de Medição).

Apêndice D

Incerteza de Medição da Taxa Específica de Extração de Umidade – MER

A taxa específica de extração de umidade - MER é calculada pela Equação 2.22. Assim sendo a incerteza de medição deve ser determinada combinando-se as incertezas devido a potência gasta $(IM_{MER})_{Wt}$, ao tempo de secagem $(IM_{MER})_{\Delta t}$ e a massa da água removida do tecido $(IM_{MER})_{massa}$. A incerteza da taxa MER é calculada por:

$$\frac{IM_{MER}}{MER} = \pm \sqrt{\left| \frac{(IM_{MER})_{Wt}}{MER} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{MER})_{\Delta t}}{MER} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{MER})_{massa}}{MER} \right|^2} \quad (d.1)$$

onde:

$$\frac{(IM_{MER})_{Wt}}{MER} = \frac{\partial MER}{\partial Wt} \frac{IM_{Wt}}{MER} = \frac{IM_{Wt}}{Wt} \quad (d.2)$$

$$\frac{(IM_{MER})_{massa}}{MER} = \frac{\partial MER}{\partial massa} \frac{IM_{massa}}{MER} = - \frac{IM_{massa}}{massa} \quad (d.3)$$

O termo referente ao tempo da Equação d.1 pode ser desprezado devido a uma incerteza de medição do tempo de somente 1segundo para um período de secagem de 60 minutos, e portanto não será estimada. Na Equação d.3 o termo IM_{massa} refere-se a balança da Tabela 4.11.

A potência de consumo da secadora é calculada pela Equação 3.1 e, conseqüentemente, a incerteza referente ao instrumento de medição da corrente deve ser considerada. Então IM_{Wt} é calculada por:

$$\frac{IM_{Wt}}{Wt} = \pm \sqrt{\left| \frac{(IM_{Wt})_U}{Wt} \right|^2 + \left| \frac{(IM_{Wt})_I}{Wt} \right|^2} \quad (d.4)$$

onde:

$$\frac{(IM_{Wt})_U}{Wt} = \frac{\partial Wt}{\partial U} \frac{IM_U}{Wt} = \frac{IM_U}{U} \quad (d.5)$$

$$\frac{(IM_{W_t})_I}{W_t} = \frac{\partial W_t}{\partial I} \frac{IM_I}{W_t} = \frac{IM_I}{I} \quad (\text{d.6})$$

As incertezas referentes ao instrumento de medição de tensão e corrente, IM_U e IM_I , são determinadas na Tabela 4.9. Estas incertezas estão associadas a 5 dígitos de fundo de escala, e deste modo devem ser relacionado ao erro combinado. Por exemplo, a leitura da corrente antes das modificações é de 27,1 A, logo temos 0,5 ampères de erro + 0,0005 ampères de fundo de escala. O erro combinado para amperagem do instrumento IMI é calculado como:

$$IMI = \sqrt{(0,5)^2 + (0,0005)^2} = 0,5 \quad (\text{d.7})$$

e portanto o erro devido ao fundo de escala da corrente e tensão podem ser desprezados, sendo considerado somente o erro do instrumento.

A incerteza de medição da taxa específica de extração de umidade foi calculada e os valores variaram entre **1,1 e 1,2 %** para todos os ensaios.