



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA**  
**FACULDADE DE ENGENHARIA QUÍMICA**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA**



**COMPARAÇÃO DO DESEMPENHO DO SECADOR ROTO-  
FLUIDIZADO COM O SECADOR ROTATÓRIO CONVENCIONAL:  
SECAGEM DE FERTILIZANTES**

**EDU BARBOSA ARRUDA**

Uberlândia – MG  
2008



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA**  
**FACULDADE DE ENGENHARIA QUÍMICA**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA**



**COMPARAÇÃO DO DESEMPENHO DO SECADOR ROTO-  
FLUIDIZADO COM O SECADOR ROTATÓRIO CONVENCIONAL:  
SECAGEM DE FERTILIZANTES**

Edu Barbosa Arruda

Orientador: Marcos Antônio de Souza  
Barrozo

Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química da Universidade Federal de Uberlândia como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Doutor em Engenharia Química

Uberlândia – MG

2008



Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)

---

A779c Arruda, Edu Barbosa, 1976-  
Comparação do desempenho do secador roto-fluidizado com o secador rotatório convencional : secagem de fertilizantes / Edu Barbosa Arruda. - 2008.  
176 f. : il.

Orientador: Marcos Antônio de Souza Barrozo.

Tese (doutorado) – Universidade Federal de Uberlândia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química.  
Inclui bibliografia.

1. Secagem - Teses. 2. Fertilizantes - Secagem - Teses. I. Barrozo, Marcos Antônio de Souza. II. Universidade Federal de Uberlândia. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química. III. Título.

CDU: 66.047.7

---

TESE DE DOUTORADO SUBMETIDA AO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM  
ENGENHARIA QUÍMICA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA COMO  
PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE  
DOUTOR EM ENGENHARIA QUÍMICA, EM 29 DE FEVEREIRO DE 2008

BANCA EXAMINADORA

---

Prof. Dr. Marcos Antônio de Souza Barrozo  
Orientador (PPGEQ/UFU)

---

Prof. Dr. Adilson José de Assis  
Co-orientador (PPGEQ/UFU)

---

Prof. Dr. Carlos Henrique Ataíde  
PPGEQ/UFU

---

Prof. Dr. Luiz Gustavo Martins Vieira  
PPGEQ/UFU

---

Prof. Dr. Dermeval José Mazzini Sartori  
PPGEQ/UFSCar

---

Prof. Dr. Oswaldo C. Motta Lima  
PPGEQ/UEM

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço primeiramente a Deus, por ter-me concedido a aptidão, o conhecimento e os recursos necessários à minha trajetória acadêmica.

Aos meus pais, pelo imensurável esforço, dedicação e companheirismo para garantir a minha formação, tanto intelectual, quanto de caráter. À minha avó Maurinda, pelo exemplo de luta e superação. Às minhas irmãs Luciana e Adriana pelo dedicado durante toda uma vida.

À minha tão estimada companheira Rosângela e seus pais por todo o carinho e confiança nos meus ideais.

Ao meu orientador Marcos Antonio de Souza Barrozo, pelo zelo e profissionalismo, dirigido não somente à elaboração deste trabalho, mas principalmente pela constante preocupação com o futuro profissional de todos que orienta.

Aos professores Adilson José de Assis, Luiz Gustavo, Carlos Ataíde e Cláudio Duarte, pela presteza no atendimento em várias ocasiões.

Ao amigo e quase irmão, Fran Sergio Lobato, pelos incentivos e por sua imensa colaboração na parte referente à solução numérica do modelo, cujas técnicas muito acrescentaram a esta tese.

A todos os alunos de iniciação científica que colaboraram na execução deste trabalho, Juliana Façanha, Lucas Pires, Elton Luiz, Vinícius de Oliveira, Leandro Xavier, Alex, Talita Araújo, Willian Delaiba, pelo comprometimento, responsabilidade e auxílio empenhados ao longo de nossa convivência.

À Faculdade de Engenharia Química da Universidade Federal de Uberlândia e aos funcionários Anísio Junior, Silvino, José Henrique pelo apoio técnico prestado durante o desenvolvimento dessa tese.

A CAPES pelo apoio financeiro necessário à execução desse trabalho.

A todos aqueles que duvidaram da minha capacidade, pelo prazer de provar o contrário.

*“A loucura é esperar alguma coisa diferente, fazendo sempre a mesma coisa”*

*Albert Einstein*

## SUMÁRIO

RESUMO.....	i
ABSTRACT.....	ii
LISTA DE FIGURAS.....	iii
LISTA DE TABELAS.....	viii
LISTA DE SÍMBOLOS.....	x
CAPÍTULO I – INTRODUÇÃO.....	01
Fertilizantes.....	01
Secagem.....	03
Secador Rotatório Convencional de Contato Direto.....	04
Secador Roto-Fluidizado de Contato Direto.....	05
Objetivos.....	07
CAPÍTULO II – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	08
II.1 – Introdução.....	08
II.2 – O Secador Rotatório.....	09
<i>O Equipamento</i> .....	09
<i>Estudo de Otimização do Secador Rotatório</i> .....	10
<i>Modelo Global de Secagem</i> .....	11
II.3 – Projeto de Suspensores.....	13
<i>Carga de Sólidos nos Suspensores</i> .....	14
II.4 – Comprimento e Tempo de Queda das Partículas dos Suspensores.....	24
II.5 – Transporte das Partículas.....	27
II.6 – Tempo de Residência.....	29
II.7 – Transferência de Calor em Secadores Rotatórios.....	34
II.8 – Umidade de Equilíbrio.....	38
II.9 – Cinética de Secagem.....	40
<i>Secagem em Camada Fina e Equações Empíricas de Cinética</i> .....	42
II.10 – Modelagem da Transferência Simultânea de Massa e Energia em Secadores Rotatórios.....	44
II.11 – O Problema de Otimização.....	47



CAPÍTULO III – FLUIDODINÂMICA DO SECADOR ROTATÓRIO.....	52
III.1 – Material.....	52
III.2 – O Secador Rotatório.....	52
<i>Rotação do cilindro.....</i>	56
<i>Taxa de alimentação do ar de secagem.....</i>	56
<i>Temperatura do gás de secagem.....</i>	57
<i>Taxa de alimentação de fertilizante.....</i>	57
III.3 – Formato e Número de Suspensores.....	57
<i>Metodologia Experimental.....</i>	57
<i>Resultados Experimentais.....</i>	58
III.4 – Coeficiente Dinâmico de Fricção.....	61
<i>Metodologia Experimental.....</i>	61
<i>Resultados Experimentais.....</i>	62
III.5 – Altura, Ângulo e Tempo de Queda das Partículas.....	64
<i>Metodologia Experimental.....</i>	64
<i>Resultados Experimentais.....</i>	64
III.6 – Carregamento dos Suspensores.....	67
<i>Metodologia Experimental.....</i>	67
<i>Resultados Experimentais.....</i>	67
III.7 – Tempo de Residência.....	69
<i>Metodologia Experimental.....</i>	69
<i>Resultados Experimentais.....</i>	70
III.8 – Efeito do Diâmetro dos mini-tubos na Fluidodinâmica do Secador Roto- Fluidizado.....	73
<i>Metodologia Experimental.....</i>	73
<i>Resultados Experimentais.....</i>	74
III.9 – Conclusões.....	76
 CAPÍTULO IV – ISOTERMAS DE EQUILÍBRIO.....	 78
IV.1 – Metodologia Experimental.....	78
IV.2 – Resultados Experimentais.....	80
IV.3 – Conclusões.....	88

CAPÍTULO IV – CINÉTICA DE SECAGEM.....	89
V.1 – Metodologia Experimental.....	89
V.2 – Resultados Experimentais.....	91
V.3 – Conclusões.....	104
CAPÍTULO VI – COMPARAÇÃO DOS SECADORES ROTATÓRIOS: CONVENCIONAL E ROTO-FLUIDIZADO.....	105
VI.1 – Metodologia Experimental.....	105
VI.2 – Resultados Experimentais.....	109
VI.3 – Conclusões.....	117
CAPÍTULO VII – MODELAGEM DA TRANSFERÊNCIA SIMULTÂNEA DE MASSA E ENERGIA EM SECADORES ROTATÓRIOS.....	119
VII.1 – Modelo.....	119
VII.2 – Metodologia Experimental.....	131
VII.3 – Resultados Experimentais.....	132
VII.4 – Conclusões.....	140
CAPÍTULO VIII – AJUSTE DE PARÂMETROS DE SECAGEM PELA TÉCNICA DA EVOLUÇÃO DIFERENCIAL.....	142
VIII.1 – Introdução.....	142
VIII.2 – Resultados obtidos pela Técnica de Evolução Diferencial.....	147
VIII.3 – Conclusões.....	150
CAPÍTULO IX – CONCLUSÕES.....	151
APÊNDICE A – RESULTADOS EXPERIMENTAIS DE CINÉTICA DE SECAGEM EM CAMADA FINA DO FERTILIZANTE SUPER-FOSFATO SIMPLES.....	154

APÊNDICE B – RESULTADOS EXPERIMENTAIS DE COMPARAÇÃO DE DESEMPENHO ENTRE OS SECADORES.....	161
ANEXO A – PROPRIEDADES FÍSICAS DO MATERIAL E DO AR DE SECAGEM..	168
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	170

## RESUMO

O objetivo desse trabalho foi analisar os fenômenos de transferência de massa e energia entre o ar aquecido e o fertilizante super-fosfato simples granulado em secadores rotatórios nas versões convencional com cascadeamento e roto-fluidizado.

Um estudo da fluidodinâmica do escoamento das partículas no secador rotatório convencional foi realizado com o objetivo de determinar as condições que correspondem à faixa ótima de operação do secador, de acordo com o carregamento ideal recomendado pela literatura. Com isso, foi possível realizar uma comparação confiável com o secador roto-fluidizado desenvolvido na Faculdade de Engenharia Química da Universidade Federal de Uberlândia-MG (LISBOA, 2005). Nessa comparação, foi verificado que o secador roto-fluidizado apresentou uma melhora significativa no desempenho geral em relação ao convencional operando na faixa ótima.

A modelagem do processo foi efetuada a partir da aplicação das equações de conservação de massa e energia para as fases fluida e particulada em elementos infinitesimais de volume do secador. As equações para umidade de equilíbrio, taxa de secagem e transferência de calor, foram obtidas de estudos específicos.

O trabalho experimental no secador rotatório, para as versões convencional e roto-fluidizado, foi realizado com o objetivo de determinar as variações de umidade e temperatura do ar e do sólido ao longo do comprimento do secador. Estes resultados foram comparados com os obtidos pela simulação numérica do modelo proposto nessa tese e demonstraram boa concordância.

Um procedimento diferente, baseado numa técnica de otimização numérica (Evolução Diferencial), foi usado como alternativa para se prever, com um número menor de informações e obtenção de respostas rápidas (como ocorre na indústria), os valores de determinados parâmetros de secagem para condições específicas. Nesse caso, foram escolhidos parâmetros de cinética de secagem e de transferência de calor que, ou demandam longos tempos de experimentos ou apresentam maiores dificuldades de serem medidos experimentalmente. Os resultados obtidos por essa técnica foram testados para o secador rotatório convencional com suspensores de três segmentos e se ajustaram bem aos dados experimentais de corridas individuais.

## ABSTRACT

The objective of this work was to analyze the phenomena of mass and energy transfer between heat air and the granulated simple super-phosphate in rotary dryers in the versions: conventional with cascading and roto-fluidized.

A study of fluid dynamics of flowing of particles in conventional rotary dryers was made with objective of determine the conditions that corresponding the optimal range of operation of the dryer, in according to the ideal loading recommended by literature. With this, was possible a correct comparison with roto-fluidized dryer developed on Chemical Engineering Faculty of Federal University of Uberlândia-MG. In this comparison was verified that the roto-fluidized dryer presented better performance that the conventional rotary dryer operating in the optimal range.

The modeling of the process was carried out by application of the mass and energy conservation equations to the fluid and particulate phases in infinitesimal element of volume of dryer. The equations for equilibrium moisture, drying rate and heat transfer were chosen of specific studies.

The experimental work in rotary dryer, for conventional and roto-fluidized devices, was carried out with the aim to determine the variations of moisture and temperature of solid and the air humidity and temperature throughout the dryer. The experimental data were compared with the obtained by numerical simulation of the model proposed in these work and showed good agreement.

Other way based in a technique of numerical optimization (Differential Evolution) was used with a alternative to estimate, with a little information and to obtain fast calculus (with occur in industry), the values of same parameters of drying for specific conditions. In this case was showed parameters of drying and heat transfer that need long times or are difficulty of measure experimentally. The results obtained with this technique showed good agreement with experimental data for isolate cases.

## LISTA DE FIGURAS

Figura I.1	– Vendas de fertilizantes no Brasil no período de 2000 a 2005 em milhões de toneladas (NETO, 2006).....	02
Figura I.2	– Secadores Rotatórios Industriais.....	04
Figura I.3	– Esquema do secador Roto-Fluidizado, destacando o tambor com novo sistema de distribuição de ar.....	06
Figura I.4	– Visão da parte interna do secador Roto-Fluidizado.....	06
Figura II.1	– Esquema de um secador rotatório com cascadeamento.....	09
Figura II.2	– Cascadeamento dos sólidos no interior do secador rotatório.....	10
Figura II.3	– Fluxograma da divisão do modelo global de secagem para secadores rotatórios em modelo do equipamento e modelo do material, (REAY, 1989).....	12
Figura II.4	– Geometrias de suspensores.....	13
Figura II.5	– Aparato experimental usado por KELLY (1968) para medida do coeficiente dinâmico de fricção.....	16
Figura II.6	– Esquema ilustrando o conjunto de coordenadas estacionário ( $X,Y$ ), com origem no eixo do tambor, e o móvel ( $x,y$ ), com origem na ponta do suspensor.....	18
Figura II.7	– Esquema da altura média de queda das partículas a partir da ponta do suspensor.....	24
Figura II.8	– Esquema do movimento das partículas no interior do secador.....	28
Figura II.9	– Volume de controle estabelecido pelo modelo.....	45
Figura II.10	– Classificação dos Métodos de Otimização (adaptado de EDGAR <i>et al.</i> , 2001; VANDERPLAATS, 1999).....	48
Figura III.1	– Esquema da unidade experimental.....	54

Figura III.2	– Fotografia do secador rotatório.....	54
Figura III.3	– Esquema do tubo central com a ramificação de tubos menores que compõe o secador roto-fluidizado.....	55
Figura III.4	– Secadores rotatórios em funcionamento: (a) versão convencional; (b) versão roto-fluidizado.....	55
Figura III.5	– Influência da inclinação e da rotação do tambor na fração de material retida nos suspensores ( $G_{SU} = 0,7$ kg/min).....	60
Figura III.6	– Influência da inclinação e da rotação do tambor na fração de material retida nos suspensores ( $G_{SU} = 1,0$ kg/min).....	60
Figura III.7	– Influência da inclinação e da rotação do tambor na fração de material retida nos suspensores ( $G_{SU} = 1,3$ kg/min).....	61
Figura III.8	– Fotografias típicas para a medida do ângulo dinâmico de repouso, com suspensores de 2 segmentos (a) e 3 segmentos (b).....	62
Figura III.9	– Resultados experimentais para o coeficiente dinâmico de fricção.....	64
Figura III.10	– Perfil de cascadeamento promovido pelos suspensores de 3 segmentos..	66
Figura III.11	– Perfis das alturas de queda das partículas dos suspensores de 2 segmentos calculadas pela equação de GLIKIN (1978).....	66
Figura III.12	– Resultados experimentais e preditos pela metodologia de REVOL <i>et al.</i> (2001) para a carga de sólidos nos suspensores em função da posição angular.....	68
Figura III.13	– Carga de material em função da posição angular dos suspensores, sendo $h^*$ a carga numa dada posição angular e $h_0^*$ a carga na posição angular $\theta = 0^\circ$ .....	68
Figura III.14	– Curva típica da fração de material em função do tempo de residência para o secador rotatório de 3 segmentos.....	70
Figura III.15	– Tempos de residência calculado e experimental do suspensor 2x0,7x0,7 cm.....	72
Figura III.16	– Tempos de residência calculado e experimental do suspensor 3x1 cm...	73

Figura III.17	– Esquema do aparato experimental usado para obtenção dos perfis de fração volumétrica de ar ao longo do secador roto-fluidizado.....	74
Figura III.18	– Velocidade do ar na saída dos mini-tubos de 9 e 20 mm de diâmetro interno.....	75
Figura III.19	– Perfis de fração volumétrica de ar em mini-tubos para os híbridos 9-20 e 20-9.....	75
Figura IV.1	– Esquema de um reservatório utilizado no procedimento experimental de determinação de umidade de equilíbrio do fertilizante super-fosfato simples granulado.....	79
Figura IV.2	– Valores residuais e preditos pela equação de Henderson para a umidade de equilíbrio.....	82
Figura IV.3	– Valores observados e preditos pela equação de Henderson para a umidade de equilíbrio.....	82
Figura IV.4	– Valores residuais e preditos pela equação de Henderson-Thompson para a umidade de equilíbrio.....	83
Figura IV.5	– Valores observados e preditos pela equação de Henderson-Thompson para a umidade de equilíbrio.....	83
Figura IV.6	– Valores residuais e preditos pela equação de Chung e Pfof para a umidade de equilíbrio.....	84
Figura IV.7	– Valores observados e preditos pela equação de Chung e Pfof para a umidade de equilíbrio.....	84
Figura IV.8	– Valores residuais e preditos pela equação de Chen e Clayton para a umidade de equilíbrio.....	85
Figura IV.9	– Valores observados e preditos pela equação de Chen e Clayton para a umidade de equilíbrio.....	85
Figura IV.10	– Valores residuais e preditos pela equação de Halsey modificada para a umidade de equilíbrio.....	86
Figura IV.11	– Valores observados e preditos pela equação de Halsey modificada para a umidade de equilíbrio.....	86



Figura IV.12	– Isotermas de equilíbrio experimentais e calculadas pela equação de Halsey modificada.....	87
Figura V.1	– Esquema da unidade experimental para medida de secagem em camada fina.....	89
Figura V.2	– Curvas de secagem dos experimentos 1 e 2.....	92
Figura V.3	– Curvas de secagem dos experimentos 5, 6, 9, 10, 11 e 12.....	92
Figura V.4	– Curvas de secagem dos experimentos 3 e 4.....	93
Figura V.5	– Curvas de secagem dos experimentos 1 e 3.....	93
Figura V.6	– Curvas de secagem dos experimentos 2 e 4.....	94
Figura V.7	– Curvas de secagem dos experimentos 7, 8, 9, 10, 11 e 12.....	94
Figura V.8	– Curvas experimentais de secagem em função do tempo obtidas por meio da cinética de secagem em camada fina do fertilizante superfosfato simples granulado.....	95
Figura V.9	– Resultados experimentais e ajustados pela equação de PAGE (1949) para os experimentos 1 e 2.....	97
Figura V.10	– Resultados experimentais e ajustados pela equação de PAGE (1949) para os experimentos 2 e 4.....	97
Figura V.11	– Resultados experimentais e ajustados pela equação de PAGE (1949) para os experimentos de 7 a 12.....	98
Figura V.12	– Gráfico de resíduo do ajuste da Equação de LEWIS (1921).....	98
Figura V.13	– Gráfico de resíduo do ajuste da Equação de HENDERSON e HENDERSON (1968).....	99
Figura V.14	– Gráfico de resíduo do ajuste da Equação de BROOKER <i>et al.</i> (1968)...	99
Figura V.15	– Gráfico de resíduo do ajuste da Equação de PAGE (1949).....	100
Figura V.16	– Gráfico de resíduo do ajuste da Equação de OVERHULTZ <i>et al.</i> (1973).....	100

Figura V.17	– Gráfico dos valores observados e os preditos pela equação de LEWIS (1921).....	101
Figura V.18	– Gráfico dos valores observados e os valores preditos pela equação de HENDERSON e HENDERSON (1968).....	101
Figura V.19	– Gráfico dos valores observados e os valores preditos pela equação de BROOKER <i>et al.</i> (1974).....	102
Figura V.20	– Gráfico dos valores observados e os valores preditos pela equação de PAGE (1949).....	102
Figura V.21	– Gráfico dos valores observados e os valores preditos pela equação de OVERHULTZ <i>et al.</i> (1973).....	103
Figura VI.1	– Tempos de residência obtidos experimentalmente para todos os secadores, convencionais e roto-fluidizados.....	110
Figura VI.2	– Taxas de secagem globais obtidas experimentalmente para as configurações de secador rotatório estudadas.....	111
Figura VI.3	– Diferença entre a temperatura do sólido na entrada e na saída do secador em cada experimento, para as quatro versões principais do secador rotatório.....	112
Figura VI.4	– Temperatura do ar que deixa o secador em cada experimento.....	113
Figura VI.5	– Diferença entre a temperatura do ar na entrada e na saída do secador em cada experimento para os quatro equipamentos.....	113
Figura VI.6	– Coeficiente global volumétrico de transferência de calor dos secadores convencional e roto-fluidizado.....	115
Figura VI.7	– Valores observados contra preditos pela equação de FRIEDMAN e MARSHALL (1949b), para o coeficiente global volumétrico de transferência de calor em secador rotatório convencional com suspensores 2x0,7x0,7 cm.....	116
Figura VI.8	– Valores observados contra preditos pela equação de FRIEDMAN e MARSHALL (1949b), para o coeficiente global volumétrico de transferência de calor para o secador roto-fluidizado Roto-09 mm.....	117

Figura VII.1	– Esquema do elemento infinitesimal de volume do secador rotatório operando com fluxo contracorrente.....	119
Figura VII.2	– Esquema do caminho percorrido pelo sólido em um ciclo de cascata....	129
Figura VII.3	– Gráfico típico comparando resultados experimentais e calculados pelo modelo, para o perfil de umidade do fertilizante nas condições do experimento 12 da Tabela VI.1. [ $v_{AR} = 2,5$ m/s; $T_f = 99,14$ °C; $G_{SU} = 1,0$ kg/min].....	133
Figura VII.4	– Gráfico típico comparando resultados experimentais e calculados pelo modelo, para a temperatura do sólido nas condições do experimento 12 da Tabela VI.1. [ $v_{AR} = 2,5$ m/s; $T_f = 99,14$ °C; $G_{SU} = 1,0$ kg/min].....	133
Figura VII.5	– Gráfico típico comparando resultados experimentais e calculados pelo modelo, para a temperatura do fluido obtidos nas condições do experimento 12 da Tabela VI.1. [ $v_{AR} = 2,5$ m/s; $T_f = 99,14$ °C; $G_{SU} = 1,0$ kg/min].....	134
Figura VII.6	– Resultados experimentais e calculados para a umidade do fertilizante na saída do secador rotatório convencional, para os experimentos da Tabela VI.1.....	135
Figura VII.7	– Resultados experimentais e calculados para a temperatura do fertilizante na saída do secador rotatório convencional, para os experimentos da Tabela VI.1.....	135
Figura VII.8	– Resultados experimentais e calculados para a temperatura do fluido na saída do secador rotatório convencional, para os experimentos da Tabela VI.1.....	136
Figura VII.9	– Resultados experimentais e calculados para o perfil de umidade do fertilizante no secador roto-fluidizado (Roto-09mm) para as condições do experimento 1 da Tabela VI.1. [ $v_{AR} = 1,5$ m/s; $T_f = 75$ °C; $G_{SU} = 0,8$ kg/min].....	137
Figura VII.10	– Resultados experimentais e calculados para o perfil de temperatura do fertilizante no secador roto-fluidizado (Roto-09mm) para as condições do experimento 1 da Tabela VI.1. [ $v_{AR} = 1,5$ m/s; $T_f = 75$ °C; $G_{SU} = 0,8$	137

kg/min].....	
Figura VII.11 – Resultados experimentais e calculados para o perfil de temperatura do ar no secador roto-fluidizado (Roto-09mm) para as condições do experimento 1 da Tabela VI.1. [ $v_{AR} = 1,5$ m/s; $T_f = 75$ °C; $G_{SU} = 0,8$ kg/min].....	138
Figura VII.12 – Resultados experimentais e calculados para a umidade do fertilizante na saída do secador roto-fluidizado (Roto-09mm), para os experimentos da Tabela VI.1.....	138
Figura VII.13 – Resultados experimentais e calculados para a temperatura do fertilizante na saída do secador roto-fluidizado (Roto-09mm), para os experimentos da Tabela VI.1.....	139
Figura VII.14 – Resultados experimentais e calculados para a temperatura do ar na saída do secador roto-fluidizado (Roto-09mm), para os experimentos da Tabela VI.1.....	139
Figura VIII.1 – Fundamentação teórica do algoritmo de ED (reproduzido de PRICE <i>et al.</i> , 2005).....	143
Figura VIII.2 – Procedimento para solução do Problema Inverso usando ED.....	146
Figura VIII.3 – Perfis de umidade experimental (exp) e simulado (sim), para a umidade do sólido ( $M$ ) e do ar ( $W$ ).....	148
Figura VIII.4 – Perfis de temperatura do sólido e do gás experimental (exp) e simulado (sim).....	148
Figura VIII.5 – Função objetivo com o número de gerações.....	149

## LISTA DE TABELAS

Tabela II.1	– Valores de $k'$ para diferentes tipos de suspensores.....	25
Tabela II.2	– Equações para umidade de equilíbrio.....	39
Tabela II.3	– Equações de secagem.....	43
Tabela III.1	– Propriedades físicas do fertilizante SSP.....	52
Tabela III.2	– Dimensões e formatos dos suspensores do secador convencional...	53
Tabela III.3	– Valores encontrados para a razão entre as forças centrífuga e gravitacional.....	56
Tabela III.4	– Níveis das variáveis operacionais usados no planejamento experimental para avaliação do formato e número de suspensores..	57
Tabela III.5	– Planejamento e resultados experimentais da fração volumétrica de sólidos no tambor ( $F_{ST}$ ) para identificação da faixa ótima de operação do secador (BAKER, 1988).....	59
Tabela III.6	– Tratamento dos resultados experimentais de coeficiente dinâmico de fricção.....	62
Tabela III.7	– Resultados experimentais obtidos para o coeficiente dinâmico de fricção.....	63
Tabela III.8	– Características de cascadeamento para os três suspensores estudados.....	65
Tabela III.9	– Planejamento experimental para as medidas de tempo de residência.....	69
Tabela III.10	– Resultados experimentais de tempo de residência em secador rotatório convencional com suspensores de 2 e de 3 segmentos.....	71
Tabela III.11	– Parâmetros das correlações de tempo de residência.....	72
Tabela IV.1	– Umidade relativa proporcionada pelas soluções salinas (KEEY, 1972).....	78
Tabela IV.2	– Umidade de equilíbrio do fertilizante super-fosfato simples.....	80
Tabela IV.3	– Resultados da regressão não linear para as equações umidade de equilíbrio.....	81
Tabela V.1	– Planejamento composto central dos experimentos de secagem com $\alpha = 1,414$ .....	91
Tabela V.2	– Resultados da regressão não linear para as equações de secagem...	96
Tabela VI.1	– Planejamento experimental dos ensaios de secagem do fertilizante SSP para comparação de desempenho dos secadores rotatório convencional e roto-fluidizado.....	105

Tabela VI.2	– Nomenclatura e características dos secadores rotatórios com cascadeamento.....	108
Tabela VI.3	– Nomenclatura e características dos secadores da versão roto-fluidizado.....	108
Tabela VI.4	– Parâmetros das equações de FRIEDMAN e MARSHALL (1949b) e MYKLESTAD (1963) para $U_{va}$ e $U_P$ , com $G_f$ e $G_S$ em kg/s.....	115
Tabela VII.1	– Pontos de medida dos perfis de umidade e temperatura do ar e do sólido ao longo do comprimento do secador.....	132
Tabela VIII.1	– Estratégias propostas em STORN e PRICE (1995).....	145
Tabela VIII.2	– Condições experimentais para os testes da técnica da Evolução Diferencial.....	147
Tabela VIII.3	– Resultados obtidos para os casos estudados.....	147
Tabela A1	– Resultados dos experimentos 1 e 2.....	155
Tabela A2	– Resultados dos experimentos 3 e 4.....	156
Tabela A3	– Resultados dos experimentos 5 e 6.....	157
Tabela A4	– Resultados dos experimentos 7e 8.....	158
Tabela A5	– Resultados dos experimentos 9e 10.....	159
Tabela A6	– Resultados dos experimentos 11 e 12.....	160
Tabela B1	– Resultados experimentais de secagem para o secador rotatório convencional com 6 suspensores de 3 segmentos (2x0,7x0,7cm) operando com rotação $N_R = 3,6$ rpm e inclinação $\alpha = 3^\circ$ .....	162
Tabela B2	– Resultados experimentais de secagem para o secador rotatório convencional com 6 suspensores de 2 segmentos (3x1 cm) operando com rotação $N_R = 3,6$ rpm e inclinação $\alpha = 3^\circ$ .....	163
Tabela B3	– Resultados experimentais de secagem para o secador roto-fluidizado com mini-tubos de 9 mm (Roto 09mm) e operando com rotação $N_R = 3,6$ rpm e inclinação $\alpha = 3^\circ$ .....	164
Tabela B4	– Resultados experimentais de secagem para o secador roto-fluidizado com mini-tubos de 20 mm (Roto 20 mm) e operando com rotação $N_R = 3,6$ rpm e inclinação $\alpha = 3^\circ$ .....	165
Tabela B5	– Resultados experimentais de secagem para o secador roto-fluidizado híbrido com mini-tubos de 20 mm início e 9 mm no final (Roto 20-9mm) e operando com rotação $N_R = 3,6$ rpm e inclinação $\alpha = 3^\circ$ .....	166
Tabela B6	– Resultados experimentais de secagem para o secador roto-fluidizado híbrido com mini-tubos de 9 mm início e 20 mm no final (Roto 9-20 mm) e operando com rotação $N_R = 3,6$ rpm e inclinação $\alpha = 3^\circ$ .....	167

## LISTA DE SÍMBOLOS

$a$	– Relação entre a área efetiva de contato gás-partícula e o volume do secador.....	[-]
$a_1$	– Interceptação da linha traçada pelo primeiro segmento do suspensor.....	[m]
$a_2$	– Interceptação da linha traçada pelo segundo segmento do suspensor.....	[m]
$a_3$	– Interceptação da linha traçada pelo terceiro segmento do suspensor.....	[m]
$a_r$	– Ângulo estático de repouso do sólido.....	[rad]
$A$	– Área da seção transversal do secador rotatório.....	[m <sup>2</sup> ]
$A_p$	– Área da parede do secador rotatório.....	[m <sup>2</sup> ]
$A_{sp}$	– Área superficial das partículas em queda dos suspensores.....	[m <sup>2</sup> ]
$A_W$	– Coeficiente definido na Equação (II.38).....	[-]
$b_1$	– Inclinação da linha traçada pelo primeiro segmento do suspensor.....	[m]
$b_2$	– Inclinação da linha traçada pelo segundo segmento do suspensor.....	[m]
$b_3$	– Inclinação da linha traçada pelo terceiro segmento do suspensor.....	[m]
$B_W$	– Coeficiente definido na Equação (II.39).....	[m]
$C_W$	– Coeficiente definido na Equação (II.40).....	[m <sup>2</sup> ]
$a, b, c$	– Parâmetros das equações de umidade de equilíbrio - Tabela II.2	[-]
$A, B, C$	– Parâmetros das equações de secagem - Tabela II.3.....	[-]
$C_p$	– Calor específico.....	[kJ kg <sup>-1</sup> °C <sup>-1</sup> ]
$D$	– Diâmetro do secador.....	[m]
$D_0$	– Diâmetro da circunferência descrita pela ponta do suspensor.....	[m]
$D_{ef}$	– Difusividade efetiva.....	[m <sup>2</sup> s <sup>-1</sup> ]
$d_p$	– Diâmetro da partícula.....	[m]
$f$	– Fator de atrito.....	[-]
$f_a$	– Fração de material em queda.....	[-]
$f(H^*)$	– Fator de cascata relacionado ao carregamento do secador.....	[-]

$f_{tef}$	– Fator de tempo efetivo de contato gás-partícula definido na Equação (VII.43).....	[-]
$Fr$	– Número de Froude.....	[-]
$F_{ss}$	– Fração de sólidos nos suspensores.....	[%]
$F_{ST}$	– Fração volumétrica de sólidos no tambor: $100V_{ST}/V$ .....	[%]
$F_S$	– Fluxo mássico de sólidos por unidade de área do plano horizontal que passa pelo eixo do secador.....	$[\text{kgm}^{-2}\text{s}^{-1}]$
$g$	– Aceleração da gravidade.....	$[\text{m s}^{-2}]$
$G_f$	– Vazão mássica de ar de seco.....	$[\text{kg/s}]$
$G_S$	– Vazão mássica de sólido seco.....	$[\text{kg/s}]$
$G_{SU}$	– Vazão mássica de sólido úmido.....	$[\text{kg/s}]$
$h$	– Entalpia.....	$[\text{kJ kg}^{-1}]$
$h^*$	– Carga de material retida no suspensor numa dada posição angular.....	$[\text{kg}]$
$h_f$	– Coeficiente pelicular de transferência de calor por convecção....	$[\text{J s}^{-1}\text{m}^{-2}\text{K}^{-1}]$
$h_0^*$	– Quantidade de material no suspensor que se encontra na posição angular 0 rad.....	$[\text{kg}]$
$H_e$	– Carga efetiva do secador.....	$[\text{kg}]$
$H^*$	– Carga total de sólidos no secador.....	$[\text{kg}]$
$H_p^*$	– Carga de projeto do secador.....	$[\text{kg}]$
$H_R$	– Relação entre a carga de projeto e a carga efetiva do secador.....	[-]
IC	– Intervalo de confiança.....	[%]
$k_F$	– Parâmetro das Equações (II.78), (II.79) e (II.81).....	[-]
$K_m'$	– Parâmetro da Equação (II.80).....	[-]
$K_M$	– Constante de secagem.....	[-]
$K_d$	– Parâmetro calculado pela Equação (II.72).....	$[\text{m}^{-1}]$
$k'$	– Parâmetro da Equação (II.56).....	[-]
$k_P$	– Parâmetro calculado pela Equação (II.76).....	[-]
$k$	– Parâmetro adimensional da Equação (II.66) que depende do	[-]



	número e formato dos suspensores.....	
$l$	– Avanço na direção axial do secador realizado pelo material em cada ciclo de cascata.....	[m]
$L$	– Comprimento do secador.....	[m]
$L_1$	– Comprimento do primeiro segmento do suspensor angular.....	[m]
$L_2$	– Comprimento do segundo segmento do suspensor angular.....	[m]
$L_3$	– Comprimento do terceiro segmento do suspensor angular.....	[m]
$M$	– Umidade do material, massa de água por massa de sólido seco.....	[kg kg <sup>-1</sup> ]
$M_{eq}$	– Umidade de equilíbrio do material, massa de água por massa de sólido seco.....	[kg kg <sup>-1</sup> ]
$M_0$	– Umidade inicial do material, massa de água por massa de sólido seco.....	[kg kg <sup>-1</sup> ]
$MR$	– Adimensional de umidade definido na Equação (II.94).....	[-]
$m$	– Parâmetro da Equação (II.66).....	[s <sup>2</sup> m <sup>-1</sup> ]
$m'$	– Parâmetro da Equação (II.68).....	[s m <sup>-1</sup> ]
$m_F$	– Parâmetro da Equação (II.78).....	[-]
$m_S^*$	– Massa de material sólido dentro de um volume de controle do secador definida na Equação (II.103).....	[kg]
$m_f^*$	– Massa de ar dentro de um volume de controle do secador.....	[kg]
$n$	– Número de volumes de controle estabelecidos no secador.....	[-]
$N$	– Número de suspensores.....	[-]
$N_{Ci}$	– Número de ciclos de cascata realizados pela partícula ao atravessar o secador.....	[-]
$n_F$	– Parâmetro das Equações (II.78) e (II.79).....	[-]
$n'$	– Parâmetro da Equação (II.80).....	[-]
$N_R$	– Número de rotações do tambor por unidade de tempo.....	[rpm]
$Pr$	– Número de Prandtl.....	[-]
$Q$	– Taxa de transferência de calor entre o gás e os sólidos.....	[kJ s <sup>-1</sup> ]
$Q_P$	– Calor perdido através da parede do casco.....	[kJ s <sup>-1</sup> ]
$R$	– Raio do secador.....	[m]
$R_D$	– Taxa de descarga de sólidos dos suspensores por unidade de	[kg m <sup>-1</sup> ]

	comprimento .....	
$Re$	– Número de Reynolds.....	[-]
$R_P$	– Raio da partícula.....	[m]
$R_W$	– Taxa de secagem do material.....	[s <sup>-1</sup> ]
$R_0$	– Raio da circunferência descrita pela ponta do suspensor.....	[m]
$S$	– Área transversal dos suspensores ocupada pelos sólidos.....	[m <sup>2</sup> ]
$S_b$	– Direção de busca.....	[-]
$T_{amb}$	– Temperatura ambiente.....	[°C]
$T$	– Tempo.....	[s]
$T_f$	– Temperatura do fluido.....	[°C]
$t_q$	– Tempo de queda das partículas numa da posição angular.....	[s]
$\bar{t}_q$	– Tempo médio de queda das partículas numa da posição angular.....	[s]
$t_{qmáx}$	– Tempo de queda para o maior caminho percorrido pela partícula em queda, ou seja, para $Y = D$ .....	[s]
$t_r$	– Tempo de residência das partículas dentro de um volume de controle do secador ( $TR/n$ ).....	[s]
$T_S$	– Temperatura do sólido.....	[°C]
$U_P$	– Coeficiente de calor perdido.....	[kWm <sup>-2</sup> °C <sup>-1</sup> ]
$UR$	– Umidade relativa do ar.....	[-]
$U_{va}$	– Coeficiente global volumétrico de transferência de calor.....	[kWm <sup>-3</sup> °C <sup>-1</sup> ]
$v$	– Velocidade superficial do gás no secador.....	[m s <sup>-1</sup> ]
$V$	– Volume do secador.....	[m <sup>3</sup> ]
$v_{sól}$	– Velocidade de escoamento do sólido através do secador.....	[m s <sup>-1</sup> ]
$\bar{v}_q$	– Velocidade média de queda das partículas.....	[m s <sup>-1</sup> ]
$v_r$	– Velocidade relativa entre o gás e as partículas.....	[m s <sup>-1</sup> ]
$V_{ST}$	– Volume de sólidos no tambor.....	[m <sup>3</sup> ]
$W$	– Umidade absoluta do ar, massa de água por massa de ar seco.....	[kg kg <sup>-1</sup> ]
$W_0$	– Umidade absoluta inicial do ar, massa de água por massa de ar seco.....	[kg kg <sup>-1</sup> ]
$X_0$	– Abscissa da ponta do suspensor no conjunto de coordenadas (X,Y) localizada no centro do tambor na Figura II.6.....	[m]

$Y_0$	– Ordenada da ponta do suspensor no conjunto de coordenadas (X,Y) localizada no centro do tambor na Figura II.6.....	[m]
$X_{A,B,C,W}$	– Abscissas dos pontos A, B,C e W do suspensor no conjunto de coordenadas (X,Y) localizada no centro do tambor na Figura II.6.....	[m]
$y_1$	– Ordenada dos pontos do primeiro segmento do suspensor.....	[m]
$y_2$	– Ordenada dos pontos do segundo segmento do suspensor.....	[m]
$y_3$	– Ordenada dos pontos do terceiro segmento do suspensor.....	[m]
$y_A$	– Ordenada do ponto A no sistema de coordenadas (x,y) localizado na ponta do suspensor.....	[m]
$y_B$	– Ordenada do ponto B no sistema de coordenadas (x,y) localizado na ponta do suspensor.....	[m]
$y_C$	– Ordenada do ponto C no sistema de coordenadas (x,y) localizado na ponta do suspensor.....	[m]
$y_W$	– Ordenada do ponto W, interseção da linha do material com a parede do tambor.....	[m]
$Y_{A,B,C,W}$	– Ordenada dos pontos A, B, C e W do suspensor no conjunto de coordenadas (X,Y) localizada no centro do tambor na Figura II.6.....	[m]
$Y_q$	– Altura de queda das partículas numa da posição angular.....	[m]
$\overline{Y}_q$	– Altura média de queda das partículas numa da posição angular..	[m]
$z$	– Adimensional de comprimento definido na Equação (VII.4).....	[-]

### Sub-índices

$s$	– Sólido
$l$	– líquido
$f$	– Fluido
$v$	– Vapor

### Símbolos gregos

$\alpha$	– Ângulo de inclinação do secador.....	[rad]
----------	--	-------

$\alpha_A$	– Ângulo entre o primeiro e o segundo segmento do suspensor.....	[rad]
$\alpha_B$	– Ângulo entre o segundo e o terceiro segmento do suspensor.....	[rad]
$\alpha_e$	– Escalar referente ao tamanho do passo ao longo da direção de busca $S_b$ .....	[-]
$\beta$	– Ângulo definido na Equação (II.42).....	[rad]
$\Delta T_{ln}$	– Diferença média logarítmica de temperatura entre o gás de secagem e as partículas.....	[°C]
$\varepsilon_0$	– Porosidade da cortina de partículas em queda.....	[-]
$\varepsilon$	– Porosidade do leito de partículas.....	[-]
$\lambda$	– Calor latente de vaporização da água pura.....	[kJ kg <sup>-1</sup> ]
$\phi$	– Ângulo dinâmico de repouso do material.....	[rad]
$\gamma$	– Ângulo da linha de material com o primeiro segmento do suspensor.....	[rad]
$\lambda$	– Calor latente de vaporização da água.....	[kJ kg <sup>-1</sup> ]
$\omega$	– Velocidade angular do secador.....	[rad s <sup>-1</sup> ]
$\rho_b$	– Densidades “ <i>bulk</i> ” dos sólidos.....	[kg m <sup>-3</sup> ]
$\rho_G$	– Densidade do gás.....	[kg m <sup>-3</sup> ]
$\rho_s$	– Densidade dos sólidos.....	[kg m <sup>-3</sup> ]
$\bar{\tau}$	– Tempo médio de residência das partículas no secador.....	[s]
$\theta$	– Posição angular do suspensor em relação ao centro do secador..	[rad]
$\theta_q$	– Ângulo de queda das partículas numa da posição angular.....	[rad]
$\bar{\theta}_q$	– Angulo médio de queda das partículas numa da posição angular	[rad]
$\mu$	– Coeficiente dinâmico de fricção.....	[-]

## **CAPÍTULO I**

### **INTRODUÇÃO**

#### **Fertilizantes**

Há muito tempo a humanidade descobriu que os excrementos animais constituíam alimentos para a vida vegetal. Na verdade, mantiveram durante 5.000 anos a fertilidade dos seus solos graças à aplicação deste princípio. Esta necessidade foi reconhecida e o estrume foi usado em grande escala para manter os rendimentos elevados. Por exemplo, antes de 1900, mais de 90 % de todo fertilizante nitrogenado era proveniente de substâncias orgânicas naturais. Por volta de 1950, a proporção havia caído para 4 %.

Os elementos químicos reconhecidamente essenciais ao desenvolvimento normal das plantas são em número relativamente pequeno, sendo eles: C, H, O, N, P, K, Ca, Mg, S, Fe, Mn, Zn, B, Cu, Mo e Cl. Os três primeiros elementos, as plantas retiram do gás carbônico do ar e da água. Todos os demais vêm do solo, via absorção pelo sistema radicular e, em pequenas quantidades, pelas folhas. Os seis seguintes são chamados macronutrientes porque as plantas os requerem em quantidades apreciáveis, e os sete últimos são chamados micronutrientes, porque, apesar de serem indispensáveis, a quantidade requerida pelas plantas é mínima. A produção vegetal depende de numerosos fatores, tais como: a espécie vegetal, a variedade, população, tratamentos culturais, clima, economia, solo, disposição de nutrientes e microorganismos no solo. Alguns desses fatores são controláveis, enquanto outros não. A falta de nutrientes disponíveis no solo pode ser compensada pela aplicação de fertilizantes, que apresentam uma elevada taxa de recuperação desses nutrientes com custo relativamente reduzido, aliado à facilidade de aplicação.

No Brasil, a produção de fertilizantes iniciou em 1950 e representava cerca de 8 % do consumo total. Na segunda metade dos anos 60, a estrutura industrial do setor ampliou-se com a implantação de novas unidades produtoras de superfosfato simples, tais como: Ferticap, Copebrás, IAP e do complexo de fertilizantes da Ultrafertil. Em 1974, o consumo era de 1,68 milhões de toneladas de nutrientes. No período de 1974 a 1980, a produção brasileira de nitrogênio e fósforo aumentou de 487 mil toneladas de nutrientes para 1,959 milhões de toneladas anuais, ou seja, um acréscimo de 302 %. Assim, partindo em 1950 de um nível de atendimento às necessidades de consumo interno em nutrientes de cerca de 8 %, o setor de fertilizantes, em 1980, foi responsável pelo atendimento de quase 50 % do consumo nacional.

A partir de 1981, quando as metas do PNFCa (Programa Nacional de Fertilizantes de Calcário) foram alcançadas, iniciou-se uma nova fase de desenvolvimento da indústria de fertilizantes no Brasil. Em 1990, a capacidade de produção foi correspondente a 59 % do consumo nacional.

Em 2002, foram produzidos no Brasil cerca de 9,4 milhões de toneladas de fertilizantes e as vendas atingiram 19,1 milhões de toneladas. No ano de 2003, a comercialização de fertilizantes atingiu 22,8 milhões de toneladas, repetindo esse número em 2004. O ano de 2005 apresentou um decréscimo no consumo de fertilizante, devido a fatores econômicos que muito afetaram culturas de soja e milho, as maiores consumidoras de fertilizantes, como mostra a Figura I.1 (NETO, 2006).

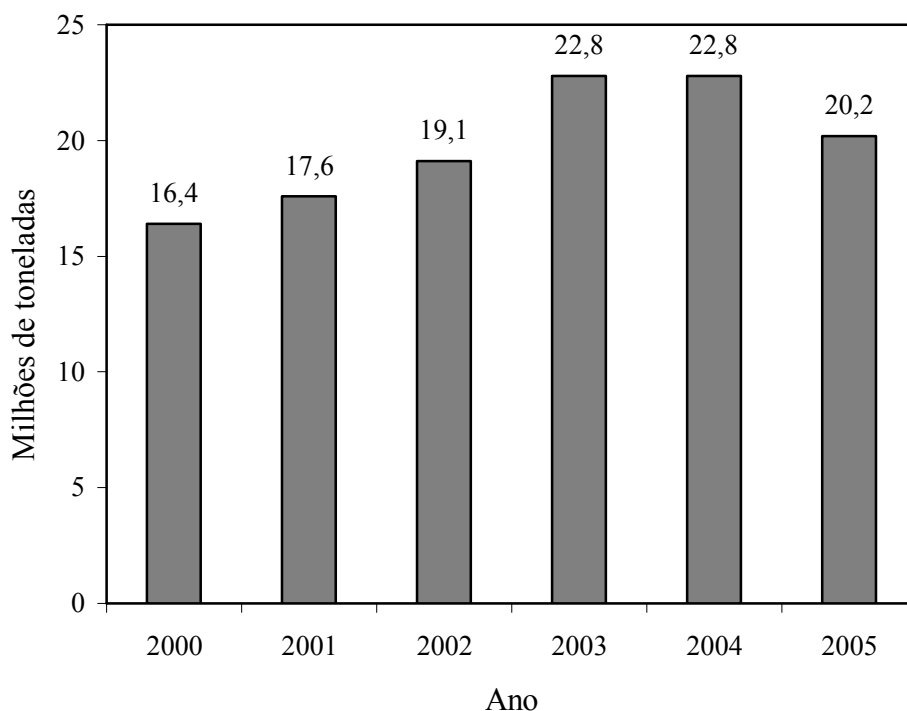


Figura I.1 – Vendas de fertilizantes no Brasil no período de 2000 a 2005 em milhões de toneladas (NETO, 2006).

Assim como a grande maioria dos produtos industrializados, os fertilizantes também necessitam ser submetidos a um processo de secagem para remoção do excesso de umidade. A finalidade dessa operação se deve a maior facilidade de armazenamento, transporte e manuseio do produto seco, assim como, para atender a normas legais que estabelecem níveis de teor de umidade permitidos para o referido produto.

## Secagem

A secagem é uma necessidade constante no cotidiano da humanidade e novos métodos e processos estão sempre sendo desenvolvidos. O sol e o vento já foram as principais formas de secagem e, apesar de ainda usados em circunstâncias especiais, como na secagem de alguns grãos, por exemplo, são muito lentos e não se aplicam a grandes quantidades de material. Os avanços científicos permitiram a criação de equipamentos cada vez melhores, indo dos rudimentares fornos da Idade do Ferro aos modernos secadores por infravermelho e microondas. A indústria moderna dispõe de inúmeros equipamentos de variados princípios de funcionamento, como os diversos secadores mecânicos e por radiação eletromagnética, mas o método mais utilizado é a secagem por troca de calor (CRISTO, 2004).

A secagem é comumente descrita como um processo em que substâncias voláteis são removidas de um produto sólido por meios térmicos. Trata-se de uma das operações unitárias mais comuns, uma vez que, em raras exceções, a maioria dos produtos industriais deve ser submetida à secagem em algum estágio do processo (MUJUNDAR, 1995). Tal fato se deve a uma série de fatores, entre eles, o atendimento de especificações impostas pelo mercado consumidor ou regulamentadas por lei, a redução de custos com armazenamento e transporte, além de assegurar uma melhor qualidade do produto acabado, especialmente no caso de materiais biológicos. Apesar de suas vantagens, a secagem geralmente é a etapa mais onerosa do processo, tanto no que diz respeito ao investimento inicial, quanto na operação, em que a manutenção e consumo energético são elevados. Dessa forma, a elaboração de um projeto viável para uma unidade de secagem é de grande importância para a indústria.

Ainda hoje, as técnicas de projeto e operação de secadores são fortemente baseadas na experiência dos fabricantes e encaradas mais como uma arte, no qual o enfoque empírico se destaca em relação a qualquer sistemática de fundamentação teórica, apesar do grande número de teorias e trabalhos publicados sobre o assunto. Isto se deve ao fato da descrição teórica do processo de secagem ser dependente das características de cada material e, especialmente, da taxa de secagem e das condições de equilíbrio termodinâmico, cujos conhecimentos são de essencial importância nesse tipo de tratamento. A complexidade teórica do processo se deve ao fato de a secagem de um sólido úmido por meios térmicos ocorrer por dois processos simultâneos, a transferência de energia do meio para a umidade contida no material e a transferência de umidade do interior do sólido para a sua superfície, com subsequente evaporação. Neste contexto, a transferência de calor do meio para o sólido úmido pode ocorrer por condução, convecção ou radiação e, em alguns casos, por uma combinação destes.

Os secadores geralmente são classificados de acordo com a forma de transmissão de calor, sendo que a escolha do equipamento depende de especificações de uso e operação, ou seja, depende da finalidade. Eles também podem ser classificados como secadores de contato direto, em que o gás de secagem está em contato íntimo com o produto e indireto quando o contato de ambos ocorre por meio de uma superfície aquecida indiretamente.

### **Secador Rotatório Convencional de Contato Direto**

Um equipamento muito comum empregado em operações de secagem, e de grande capacidade de processamento, é o secador rotatório de contato direto. A Figura I.2 mostra alguns exemplos desse tipo de equipamento, constituído de um cilindro levemente inclinado em relação à horizontal que gira em torno de seu eixo longitudinal. O comprimento do cilindro normalmente varia de quatro a dez vezes o seu diâmetro, que pode medir de 0,2 m a mais de 3 m (PERRY e GREEN, 1999).

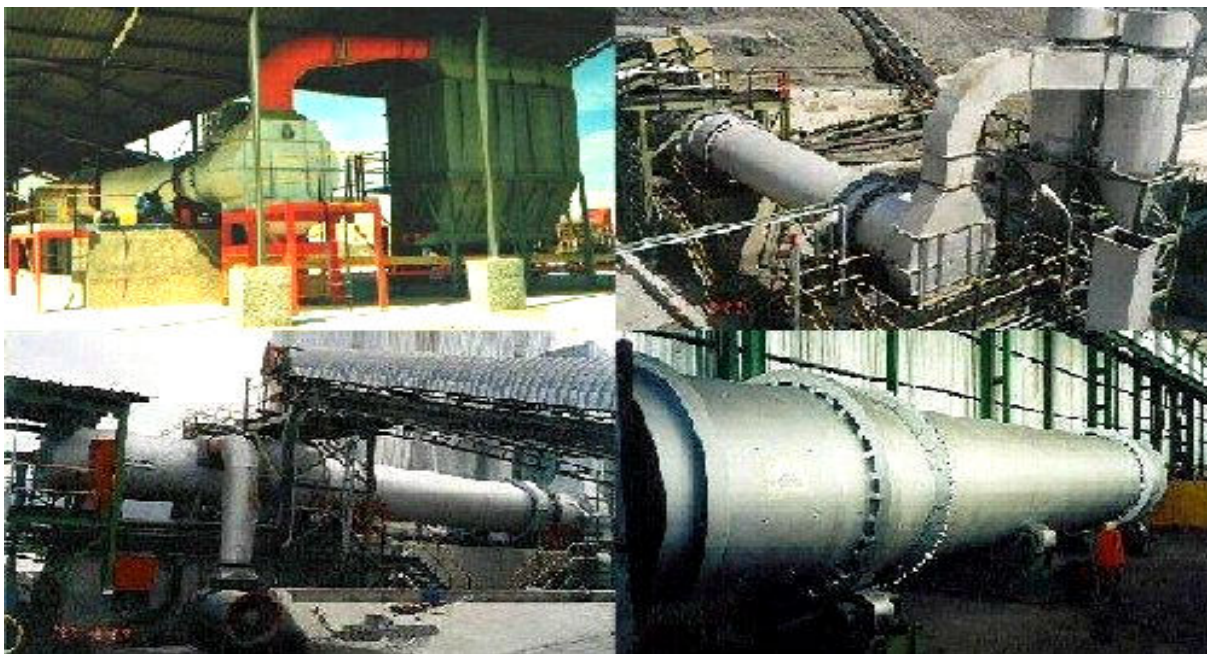


Figura I.2 – Secadores Rotatórios Industriais.

Nesse tipo secador, o material úmido é introduzido na entrada superior do cilindro e o produto seco é retirado na parte inferior (na outra extremidade), sendo que o deslocamento do material ocorre devido à inclinação do tambor e à alimentação constante de material úmido.

A região interna dos secadores rotatórios convencionais é equipada com suspensores (*flights*), cuja finalidade é coletar o material particulado no fundo do tambor, transportá-lo por



uma certa distância ao redor da periferia do casco, e lançá-lo em cascata através de uma corrente de gás quente. A maior parte da secagem ocorre quando os sólidos estão em contato íntimo com o gás. A ação dos suspensores também é, em parte, responsável pelo transporte das partículas ao longo do secador.

O secador rotatório é muito usado industrialmente por apresentar uma série de vantagens, servindo para a secagem de uma grande variedade de materiais e a custos mais baixos, quando comparado com outros métodos de secagem, principalmente para grandes quantidades de material. Além do mais, pode ser construído para secagem de poucas centenas de quilogramas até aproximadamente 200 t/h. Estes secadores são indicados para secagem de materiais granulados de escoamento livre, sendo bastante empregados na secagem de sais, fertilizantes e areia (NONHEBEL e MOSS, 1971 e PERRY e GREEN, 1999).

Como regra geral, nos secadores rotatórios de contato direto são necessárias elevadas velocidades do gás (FOUST *et al.*, 1982). Portanto, o emprego desses secadores para sólidos constituídos de partículas muito finas pode provocar perdas excessivas por arraste na corrente gasosa. Estes equipamentos também não possuem desempenho satisfatório na secagem de materiais coesivos, lamas e pastas.

Apesar da versatilidade e grande aplicação dos secadores rotatórios, deve-se ter em mente que o processamento de grandes quantidades de material úmido exige uma elevada demanda energética para o aquecimento do gás, normalmente feita em altas temperaturas, como ocorre na indústria de fertilizantes por exemplo. Sendo assim, deve-se buscar alternativas que proporcionem uma melhora na eficiência de secagem, seja por meio da otimização das variáveis operacionais, seja por meio de modificações da própria estrutura do equipamento convencional, com vistas a uma redução nos custos energéticos dessa etapa do processo.

### **Secador Roto-Fluidizado de Contato Direto**

Com vistas a uma melhoria no desempenho dos secadores rotatórios, foi desenvolvido na Faculdade de Engenharia Química da Universidade Federal de Uberlândia uma modificação em substituição à configuração convencional com suspensores. Esta modificação consiste, basicamente, em retirar os suspensores e acrescentar uma estrutura composta por um tubo central montado ao longo do eixo do tambor rotatório. Deste tubo principal, saem diversos tubos menores que levam o ar quente diretamente ao leito de partículas no fundo do secador, promovendo a fluidização destas. A Figura I.3 mostra um esquema do sistema de distribuição de ar, característico do secador roto-fluidizado. A Figura

I.4 mostra uma foto da parte interna do novo equipamento, com destaque para a forma de distribuição dos gases quentes diretamente no material a ser secado. A concepção deste novo equipamento teve como motivação o melhor contato fluido-partícula proporcionado pelo novo sistema de fluidização, aumentando, desta forma, os coeficientes de transferência de calor e massa e, como consequência, possibilitando a redução do consumo energético.

Uma importante diferença entre os dois modelos de secadores, convencional e roto-fluidizado, se deve ao fato de não haver cascadeamento de material no secador roto-fluidizado, que escoar principalmente devido à inclinação do tambor e à alimentação constante de material.

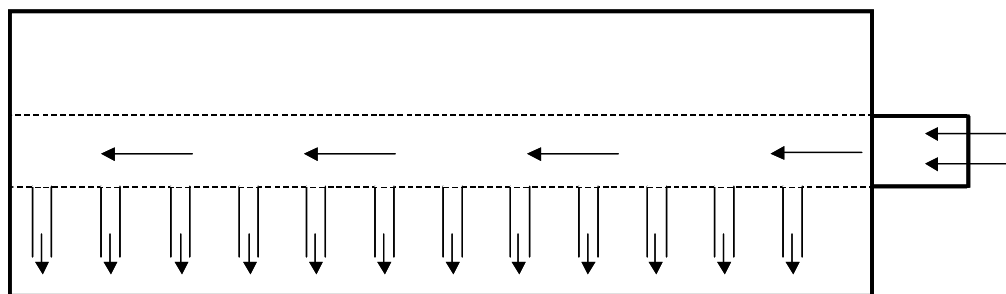


Figura I.3 – Esquema do secador Roto-Fluidizado, destacando o tambor com novo sistema de distribuição de ar.



Figura I.4 – Visão da parte interna do secador Roto-Fluidizado.

Um estudo anterior de natureza preliminar (LISBOA, 2005) mostrou que este novo equipamento apresentou um desempenho superior, evidenciado por um incremento na taxa de secagem e, com isso, na capacidade de processamento do secador roto-fluidizado em relação à

versão convencional. Uma característica que pode aumentar as possibilidades de aplicação dos secadores rotatórios foi a diminuição do arraste de partículas finas pelo fluxo de ar, o que constituía um problema na configuração convencional e, de certa forma, impunha restrições quanto ao tamanho das partículas de material a ser secado. Além disso, espera-se uma redução na geração de pó devido ao atrito entre as partículas, que ocorre com maior intensidade nos secadores rotatórios com cascadeamento por causa da queda desde a ponta do suspensor até o leito de sólidos no fundo do tambor, o que ocasiona uma grande quantidade de choques entre as partículas.

## Objetivos

Diante do que foi exposto anteriormente e do fato de que a cidade de Uberlândia encontra-se em um pólo químico onde se localizam algumas das maiores reservas de fósforo do país, exploradas por várias indústrias mineradoras do ramo de fertilizantes, viu-se a necessidade de buscar a otimização da tecnologia de secagem utilizando secadores rotatórios, de forma a torná-la mais eficiente e menos onerosa.

Sendo assim, os objetivos do presente trabalho são:

- 1) encontrar a configuração ótima de secadores convencionais operando com suspensores de dois e três segmentos para comparação com o roto-fluidizado;
- 2) comparar o desempenho de um secador rotatório convencional, equipado com suspensores, com o secador “*roto-fluidizado*”, desenvolvido na Faculdade de Engenharia Química da UFU, no qual os suspensores deram lugar a uma nova estrutura interna que promove a fluidização do material úmido;
- 3) realizar a modelagem matemática dos secadores a fim de obter a predição dos perfis de umidade e temperatura do ar e do sólido no interior do secador, para ambas as configurações, sendo os resultados da simulação comparados com os dados obtidos experimentalmente para a secagem de fertilizante;
- 4) testar uma técnica de otimização para determinação de parâmetros de secagem em experimentos isolados com base apenas nos dados experimentais de umidade e temperatura na entrada e na saída do secador.

## CAPÍTULO II

### REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

#### II.1 – INTRODUÇÃO

No processo de secagem, a água pode ser eliminada por meios mecânicos, por radiação eletromagnética ou por meios térmicos. Os equipamentos mais encontrados na indústria são os que efetuam a secagem por meios térmicos, sendo, muitas vezes, classificados pelo tipo de transmissão de calor utilizado, ou seja, condução, convecção e radiação. O tipo de processo também pode ser batelada ou contínuo e, para remover o vapor de água, o calor pode ser fornecido por meio de contato direto ou indireto com o ar de secagem.

A secagem é um assunto abrangente e de elevado grau de complexidade, envolvendo trocas simultâneas de calor, massa e “*momentum*”, governadas por um conjunto de equações altamente não lineares. Vários parâmetros afetam o processo de secagem, sendo que muitos deles são dependentes da estrutura do sólido e podem apresentar variações para um mesmo produto que tenha sido feito por processos diferentes ou até mesmo em lotes diferentes do mesmo processo. Nenhuma teoria de secagem pode ser considerada correta e realizável até ter sido experimentalmente validada para uma ampla faixa de condições experimentais e em grande ou pequena escala. Apesar de muitas teorias terem sido publicadas ao longo dos anos, a falta de comparação com resultados experimentais tem levado os fabricantes de secadores industriais a optarem pelo emprego de métodos de projeto empíricos baseados em testes em plantas pilotos para “*scale-up*”. Experiências mal sucedidas de aplicações dessas teorias no projeto de secadores ocorreram mediante algumas considerações errôneas no desenvolvimento do modelo, aliado ao grande número de parâmetros requeridos, os quais são difíceis de serem medidos e podem levar a erros cumulativos (KEMP e OAKLEY, 2002).

Diante desses fatores, este capítulo apresenta um conjunto de trabalhos envolvidos no estudo do desempenho de secadores rotatórios. Assim, serão apresentados resultados obtidos por trabalhos relevantes da literatura a respeito dos seguintes assuntos: fluidodinâmica do escoamento do material no interior do secador, transferência de calor gás-partícula, umidade de equilíbrio e cinética de secagem do material sólido; bem como, modelos propostos para distribuição de umidade e temperatura do ar e do material ao longo do secador.

## II.2 – O SECADOR ROTATÓRIO

### O Equipamento

O secador rotatório com cascadeamento consiste, basicamente, de uma armação cilíndrica, inclinada por um pequeno ângulo em relação a horizontal, e que gira em torno de seu eixo longitudinal, como mostra o esquema da Figura II.1.

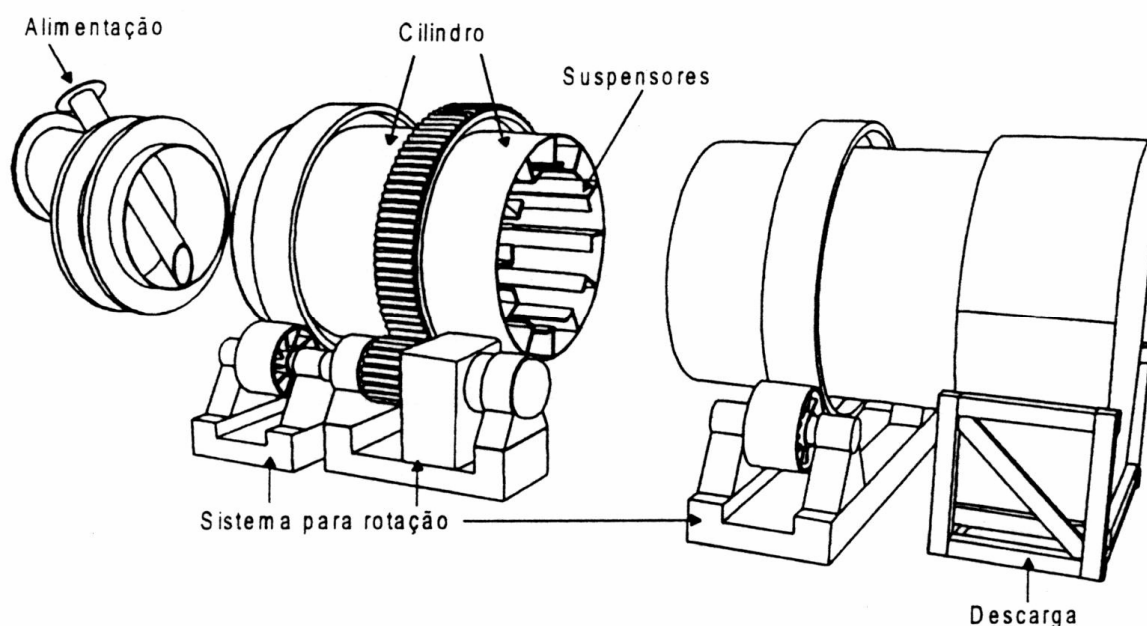


Figura II.1 – Esquema de um secador rotatório com cascadeamento.

O comprimento do cilindro normalmente varia de quatro a dez vezes o seu diâmetro, que pode medir de 0,2 m a mais de 3 m (PERRY e GREEN, 1999). O casco do tambor é equipado internamente com suspensores, como destacado na Figura II.2, os quais têm a função de promover o cascadeamento dos sólidos e melhorar o contato com o ar de secagem e, por consequência, aumentar as taxas de transferência de calor e massa.

O material úmido é introduzido na entrada superior do secador e, pela ação da inclinação, da rotação do tambor e dos suspensores, é conduzido até a parte mais baixa, onde o produto seco é descarregado. Quanto à forma de alimentação do ar de secagem, esta depende do tipo de material a ser secado e pode ser feita em contracorrente ou concorrente. A primeira tem a vantagem de apresentar maior eficiência térmica, porém, o inconveniente de fornecer um produto seco com temperatura próxima à do gás de entrada, que geralmente é alta, e pode ser inviável se o material for termicamente sensível. Nesse caso, opta-se pela

configuração concorrente, que proporciona uma secagem rápida no início do processo e fornece um produto seco em temperaturas menores e sem prejuízos para a qualidade desse produto no final.



Figura II.2 – Cascadeamento dos sólidos no interior do secador rotatório.

Para o projeto e operação de secadores rotatórios, predominam diversas variáveis independentes características, tais como: taxas de alimentação do sólido e do ar, temperaturas do gás e do material a ser secado, diâmetro, comprimento, inclinação e rotação do tambor, capacidade e número de suspensores no secador. Todas estas variáveis afetam a transferência de calor e, com exceção das temperaturas do ar e do material, afetam a carga e o tempo de residência do material no secador (SAEMAN e MITCHELL, 1954).

Diversos estudos no sentido de melhorar o desempenho de secadores rotatórios têm sido publicados na literatura ao longo dos anos. Nestes, duas linhas de pesquisa se destacam, uma relacionada à fluidodinâmica de escoamento dos sólidos no secador e outra, voltada para a caracterização do material particulado. A otimização do secador rotatório, porém, depende da união dessas duas linhas de pesquisa, para que se possa adquirir um entendimento completo do processo de secagem que ocorre no seu interior.

### **Estudo de Otimização do Secador Rotatório**

Otimizar pode ser entendido como melhorar o que já existe, projetar o novo com mais eficiência e menor custo. Neste contexto, a otimização visa determinar a melhor configuração de projeto e de operação sem a necessidade de testar todas as possibilidades possíveis do espaço de busca ou projeto. A otimização tem como vantagens diminuir o tempo dedicado ao projeto, possibilitar o tratamento simultâneo de uma grande quantidade de

variáveis e restrições de difícil visualização gráfica, além de possibilitar a obtenção de soluções não tradicionais com menor custo (SARAMAGO, 2003). O problema de otimização consiste em minimizar e/ou maximizar uma função objetivo, sujeita ou não a restrições de igualdade, desigualdade e a restrições laterais.

Nesse contexto, as técnicas de otimização podem ser aplicadas com a finalidade de se encontrar o ponto ótimo de uma ou mais variáveis de processo ou para obtenção de determinados parâmetros de equações empíricas ou semi-empíricas constitutivas de um dado modelo. Neste trabalho, a otimização constitui-se numa alternativa à obtenção de tais parâmetros, os quais apresentam dificuldades de serem medidos, em alguns casos, devido à falta de tempo necessário para realização de ensaios específicos, como frequentemente ocorre na indústria. Em ambos os casos, para realização de estudos de otimização, deve-se estabelecer um modelo global do processo, a partir do qual se define a função objetivo, a qual poderá ser maximizada ou minimizada, em busca do ótimo global.

A definição do modelo global de secagem em secadores rotatórios, apresentada em REAY (1989) e mostrada no fluxograma da Figura II.3, baseia-se na determinação em laboratório de correlações empíricas para descrever o comportamento do material frente a diversas condições operacionais, o que necessita de um tempo considerável para a obtenção dos dados experimentais que possibilitem o ajuste dos parâmetros dessas correlações. A otimização constitui-se em outro caminho distinto que pode conduzir a esses parâmetros. Porém, os parâmetros determinados com o uso dessa técnica não levam em consideração as suposições estabelecidas para a obtenção das correlações empíricas e, com isso, podem apresentar valores diferentes dos que seriam encontrados a partir dos experimentos de laboratório, os quais são fundamentados em considerações específicas. Além disso, é bom salientar que os parâmetros encontrados pelas técnicas de otimização possuem validade restrita somente à condição experimental em que foram obtidos, como será discutido no Capítulo VIII que trata especificamente desse assunto.

### **Modelo Global de Secagem**

De acordo com REAY (1989), o modelo global de secagem em secadores rotatórios deve ser dividido em dois modelos principais: um, do equipamento, e outro, do material, de acordo com o fluxograma da Figura II.3.

O modelo do equipamento deve incluir fatores que dependem do tipo de secador utilizado, do transporte das partículas no interior do tambor, tipo de transferência de calor (gás aquecido ou superfície quente). O modelo do material está relacionado com fatores

dependentes da natureza do material, ou seja, cinética de secagem, relações de umidade de equilíbrio e qualidade do produto. Algumas dessas propriedades podem ser encontradas na literatura, porém, a maioria, dependentes do tipo de material, devem ser determinadas experimentalmente.

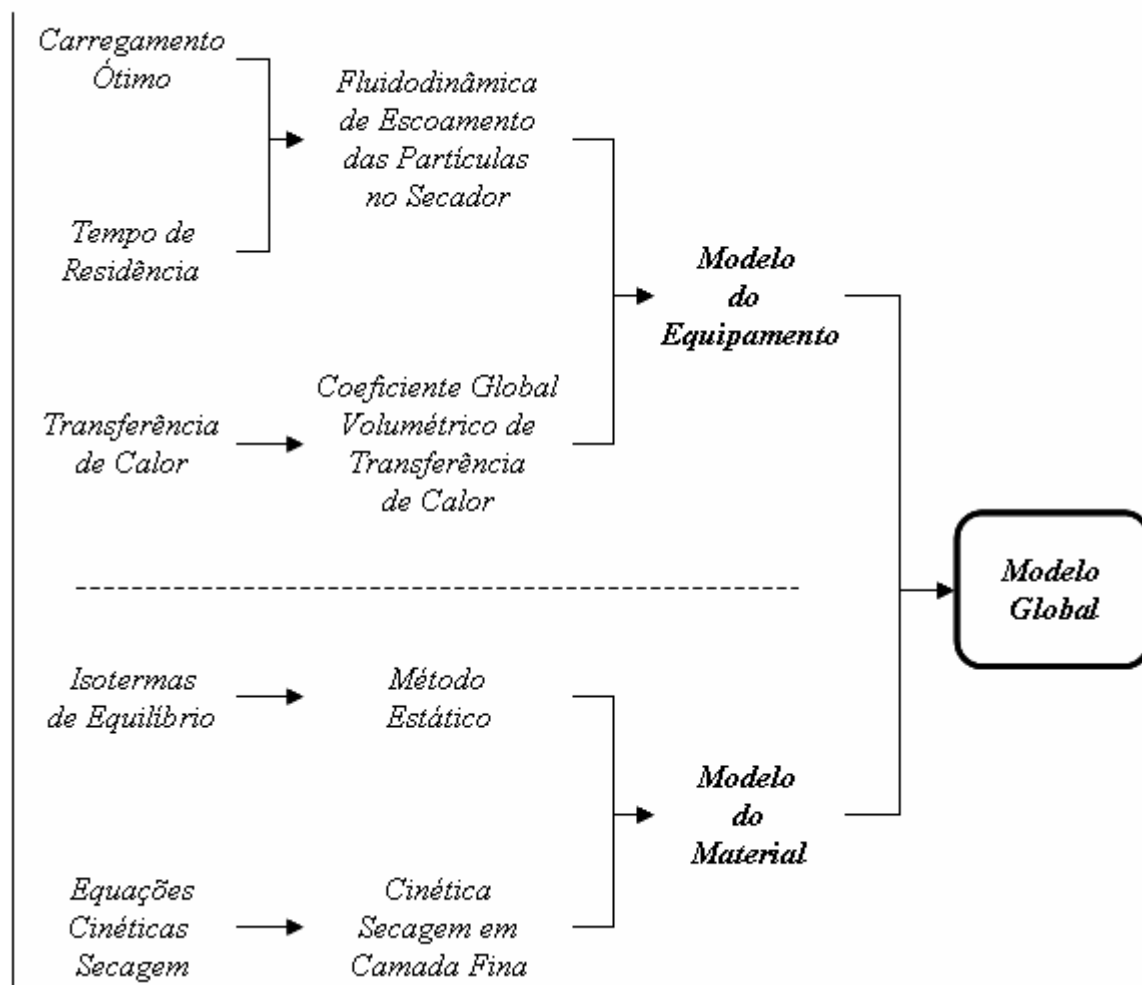


Figura II.3 – Fluxograma da divisão do modelo global de secagem para secadores rotatórios em modelo do equipamento e modelo do material, (REAY, 1989).

A organização do estudo de secagem dessa maneira tem a capacidade de incorporar, no mesmo modelo, as variáveis operacionais e de projeto do secador, além das características intrínsecas do material particulado a ser secado que influenciam diretamente no processo de secagem.

Diante disso, na sequência encontra-se uma abordagem baseada em diversos estudos da literatura relacionados às principais linhas que compõe o modelo global de secagem



mostrado no fluxograma da Figura II.3. Dessa forma, destacam-se os estudos de projetos ideais de secadores e da fluidodinâmica do escoamento dos sólidos através do secador, seguidos dos trabalhos relacionados à caracterização do material particulado. Também serão apresentadas algumas propostas de modelagem matemática das distribuições de umidade e temperatura do ar e do sólido ao longo do comprimento do secador rotatório. Estas informações formam a base do modelo global sobre o qual estudos de otimização podem ser realizados mediante a aplicação de algumas das técnicas mencionadas no final deste Capítulo.

### II.3 – PROJETO DE SUSPENSORES

Como apresentado anteriormente, os suspensores são montados na parte interna do casco, paralelamente ao eixo do secador, e funcionam como conchas que possuem a finalidade de coletar os sólidos no fundo do tambor e elevá-los até uma dada posição angular, de onde são lançados em forma de cascata no interior de uma corrente de gás aquecido. De acordo com PERRY e GREEN (1999), a profundidade dos suspensores deve situar-se entre  $D/12$  e  $D/8$ , sendo  $D$  o diâmetro do secador. Existem várias geometrias de suspensores, como pode ser visto na Figura II.4, sendo sua escolha dependente das características do material a ser secado. Como exemplo, se o material sólido for pegajoso e aderir às paredes internas do tambor, são empregados suspensores retos. No caso de materiais que não apresentam tal característica, pode-se empregar suspensores angulares, sendo estes os mais usados em secadores industriais.

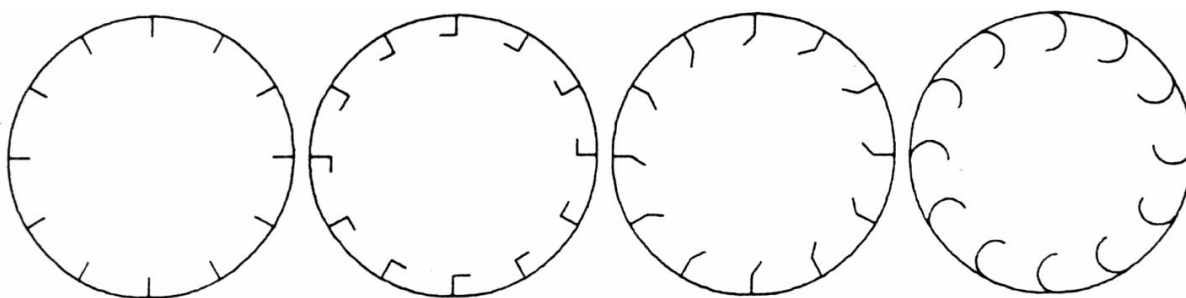


Figura II.4 – Geometrias de suspensores.

Também é comum empregar mais de um tipo de suspensor no mesmo secador, sendo comum associar um formato mais apropriado para cada zona de secagem. Em alguns casos, suspensores em forma de espiral ou levemente inclinados podem ser usados na entrada do secador para promover uma rápida admissão dos sólidos na parte inicial do tambor e impedir

que haja acúmulo de material nessa região do secador. Em seu estudo, PORTER (1963) propôs o uso de suspensores semicirculares, cuja característica é uma descarga mais homogênea ao longo da seção transversal do secador. KELLY (1992), por sua vez, com o objetivo de melhorar o desempenho dos secadores, propôs vários projetos de suspensores, todos com forte embasamento teórico.

Dentro deste contexto, encontram-se na literatura vários estudos voltados para a determinação da carga de material no suspensor em função da posição angular no secador, além de métodos para o estudo da fluidodinâmica de escoamento das partículas no tambor.

### Carga de sólidos nos suspensores

O conhecimento da quantidade de sólidos transportados pelos suspensores é essencial para assegurar que o secador esteja operando dentro do intervalo ótimo de carregamento. BAKER (1983) recomenda que o formato e o número de suspensores, bem como as condições operacionais do secador, devem ser escolhidos de forma que o volume de sólidos em relação ao volume total do tambor esteja na faixa de 10 a 15 %, que corresponderia à faixa ótima de operação do equipamento. De acordo com o autor, se o carregamento de material no tambor for menor que o limite inferior desse intervalo, o secador estará operando abaixo da sua capacidade, havendo ineficiência. Por outro lado, se houver sobrecarga, haverá uma porção excessiva de material transportada através do secador, o que reduzirá o tempo de residência dos sólidos, podendo ser prejudicial para a qualidade do produto final, uma vez que uma parte do material poderia secar mais do que outras.

A quantidade de sólidos retida em cada suspensor é função da sua geometria, da posição angular dentro do tambor ( $\theta$ ) e do ângulo característico ( $\phi$ ) formado entre a superfície livre dos sólidos e a horizontal, também conhecido como ângulo dinâmico de repouso. SCHOFIELD e GLIKIN (1962) mostraram que esse ângulo pode ser determinado por meio de um balanço das forças gravitacional, centrífuga e de fricção atuantes numa partícula que está na eminência de cair de um suspensor. Assim, a Equação (II.1) foi proposta pelos autores para o cálculo do ângulo dinâmico de repouso ( $\phi$ ).

$$\tan \phi = \frac{\mu + R_0 \frac{\omega^2}{g} (\cos \theta - \mu \sin \theta)}{1 - R_0 \frac{\omega^2}{g} (\sin \theta + \mu \cos \theta)} \quad (\text{II.1})$$

POTER (1963) e KELLY (1968) testaram a validade da Equação (II.1) e determinaram que ela pode ser aplicada com segurança para valores da razão entre as forças centrífuga e gravitacional ( $R_0\omega^2/g$ ) atuantes na partícula menores que 0,4. Quando ocorrer o equilíbrio dinâmico entre as forças centrífuga e gravitacional, ou seja,  $R_0\omega^2/g = 1$ , diz-se que o secador está operando na sua velocidade crítica, condição em que o material fica retido nos suspensores e não ocorre o cascadeamento. Na prática industrial, os secadores rotatórios operam na faixa  $0,0025 < R_0\omega^2/g < 0,04$ . É importante salientar que a Equação (II.1) foi testada apenas para sólidos com umidade constante, o que não ocorre em casos reais. Como a umidade decresce à medida que o sólido avança no secador, isto deve ser levado em conta antes de se usar a Equação (II.1) no projeto de secadores reais. Em secadores rotatórios, devido à baixa rotação, a força centrífuga é pequena em relação à força gravitacional, ou seja, apresenta um pequeno número de Froude ( $Fr \ll 1$ ). Com isso, a influência da velocidade rotacional sobre a carga dos suspensores pode ser negligenciada (BAKER, 1988).

O coeficiente dinâmico de fricção ( $\mu$ ) é uma propriedade do material e depende das suas características físicas, tais como, formato, tamanho, umidade, densidade etc. KELLY (1968) desenvolveu um procedimento para a determinação do coeficiente dinâmico de fricção. O equipamento por ele usado consistia de um tambor rotatório horizontal com oito suspensores cilíndricos transparentes espaçados em  $45^\circ$  na circunferência interna. Fixada a inclinação, os suspensores eram cheios até a metade com o material a ser analisado e fotografias da região interna do secador eram feitas para diferentes velocidades de rotação. A Figura II.5 mostra o aparato usado nesse experimento. Leituras do ângulo de repouso e da posição angular do suspensor eram realizadas em cada fotografia. Para cada faixa de condições (tipo de material, tamanho das partículas e velocidade de rotação), as leituras eram analisadas em um programa computacional que calculava o valor de  $\mu$  (KELLY, 1968).

O material coletado pelos suspensores na metade inferior do secador começa a cascadear quando o ângulo da superfície do material em relação ao plano horizontal que passa pelo centro do secador excede a um valor de equilíbrio. Se o ângulo dinâmico de repouso ( $\phi$ ) e a posição angular do suspensor na circunferência interna do secador ( $\theta$ ) são conhecidos, a área da seção transversal ocupada pelo material nos suspensores ( $S$ ) pode ser calculada com o uso da geometria analítica, para suspensores de formato irregular, ou usando geometria plana, para suspensores regulares. Conseqüentemente, a carga de sólidos nos suspensores é determinada em termos de sua geometria, posição angular e ângulo dinâmico de repouso do material (WANG *et. al*, 1995).

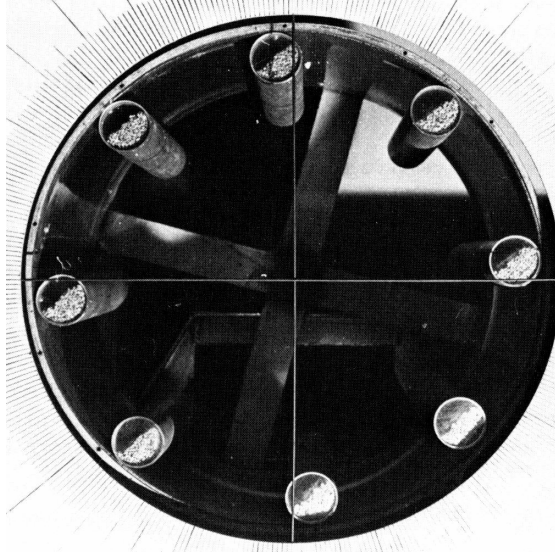


Figura II.5 – Aparato experimental usado por KELLY (1968) para medida do coeficiente dinâmico de fricção.

Com o cálculo da área transversal dos suspensores ocupada pelos sólidos ( $S$ ) é possível determinar a quantidade de material para qualquer posição angular ( $\theta$ ). A relação para a carga de sólidos num dado suspensor é dada pela Equação (II.2).

$$h^*(\theta_i) = S_i L \rho_s \quad (\text{II.2})$$

Na Equação (II.2),  $h^*$  é a carga de material no suspensor numa dada posição angular  $\theta_i$ ,  $\rho_s$  é a densidade dos sólidos e  $L$ , o comprimento do secador.

A quantidade de material despejada pelos suspensores quando estes, devido ao movimento de rotação do cilindro do secador, mudam de uma posição  $\theta$  para outra ao longo da circunferência interna do secador, é dada pela Equação (II.3).

$$h_{d,i}^* = h_{i-1}^* - h_i^* \quad (\text{II.3})$$

em que  $h_d^*$  é a massa despejada do suspensor.

Partindo de uma análise matemática, baseada no cálculo diferencial e na geometria analítica, WANG *et al.* (1995) desenvolveram um modelo de transporte de partículas que descreve o comportamento global por meio de equações diferenciais parciais. O modelo

relaciona o fluxo de massa axial com a taxa de descarga de sólidos dos suspensores na direção vertical. A taxa de descarga de sólidos dos suspensores ( $R_D$ ), por unidade de comprimento, é dada pela Equação (II.4).

$$R_{Di} = -\rho_s \omega \frac{dS_i}{d\theta_i} = -\rho_s \omega \left( \frac{\partial S_i}{\partial \theta_i} + \frac{\partial S_i}{\partial \phi_i} + \frac{\partial \phi_i}{\partial \theta_i} \right) \quad (\text{II.4})$$

A carga total de projeto do secador ( $H^*$ ) pode ser aproximada pela Equação (II.5), proposta por PORTER (1963). De acordo com KELLY e O'DONNELL (1968), a Equação (II.5) subestima o valor real por ignorar as partículas que estão em queda na cascata e, desta forma, propuseram a Equação (II.6).

$$H^* = \frac{NLh_0^*}{2} \quad (\text{II.5})$$

$$H^* = \frac{(N+1)Lh_0^*}{2} \quad (\text{II.6})$$

GLIKIN (1978) propôs a Equação (II.7) para a carga de material no secador.

$$H^* = 2\Sigma h^* - h_0^* \quad (\text{II.7})$$

Na Equação (II.7),  $\Sigma h^*$  é a soma das massas de material nos suspensores em toda a região entre 0 e 180°, sendo que  $h^*$  é a carga de material retida no suspensor para um ângulo  $\theta$  e  $h_0^*$  é a quantidade de material no suspensor que se encontra na posição angular  $\theta = 0^\circ$ .

Para o cálculo da massa de material no suspensor em função da posição angular, REVOL *et al.* (2001) propôs um método baseado em dois sistemas de coordenadas cartesianas que localizam os pontos A, B, C e W em suspensores angulares, como mostra o esquema da Figura II.6. Com essa finalidade foi desenvolvido um conjunto de equações que avalia a carga do material no suspensor em função da sua posição angular no tambor.

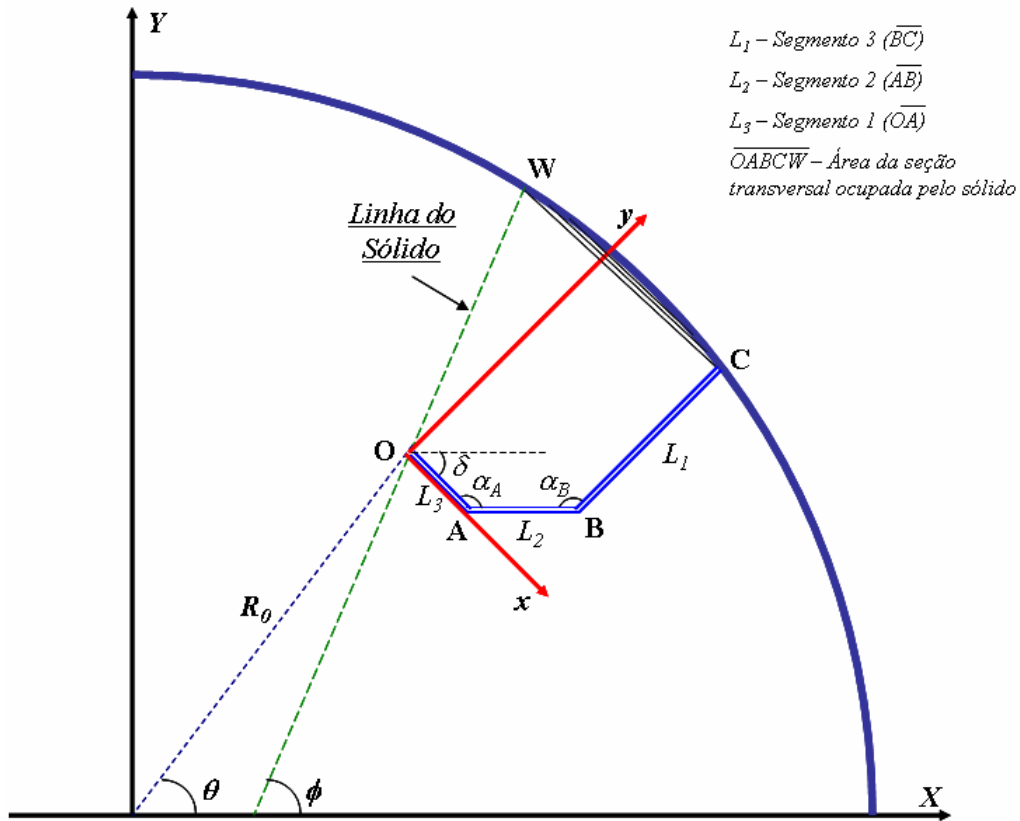


Figura II.6 – Esquema ilustrando o conjunto de coordenadas estacionário  $(X, Y)$ , com origem no eixo do tambor, e o móvel  $(x, y)$ , com origem na ponta do suspensor.

Nesse método, são considerados dois conjuntos de coordenadas cartesianas, sendo um com a origem  $(x, y)$  na ponta do suspensor e com abscissa ao longo do primeiro segmento, o qual move-se com a rotação do suspensor. O segundo conjunto de coordenadas cartesianas tem sua origem  $(X, Y)$  localizada no eixo do tambor e abscissa na horizontal.

Para calcular o volume de material no suspensor, as coordenadas dos pontos A, B, C e W são determinadas e o ângulo  $\delta$  entre os dois conjuntos de coordenadas é avaliado, possibilitando, assim, a estimativa da quantidade de material de acordo com a posição angular da ponta do suspensor ( $\theta$ ) e com o tipo de preenchimento do material naquela posição.

As Equações (II.8) a (II.53) constituem o modelo de REVOL *et al.* (2001) que localiza os três segmentos nos conjuntos de coordenadas da Figura II.6. Os subscritos 1, 2 e 3 se referem aos respectivos segmentos.

$$y_1 = 0 \quad (\text{II.8})$$

$$y_2 = a_2 + b_2 x \quad (\text{II.9})$$

com:

$$a_2 = x_A \tan(\alpha_A) \quad (\text{II.10})$$

$$b_2 = -\tan(\alpha_A) \quad (\text{II.11})$$

$$y_3 = a_3 + b_3 x \quad (\text{II.12})$$

em que:

$$a_3 = y_B + x_B \tan(\alpha_A + \alpha_B) \quad (\text{II.13})$$

$$b_3 = -\tan(\alpha_A + \alpha_B) \quad (\text{II.14})$$

As coordenadas A, B e C podem ser determinadas pelas seguintes equações:

$$x_A = L_3 \quad (\text{II.15})$$

$$y_A = 0 \quad (\text{II.16})$$

$$x_B = x_A - L_2 \cos(\alpha_A) \quad (\text{II.17})$$

$$y_B = -L_2 \sin(\alpha_A) \quad (\text{II.18})$$

$$x_C = x_B + L_1 \cos(\alpha_A + \alpha_B) \quad (\text{II.19})$$

$$y_C = y_B - L_1 \sin(\alpha_A + \alpha_B) \quad (\text{II.20})$$

O ponto C no conjunto de coordenadas estacionário deve satisfazer Equação (II.21):

$$X_C^2 + Y_C^2 = R^2 \quad (\text{II.21})$$

O conjunto de coordenadas  $(x,y)$  está relacionado  $(X,Y)$  pelas seguintes equações:

$$X_C = X_0 + x_C \cos(\delta) + y_C \sin(\delta) \quad (\text{II.22})$$

$$Y_C = Y_0 + y_C \cos(\delta) - x_C \sin(\delta) \quad (\text{II.23})$$

Sendo  $R_0$  o raio da circunferência descrita pela ponta do suspensor:

$$X_0 = R_0 \cos(\theta) \quad (\text{II.24})$$

$$Y_0 = R_0 \sin(\theta) \quad (\text{II.25})$$

Substituindo as Equações (II.22) e (II.23) na Equação (II.21) obtém-se uma equação que pode ser resolvida para  $\delta$ , para qualquer posição angular  $\theta$ .

A Equação (II.26) fornece uma relação para a linha do material.

$$y = x \tan(\gamma) = x \tan(\phi - \delta) \quad (\text{II.26})$$

A interseção da linha do material com o segundo segmento tem as seguintes coordenadas:

$$x_2 = \frac{a_2}{\tan(\gamma) - b_2} \quad (\text{II.27})$$

$$y_2 = a_2 + b_2 x_2 \quad (\text{II.28})$$

A interseção da linha do material com o terceiro segmento tem as seguintes coordenadas:

$$x_3 = \frac{a_3}{\tan(\gamma) - b_3} \quad (\text{II.29})$$

$$y_3 = a_3 + b_3 x_3 \quad (\text{II.30})$$



O ponto W, no conjunto de coordenadas (X,Y), deve satisfazer a Equação (II.31):

$$X_w^2 + Y_w^2 = R^2 \quad (\text{II.31})$$

Sabendo que a interseção da linha do material com a parede do tambor é dada por:

$$y_w = x_w \tan(\gamma) \quad (\text{II.32})$$

Assim, relacionando o conjunto de coordenadas (x,y) com o conjunto (X,Y), para o ponto W tem-se as equações seguintes :

$$X_w = X_0 + x_w \cos(\delta) + y_w \sin(\delta) \quad (\text{II.33})$$

$$Y_w = Y_0 + y_w \cos(\delta) - x_w \sin(\delta) \quad (\text{II.34})$$

com:

$$X_0 = R_0 \cos(\theta) \quad (\text{II.35})$$

e

$$Y_0 = R_0 \sin(\theta) \quad (\text{II.36})$$

Substituindo as Equações (II.33) e (II.34) na Equação (II.32), pode-se determinar a intersecção da linha de nível do sólido com a parede do tambor (ponto W), sendo a abscissa dada pela Equação (II.37):

$$x_w = -\frac{B_w \pm \sqrt{B_w^2 - 4A_w C_w}}{2A_w} \quad (\text{II.37})$$

sendo:

$$A_w = 1 + [\tan(\gamma)]^2 \quad (\text{II.38})$$

$$B_w = 2X_0[\cos(\delta) - \tan(\gamma) \sin(\delta)] + 2Y_0[\tan(\gamma) \cos(\delta) + \sin(\delta)] \quad (\text{II.39})$$

$$C_w = R_0^2 - R^2 \quad (\text{II.40})$$

Neste método podem ocorrer quatro tipos de preenchimento:

1. O material atinge a parede do tambor, quando a condição da Equação (II.41) for satisfeita:

$$\gamma > \arctan\left(\frac{y_C}{x_C}\right) \quad (\text{II.41})$$

Neste caso, a área da seção transversal ocupada pelo material pode ser estimada pela Equação (II.42):

$$S = \frac{R^2}{2} [\beta - \sin(\beta)] + \frac{1}{2} |x_A y_B + x_B y_C - x_C y_B + x_C y_W - x_W y_C| \quad (\text{II.42})$$

em que:

$$\beta = 2 \arcsen \left[ \frac{\sqrt{(x_C - x_W)^2 + (y_C - y_W)^2}}{2R} \right] \quad (\text{II.43})$$

2. O material não atinge a parede, mas atinge o terceiro segmento quando as condições das Equações (II.44) e (II.45) forem satisfeitas:

$$\gamma > \arctan\left(\frac{y_C}{x_C}\right) \quad (\text{II.44})$$

e:

$$\sqrt{(x_3 - x_C)^2 + (y_3 - y_C)^2} < L_1 \quad (\text{II.45})$$

A área da seção transversal ocupada pelo material é dada pela Equação (II.46):

$$S = \frac{1}{2} |x_A y_B + x_B y_3 - x_3 y_B| \quad (\text{II.46})$$

3. O material não atinge o terceiro segmento, mas atinge o segundo segmento. Neste caso, as condições das Equações (II.47), (II.48) e (II.49) devem ser satisfeitas:

$$\gamma > \arctan\left(\frac{y_c}{x_c}\right) \quad (\text{II.47})$$

e:

$$y_2 > 0 \quad (\text{II.48})$$

e:

$$\sqrt{(x_2 - x_B)^2 + (y_2 - y_B)^2} < L_1 \quad (\text{II.49})$$

Neste caso, a área da seção transversal é dada por:

$$S = \frac{1}{2} |x_A y_2| \quad (\text{II.50})$$

4. Quando o suspensor está vazio:

$$y_2 < 0 \quad (\text{II.51})$$

O modelo que acaba de ser descrito considera ângulos  $\theta$  maiores que  $0^\circ$ . O carregamento máximo do suspensor é assumido em  $\theta = -90^\circ$ . Para ângulos entre  $-90^\circ$  e  $0^\circ$ , a carga no suspensor pode ser obtida assumindo “imagem espelho” (KELLY; O’DONNELL, 1968), ou seja, a quantidade de sólidos perdida pela rotação de  $\theta < 0$  até  $0^\circ$  é igual a quantidade perdida quando o suspensor gira de 0 a  $|\theta|$ , e pode ser calculada pela Equação (II.52).

$$S(\theta) = S(0) + [S(0) - S(|\theta|)] \quad (\text{II.52})$$

Este modelo permite a predição da variação da carga de sólidos em um suspensor com a variação da posição angular. O fluxo mássico de sólidos por unidade de área do plano horizontal ( $F_s$ ) que passa pelo eixo do secador quando este não está inclinado, é dado pela Equação (II.53):

$$F_s = \frac{\rho_s N \omega}{2\pi R \sin(\theta)} \frac{dS}{d\theta} \quad (\text{II.53})$$

LISBOA (2005) realizou uma adaptação da formulação proposta por REVOL *et al.* (2001) e obteve um método para o cálculo da carga de sólidos em suspensores de dois segmentos. Foi observada uma boa concordância entre resultados experimentais e calculados, o que motivou o emprego dessa técnica também nesse trabalho.

Assim como a carga de material no suspensor, a altura de queda das partículas também depende da sua posição angular. Dessa forma, se o suspensor consegue conduzir as partículas a posições que maximizam a altura média de queda, estará contribuindo para o aumento do tempo de queda e, com isso, com o tempo de contato gás-partícula, o que leva a acréscimos nos coeficientes de transferência de calor e massa no secador rotatório e torna o processo mais eficiente. A altura de queda pode ser avaliada por meio da aplicação de conceitos de geometria ou medida experimentalmente, como abordado na sequência.

#### II.4 – COMPRIMENTO E TEMPO DE QUEDA

A altura de queda das partículas, medida a partir da ponta do suspensor até o leito de material no fundo do tambor, depende da sua posição angular, como mostra a Figura II.7.

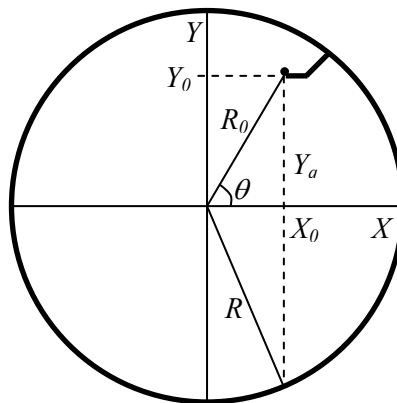


Figura II.7 – Esquema da altura média de queda das partículas a partir da ponta do suspensor.

Como elas caem de diferentes posições angulares, uma faixa de comprimentos de queda ( $Y_q$ ) será observada. Para estimar a altura de queda das partículas da ponta do suspensor até o leito de partículas, GLIKIN (1978) propôs a Equação (II.54).

$$Y_q = \frac{Y_0 + \sqrt{R^2 - X_0^2}}{\cos(\alpha)} \quad (\text{II.54})$$

Na Equação (II.54),  $\alpha$  é a inclinação do secador,  $X_0 = R_0 \cos(\theta)$ ,  $Y_0 = R_0 \sin(\theta)$  e  $R_0$  o raio da circunferência descrita pela ponta do suspensor e  $R$  o raio do secador.

O comprimento médio de queda é determinado pelas características do secador, tipos de suspensores, bem como pelas características das partículas, e pode ser calculado pela Equação (II.55) proposta por GLIKIN (1978).

$$\bar{Y}_q = \frac{D_0}{V(0) \cos(\alpha)} \int_0^{V(0)} \sin(\theta) dV \quad (\text{II.55})$$

Em que  $D_0$  é o diâmetro efetivo do secador, ou seja, diâmetro da circunferência formada pela ponta do suspensor, e  $V = L \times S$  é o volume de material no suspensor.

Outra maneira de calcular o comprimento médio de queda das partículas no secador é por meio da Equação (II.56). O parâmetro  $k'$  é dependente da geometria do suspensor e foi estimado por KELLY (1968) para os principais tipos de suspensores, como mostra a Tabela II.1.  $H_R$  é a razão entre a carga efetiva do secador ( $H_e$ ) e a carga de projeto do secador  $H_p^*$ .

$$\bar{Y}_q = \frac{k' D_0}{H_R \cos(\alpha)} \quad (\text{II.56})$$

Tabela II.1 – Valores de  $k'$  para diferentes tipos de suspensores.

Modelo do suspensor	$k'$
Semi-Circular	0,570
EAD	0,637
Ângulo Reto	0,760
EHD	0,784
CBD	0,902

O valor aproximado da posição angular média de queda ( $\bar{\theta}$ ) das partículas do suspensor é dado pela Equação (II.57).

$$\bar{\theta} = \frac{\int_0^{V(0)} \theta dV}{V(0)} \quad (\text{II.57})$$

De acordo com BAKER (1983), o tempo de queda ( $t_q$ ) correspondente ao caminho em queda livre percorrido pela partícula e pode ser calculado pela Equação (II.58), sendo o tempo médio de queda ( $\bar{t}_q$ ) calculado pela Equação (II.59) e a velocidade média de queda das partículas ( $\bar{v}_q$ ) calculada pela Equação (II.60).

$$t_q = \sqrt{\frac{2Y_q}{g}} \quad (\text{II.58})$$

$$\bar{t}_q = \sqrt{\frac{2\bar{Y}_q}{g}} \quad (\text{II.59})$$

$$\bar{v}_q = \sqrt{\frac{g\bar{Y}_q}{2}} \quad (\text{II.60})$$

O tempo de queda está relacionado com o tempo máximo de queda por meio da Equação (II.61), em que  $t_{q\text{máx}}$  é o tempo de queda para o maior caminho percorrido pela partícula em queda, ou seja, para  $Y = D$ .

$$\frac{t_q}{t_{q\text{máx}}} = \sqrt{\frac{Y_q}{D}} \quad (\text{II.61})$$

O equacionamento apresentado anteriormente para o cálculo da distância e tempo de queda das partículas da ponta dos suspensores não contabiliza o arraste pelo ar sofrido pelas partículas, fato que interfere nos valores encontrados de acordo com o sentido do fluxo do ar, concorrente ou contracorrente.

O avanço das partículas através do secador ocorre por meio de uma sucessão de ciclos de cascata, em que cada movimento da partícula em um determinado ciclo faz com que ela se movimente ao longo do comprimento do tambor e a distância desse avanço, em cada ciclo, depende do projeto e das condições de operação do secador. Uma vez que a partícula avança no tambor por um número infinito de caminhos e diante da impossibilidade prática de se determinar todos eles para o conjunto de partículas, a análise deve recorrer a um comportamento médio, expandindo para o restante do sistema como um todo. Esse ciclo de

cascata é definido como o período em que a partícula é recolhida pelo suspensor na parte inferior do secador, até o momento em que ela é abandonada no fluxo de gases quentes. O tempo de cada ciclo, considerando o caminho percorrido pelo material da parte inferior do cilindro a um ângulo de queda médio  $\bar{\theta}$ , pode ser dado pela razão entre a distância da circunferência interna do secador percorrida pelo material e a velocidade de rotação do tambor, mais o tempo médio de queda. Assim, a expressão para o tempo médio gasto pelo material em cada ciclo é dada pela Equação (II.62) (KELLY e O'DONNELL, 1977).

$$t_{Ci} = \frac{\pi R + \bar{\theta} R}{N_R} + \bar{t}_q \quad (\text{II.62})$$

Para o projeto de secadores rotatórios com cascadeamento é essencial a determinação das melhores condições operacionais de tal maneira a se obter um carregamento dentro de uma faixa considerada ideal (BAKER, 1983). Além disso, também se deve estimar o tempo que as partículas permanecem dentro do tambor. Com essa finalidade, vários estudos têm sido publicados na literatura com o intuito de descrever um modelo de deslocamento das partículas no interior do secador rotatório e de propor equações para predição do tempo médio de residência das partículas.

## II.5 – TRANSPORTE DAS PARTÍCULAS

Além de promover uma eficiente transferência de massa e energia entre partículas úmidas e gás quente, o secador rotatório atua como transportador desse material. A análise do transporte de partículas no secador rotatório não é um assunto trivial e tal fato se deve a uma complexa combinação de movimentos no interior do tambor, sendo as partículas levantadas pelos suspensores, podendo sofrer, em seguida, deslizamentos e rolagem, até sua posterior queda na forma de cascata sobre uma corrente de ar quente. Após atingirem o fundo do secador, elas ainda podem repicar, rolar ou deslizar até serem novamente coletadas pelos suspensores.

Em muitas análises teóricas, o carregamento de sólidos no secador é considerado da maior importância, principalmente no que diz respeito ao carregamento de projeto, ponto em que os suspensores estão na sua capacidade máxima. A introdução de mais sólidos irá

aparecer como massa adicional na rolagem no fundo do secador, o que caracteriza sobrecarga do sistema (KEMP, 2004).

Uma análise completa do movimento das partículas foi realizada por MATCHETT e BAKER (1988). Esta análise leva em conta a fase aérea, em que as partículas estão caindo contra a corrente de ar, período no qual ocorre quase toda a secagem do material, e a fase densa, na qual as partículas encontram-se no fundo do secador, ou sendo conduzidas pelos suspensores. O material permanece na fase densa aproximadamente de 90-95 % do tempo que fica no secador e praticamente não se verifica secagem nesse período. De acordo com essa análise, quatro componentes principais podem contribuir independentemente no movimento das partículas ao longo do secador, como ilustrado na Figura II.8.

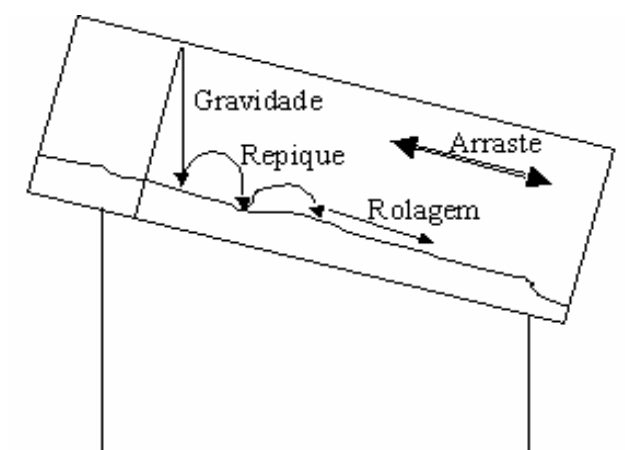


Figura II.8 – Esquema do movimento das partículas no interior do secador.

Estes componentes são:

- i) Gravitacional, devido à inclinação do secador.
- ii) Força de arraste exercida pela corrente de gás sobre as partículas.
- iii) Repique das partículas, devido a um choque inelástico com o fundo do tambor.
- iv) Rolagem das partículas no leito de partículas no fundo do cilindro rotatório, principalmente no caso de sobrecarga.

Na modelagem do escoamento, a velocidade na fase aérea é a soma de (i) e (ii) para fluxo de gás concorrente e a diferença entre elas para fluxo contracorrente. A velocidade na fase densa é a combinação de (iii) e (iv). Os dois últimos componentes são quase impossíveis de se prever teoricamente e, assim, são obtidos experimentalmente para cada tipo de material.



As partículas coletadas pelo suspensor são levantadas do fundo do secador até uma posição  $\theta$  entre 0 e 180°, de onde o material é abandonado. A inclinação do secador é responsável pelo avanço do material ao longo do seu comprimento e, na ausência de fluxo de gás, a descida é vertical e a partícula cai a uma distância axial de  $D_o \sin(\theta) / \tan(\alpha)$  de onde foi coletada. Se o fluxo de gás for concorrente, as partículas avançam mais rapidamente, sendo que o inverso ocorre para fluxo contracorrente.

Como exposto anteriormente, são vários os fatores que influenciam o tempo de residência das partículas no interior do secador rotatório. Ao longo dos anos, diante da dificuldade de se obter uma equação teórica capaz de descrever com precisão o complexo movimento das partículas através do secador rotatório com cascadeamento, várias equações empíricas ou semi-empíricas foram propostas para estimativa do tempo médio de residência. Dentre várias equações com esse propósito, na sequência são apresentadas algumas de maior importância conceitual e bastante citadas na literatura.

## II.6 – TEMPO DE RESIDÊNCIA

A maneira mais simples de calcular o tempo médio de residência das partículas em secadores rotatórios é por meio da relação entre a carga total de sólidos no secador ( $H^*$ ) e a vazão de sólidos ( $G_S$ ), como mostra a Equação (II.63).

$$\bar{\tau} = \frac{H^*}{G_S} \quad (\text{II.63})$$

A carga total de sólidos ( $H^*$ ) pode ser determinada parando repentinamente o secador rotatório e pesando todo o seu conteúdo.

MISKELL e MARSHALL (1956), empregando a técnica de traçadores radioativos para determinar a distribuição de tempos de residência, observaram que ela apresentava uma distribuição normal, e com desvio padrão mínimo para um carregamento em torno de 7,5 a 8 % do volume do secador. Posteriormente, FAN e AHN (1961) mostraram que os dados de MISKELL e MARSHALL (1956) podiam ser descritos por um modelo de dispersão axial.

O funcionamento adequado do secador rotatório depende da retenção de sólidos. Um secador operando com sobrecarga ocasiona transferência de calor não uniforme, uma vez que o excesso de sólidos deslizará pela ação do tambor, não sendo coletados pelos suspensores,

prejudicando a interação entre o gás quente e as partículas. Por outro lado, se o secador trabalhar com baixo carregamento, os sólidos atravessam rapidamente o secador, fazendo com que o tempo de residência seja inferior ao necessário para uma secagem eficiente do material. Uma carga ótima deveria ser levemente maior que aquela suportada pelos suspensores, considerando que nem todos os suspensores estão ativos, ou seja, conduzindo material (ALVAREZ e SHENE, 1994).

A primeira informação sobre tempo de residência em secadores rotatórios foi publicada por JHONSTONE e SINGH (1940). Com base em uma faixa limitada de dados experimentais, eles concluíram que o tempo médio de residência poderia ser calculado por uma versão modificada da equação de SULLIVAN *et al.* (1927), concebida inicialmente para fornos rotatórios sem suspensores. Assim, JHONSTONE e SINGH (1940) propuseram, para secadores rotatórios, a Equação (II.64) para o cálculo do tempo médio de residência.

$$\bar{\tau} = \frac{0,0433La_r^{0,5}}{DN_R \tan(\alpha)} \quad (\text{II.64})$$

MILLER *et al.* (1942), baseados em estudos experimentais realizados em um secador de 0,2 m de diâmetro e comprimento de 1,22 m, propuseram a Equação (II.65) para o cálculo do tempo médio de residência:

$$\bar{\tau} = \frac{kL}{DN\alpha} + mv \quad (\text{II.65})$$

Na Equação (II.65),  $k$  é um parâmetro adimensional que depende do número e formato dos suspensores, variando de 0,275 para 6 suspensores até 0,375 para 12 suspensores. A densidade e tamanho das partículas e a direção do fluxo do ar influenciam no valor de  $m$ , variando de  $-177$  a  $-531 \text{ s}^2\text{m}^{-1}$ , para fluxo concorrente, e de  $236$  a  $945 \text{ s}^2\text{m}^{-1}$ , para fluxo contracorrente, valores válidos para a faixa de condições operacionais estudada pelos autores. Nenhuma relação entre  $m$  e as propriedades das partículas foi fornecida no referido trabalho.

A Equação (II.65) é uma relação linear entre o tempo de residência e a velocidade do gás, sendo válida apenas para uma estreita faixa de velocidades. Esse fato foi detectado por PRUTTON *et al.* (1942) que, baseados em dados experimentais, observaram resultados imprecisos fornecidos pela referida equação para altas velocidades do gás, principalmente no caso de fluxo contracorrente.

Uma correlação empírica frequentemente citada na literatura para a estimativa do tempo de residência foi proposta por FRIEDMAN e MARSHALL (1949a), Equação (II.66).

$$\bar{\tau} = L \left( \frac{A_{FM}}{\alpha N_R^{0,9} D} \pm \frac{B_{FM} G_f}{G_S d_P^{0,5}} \right) \quad (\text{II.66})$$

Na Equação (II.66),  $G_S$  é a taxa de alimentação do material por unidade de área da seção transversal do secador. O sinal negativo da equação é usado para fluxo concorrente e o sinal positivo, para fluxo contracorrente.

O estudo de FRIEDMAN e MARSHALL (1949a) para o tempo de residência em secadores rotatórios tem sido aplicado com frequência em diversos trabalhos da literatura. Porém, seu valor é escrito na forma adimensional pelo fato de que a maioria dos dados experimentais utilizados por estes autores foram obtidos em secadores com carregamento muito inferior aos encontrados na prática industrial (BAKER, 1983).

SAEMAN e MITCHELL (1954) foram os primeiros a fugir da típica aproximação empírica do cálculo do tempo médio de residência em secadores rotatórios. Estes autores analisaram o transporte de material pelo secador por meio de associação das taxas de transporte com caminhos individuais de cascadeamento. Assumindo uma relação linear entre o deslocamento horizontal das partículas devido ao fluxo de ar e as suas velocidades, os autores propuseram a Equação (II.67) para estimativa do tempo médio de residência.

$$\bar{\tau} = \frac{L}{f(H^*) DN_R [\tan(\alpha) \pm m'v]} \quad (\text{II.67})$$

O valor do fator de cascata ( $f(H^*)$ ) foi definido como 2, para secadores ligeiramente carregados, e  $\pi$ , quando estiverem fortemente carregados e usando suspensores pequenos. O sinal positivo na Equação (II.67) é usado para fluxo concorrente e o sinal negativo, para fluxo contracorrente. O parâmetro  $m'$  deve ser determinado experimentalmente para cada material.

Vários modelos teóricos para a predição do tempo médio de residência foram desenvolvidos utilizando o conceito de ciclo de cascata, que seria o caminho percorrido pelo material, desde o momento da sua coleta pelo suspensor, até voltar novamente ao fundo do tambor. O tempo médio de residência pode ser avaliado pela Equação (II.68) ou pela Equação (II.69).

$$\bar{\tau} = \bar{t}_{Ci} N_{Ci} \quad (\text{II.68})$$

$$\bar{\tau} = \frac{\bar{t}_{Ci} L}{l} \quad (\text{II.69})$$

Nas Equações (II.68) e (II.69),  $\bar{t}_{Ci}$  é o tempo médio do ciclo de cascata,  $N_{Ci}$  o número de ciclos de cascata e  $l$ , o avanço na direção axial do secador realizado pelo material em cada ciclo. A distância percorrida pela partícula é determinada pela altura de queda, inclinação do secador e velocidade do gás.

SCHOFIELD e GLIKIN (1962) propuseram várias equações baseadas na análise gás-partícula para prever o comportamento das partículas, nas quais as seguintes simplificações são adotadas:

- não existe interação entre as partículas;
- as partículas podem ser consideradas de formato esférico;
- os suspensores operam no carregamento definido no projeto.

Para a determinação do avanço axial das partículas ( $d$ ), um balanço de forças foi aplicado, sendo obtida a Equação (II.70), em função do tempo, na qual  $v_r$  é a velocidade relativa entre o gás e as partículas.

$$l = \frac{1}{2} g \sin(\alpha) t^2 \pm \frac{1}{2} K_d v_r^2 t^2 \quad (\text{II.70})$$

O parâmetro  $K_d$  é calculado pela Equação (II.71).

$$K_d = \frac{1,5 f \rho_G}{d_P \rho_S} \quad (\text{II.71})$$

quando  $Re < 0,2$ :

$$f = \frac{12}{Re} \quad (\text{II.72})$$

quando  $0,2 < Re < 1000$  :

$$f = 12(1 + 0,15 Re^{0,687}) / Re \quad (II.73)$$

Na Equação (II.71),  $f$  é o fator de atrito,  $\rho_G$  e  $\rho_S$  são as densidades do ar e sólido, respectivamente e  $d_p$  é o diâmetro da partícula.

Sendo assim, o tempo médio de residência proposto por SCHOFIELD e GLIKIN (1962) é dado pela Equação (II.74). Sendo que os sinais positivo e negativo nesta equação referem-se aos fluxos concorrente e contracorrente, respectivamente.

$$\bar{\tau} = \frac{L}{\bar{Y}_d (\sin(\alpha) \pm K_d v_r^2 / g)} \left( \left( \frac{2\bar{Y}_d}{g} \right)^{\frac{1}{2}} + \frac{\bar{\theta}}{\pi} N_R \right) \quad (II.74)$$

A partir da análise de uma grande quantidade de dados encontrados na literatura referentes à operação de secadores rotatórios, tanto em escala piloto como industrial, PERRY e GREEN (1999) propuseram uma correlação geral para o cálculo do tempo de residência médio, Equação (II.75). Nessa equação,  $N_R$  está em rotações por minuto.

$$\bar{\tau} = \frac{k_p L}{DN_R^{0,9} \tan(\alpha)} \quad (II.75)$$

Com base no que foi exposto anteriormente, foram apresentados, dentro de uma vasta gama de estudos publicados a respeito da fluidodinâmica de escoamento das partículas em secadores rotatórios, aqueles considerados de maior relevância para o desenvolvimento dessa tese. Assim, foram abordados os principais aspectos de projeto do secador, com as condições que propiciam o carregamento ótimo e as formas de se determinar e quantificar o tempo médio de residência das partículas. Dessa forma, com o secador operando dentro do intervalo que corresponde ao ótimo de operação, pode-se quantificar a transferência de calor gás-partícula.

## II.7 – TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM SECADORES ROTATÓRIOS

Uma forma simples de se tratar a transferência de calor em um secador rotatório é a partir de uma analogia com trocadores de calor, utilizando o conceito de coeficiente global de transferência de calor, como mostra a Equação (II.76).

$$Q = U_{va} V \Delta T_{ln} \quad (\text{II.76})$$

Na equação acima,  $Q$  é a taxa de transferência de calor entre o gás e os sólidos,  $V$  é o volume do secador, e  $\Delta T_{ln}$  é a diferença média logarítmica de temperatura gás-material úmido.

O coeficiente global volumétrico ( $U_{va}$ ) é definido como a taxa de transferência de calor por unidade de volume do secador e por unidade de diferença de temperatura. Consiste no produto entre o coeficiente de transferência de calor  $U_a$ , baseado na área efetiva de contato entre o gás e os sólidos ( $a$ ), e a relação desta área para o volume do secador ( $V$ ).

Os primeiros pesquisadores a investigarem a transferência de calor em secadores rotatórios foram MILLER *et al.* (1942). Posteriormente, FRIEDMAN e MARSHALL (1949b) realizaram experimentos em um secador de 0,3 m por 1,83 m. Por meio de isolamento extensivo da unidade, eles reduziram as perdas de calor do secador em aproximadamente 15 %. Esforço considerável foi feito para obtenção de medidas precisas da temperatura dos sólidos, gás, e carcaça ao longo do comprimento do secador. Apesar destas precauções, foram obtidos resultados incoerentes para as temperaturas do ar, atribuídos a padrões de circulação dentro do secador. Por consequência, as temperaturas do ar foram calculadas por meio do balanço de energia. Os autores propuseram que o coeficiente global de transferência de calor em secadores rotatórios pode ser expresso por correlações como a da Equação (II.77), sendo que  $G_S$  e  $G_f$  são as vazões mássicas de sólido e do fluido, em base seca, respectivamente.  $K_F$ ,  $m_F$  e  $n_F$  são parâmetros da equação.

$$U_{va} = K_F G_f^{m_F} G_S^{n_F} \quad (\text{II.77})$$

SAEMAN e MITCHELL (1954) postularam que a transferência de calor em secadores rotatórios acontece, principalmente, entre os sólidos em queda e o ar que passa através destes. Segundo os autores, a massa de ar atinge rapidamente o equilíbrio térmico com a superfície das partículas. Por meio de medidas experimentais de temperatura feitas em um

secador rotatório, estes autores verificaram que a temperatura do ar próximo ao fundo do tambor era consideravelmente mais alta do que no topo. Concluíram que a taxa de transferência de calor depende, em grande parte, da taxa de material em queda na cascata e da relação de entrada de ar no fluxo de material em queda do suspensor. A taxa de queda de material depende do tamanho e do número de suspensores, da carga e da rotação do secador

McCORMICK (1962), com base nos dados obtidos por MILLER *et al.* (1942), FRIEDMAN e MARSHALL (1949b) e SAEMAN e MITCHELL (1954), e com o propósito de obter uma única correlação para o coeficiente volumétrico de transferência de calor, assumiu que  $U_{Va}$  poderia ser calculado pela Equação (II.78).

$$U_{Va} = \frac{K_F G_f^{n_F}}{D} \quad (\text{II.78})$$

McCORMICK (1962) demonstrou que todos os dados experimentais analisados por ele poderiam ser correlacionados com  $0,46 < n_F < 0,67$ . Embora a evidência estivesse longe de ser conclusiva, o autor acreditou que um valor de 0,67 para  $n_F$  era mais razoável. O parâmetro  $K_F$  mostrou ser uma função das propriedades dos sólidos, da geometria dos suspensores, da aceleração rotacional e da carga do secador. Para a quantidade de calor trocada em um secador rotatório, McCORMICK (1962) sugeriu a Equação (II.79).

$$Q = K'_m L D G_f^{n'} \Delta T_{lm} \quad (\text{II.79})$$

MYKLESTAD (1963), com base em experimentos em um secador de 0,2 m de diâmetro por 2 m de comprimento, que usava suspensores angulares com ângulo de 135° entre os segmentos, propôs uma correlação que relaciona o coeficiente global volumétrico de transferência de calor com a vazão mássica de ar, Equação (II.80). Nesta equação, o coeficiente global volumétrico de transferência de calor independe do diâmetro do secador.

$$U_{Va} = K_F G_f^{m_F} \quad (\text{II.80})$$

Mais recentemente, KAMKE e WILSON (1986) propuseram o cálculo do coeficiente global de transferência de calor em secadores rotatórios, para qualquer material, por meio da Equação (II.81).

$$U_{va} = h'_f A_{sp} \frac{4}{\pi D^2 L} \quad (\text{II.81})$$

Na Equação (II.82),  $h'_f$  (J/s m<sup>2</sup> K) é o coeficiente pelicular de transferência de calor por convecção e  $A_{sp}$ , a área superficial das partículas em queda dos suspensores, dada pela Equação (II.82).

$$A_{sp} = \frac{6}{d_p} \frac{\rho_b}{\rho_s} S N L f_a \quad (\text{II.82})$$

Na Equação (II.82),  $\rho_b$  e  $\rho_s$ , (kg/m<sup>3</sup>) são as densidades “*bulk*” e normal dos sólidos,  $d_p$  (m), o diâmetro da partícula,  $S$  (m<sup>2</sup>), a área ocupada pelos sólidos nos suspensores,  $L$ , o comprimento do secador analisado,  $N$ , o número de suspensores e  $f_a$ , a fração de material em queda.

Outra maneira de descrever a transferência de calor é por meio do coeficiente local, ou de filme,  $h_f$ , geralmente calculado pela correlação (II.83) (RANS e MARSHALL, 1952).

$$h'_f = \frac{K_f}{d_p} \left[ 2, 0 + 0, 6(\text{Re})^{1/2} (\text{Pr})^{1/3} \right] \quad (\text{II.83})$$

A Equação (II.84), para a transferência de calor, pode então ser definida como:

$$Q = h'_f A_{sp} \Delta T \quad (\text{II.84})$$

em que  $h'_f$  se refere a uma única partícula,  $A_{sp}$  é o produto entre a área superficial de uma única partícula multiplicada pelo número total de partículas e  $\Delta T$  é a diferença de temperatura entre o sólido e o gás.

As vantagens em se considerar o coeficiente local ao invés do coeficiente volumétrico são puramente empíricas. Primeiramente,  $h_f$  pode ser determinado por meio de experimentos relativamente simples com um pequeno número de partículas. Alternativamente, este pode ser calculado usando uma das correlações apropriadas da literatura. Segundo, variações nas condições operacionais podem ser prontamente obtidas.



Finalmente, analogias entre a transferência de calor e a transferência de massa possibilitam obter o coeficiente de filme (película) para o processo.

Para a obtenção do coeficiente de transferência de calor local, PORTER (1963) propôs as seguintes suposições com intuito de simplificar os cálculos:

- a. O perfil de temperatura do gás ao longo do secador é conhecido.
- b. No secador, a temperatura do gás é constante ao longo de qualquer trajetória de queda de uma única partícula.
- c. Não há nenhuma perda de calor do secador para a vizinhança.
- d. Não há nenhuma transferência de calor entre a partícula e o ambiente durante o período de saturação.
- e. A temperatura da partícula se torna uniforme durante cada período de saturação.

Estas suposições têm aplicações bastante limitadas. Em geral, o perfil de temperatura do gás não é precisamente conhecido. Assim, qualquer resultado numérico obtido só pode ser de precisão limitada. A validade da suposição (b) também é questionável. Como mostrado por SAEMAN e MITCHELL (1954), há diferença entre a temperatura do topo e do fundo, em uma mesma cascata. Finalmente, enquanto a suposição (e) é razoável para resfriadores, ela não é segura para secadores (BAKER, 1983).

PORTER (1963) ainda observou a ocorrência de duas condições limites para a operação de secadores e resfriadores. Com números de Fourier altos (pequenas ou/e altas condutividades térmicas das partículas), a transferência de calor é controlada pelo filme de gás e a difusão térmica dentro dos sólidos é desprezível. Sob estas condições, os fatores governantes para troca de calor são o contato gás-sólido e o tempo que as partículas permanecem nos suspensores. Para baixos números de Fourier, a taxa de transferência de calor é controlada pela resistência interna da partícula. Sob estas condições, a duração do período saturado é de principal importância. Conseqüentemente, a velocidade de rotação pode ser o único parâmetro significativo sob estas condições.

Com isso, encerra-se a parte relacionada ao modelo do equipamento, de acordo com o fluxograma da Figura II.3. A segunda parte da revisão trata da caracterização do material particulado que deverá ser usado nos testes de secagem, por meio da umidade de equilíbrio e da cinética de secagem. Assim, o modelo do equipamento e o modelo do material juntos, formam a base de modelos que descrevem a distribuição de umidade e temperatura do ar e do sólido ao longo do comprimento do secador rotatório.

## II.8 – UMIDADE DE EQUILÍBRIO

A umidade de equilíbrio de um material, numa determinada temperatura, é definida como o teor de umidade deste correspondente ao equilíbrio entre as pressões de vapor da água no material e no meio ambiente. Esta variável determina o teor mínimo de umidade que o material pode atingir em um determinado conjunto de condições operacionais.

As duas técnicas clássicas de determinação da umidade de equilíbrio são através dos métodos estático e dinâmico. Na primeira, o ar sem movimento circunda o material e na segunda o fluido é movido mecanicamente. A vantagem do método estático se deve à maior facilidade de se atingir condições termodinamicamente constantes. A obtenção experimental das isotermas de equilíbrio pelo método estático pode ser conseguida com a utilização de soluções ácidas de diversas concentrações ou soluções salinas saturadas, que tem a finalidade de regular a pressão de vapor nas vizinhanças do material (BARROZO, 1995). O uso das soluções salinas é mais comum devido a segurança no manuseio e pela maior facilidade de manter a umidade relativa constante. Se houver evaporação de água, alguns sais precipitam, mas a umidade relativa não varia (LABUZZA *et al.*, 1985).

Um grande número de equações teóricas, semi-empíricas e empíricas tem sido proposto para estimativa da umidade de equilíbrio. As equações teóricas são baseadas nas conhecidas teorias cinéticas de adsorção. Três destas podem ser destacadas. A primeira é a equação de Kelvin, que modela a adsorção de umidade no sólido a partir da condensação capilar no interior dos poros. O uso deste modelo é limitado a altos valores de umidade relativa do ar, acima de 95 %, em que a condensação capilar ocorre. A segunda, a isoterma de Langmuir, baseada no clássico modelo de adsorção desenvolvido por esse pesquisador, que admite a formação de uma monocamada de vapor d'água na superfície interna dos sólidos. A aplicação direta deste modelo pode ser limitada pela exclusão da adsorção multicamada e a não consideração das interações entre as moléculas de água adsorvidas. A terceira é a equação de BET (BRUNAUER, EMMETT e TELLER), que considera a adsorção multicamada. Este modelo apresenta resultados satisfatórios quando a umidade relativa do ar é menor que 50 %. Para valores elevados de umidade relativa, a equação BET não prediz adequadamente a umidade de equilíbrio (BARROZO, 1995).

O fato dos modelos teóricos não serem capazes de prever com precisão os valores de umidade de equilíbrio para uma ampla faixa de temperatura e umidade relativa do ar (*UR*), motivou o aparecimento de vários modelos empíricos e semi-empíricos. A Tabela II.2 mostra algumas das principais equações de predição de umidade de equilíbrio.

Tabela II.2 – Equações para umidade de equilíbrio.

Autor	Equação	Referência
Henderson	$Meq = \left[ \frac{\ln(1-UR)}{-aT_S} \right]^{\frac{1}{b}}$	(II.85) HENDERSON (1952)
Henderson-Thompson	$Meq = \left[ \frac{\ln(1-UR)}{-a(T_S + c)} \right]^{\frac{1}{b}}$	(II.86) THOMPSON (1968)
Chung-Pfost	$Meq = \frac{-1}{b} \ln \left[ \frac{(T_S + c) \ln(UR)}{-a} \right]$	(II.87) CHUNG e PFOST (1967)
Chen-Clayton	$Meq = \frac{-1}{cT_S^d} \ln \left[ \frac{\ln(UR)}{-aT_S^b} \right]$	(II.88) CHEN e CLAYTON (1971)
Halsey modificada	$Meq = \left( \frac{-\exp(aT_S + c)}{\ln(UR)} \right)^{\frac{1}{b}}$	(II.89) OSBORN <i>et al.</i> (1989)

HENDERSON (1952) propôs uma expressão semi-empírica baseada no modelo de adsorção de GIBBS para previsão da umidade de equilíbrio ( $Meq$ ), de acordo com a Equação (II.85). Posteriormente, THOMPSON (1968) apresentou uma modificação para a expressão de HENDERSON (1952), de acordo com a Equação (II.86).

A Equação (II.87) foi proposta por CHUNG e PFOST (1967) por meio de modificações empíricas na equação de HARKINS e JURA (1944). Segundo BROOKER *et al.* (1974) a equação ajusta-se bem aos dados de equilíbrio numa faixa de umidade relativa do ar de 20 a 90 %. A Equação (II.88), proposta por CHEN e CLAYTON (1971), também é oriunda de modificações no modelo de HENDERSON (1952).

A Equação (II.89) é proveniente de modificações empíricas da Equação de HALSEY, que é baseada no modelo teórico de BET e na hipótese de interação das moléculas adsorvidas na multicamada (BARROZO, 1995).

A determinação das isotermas de equilíbrio e de uma correlação que descreva apropriadamente o teor mínimo de umidade de um material em função da sua temperatura ( $T_S$ ) e da umidade relativa do ar ( $UR$ ) é fundamental nos estudos de cinética de secagem do material, (descrito na seqüência), já que  $Meq$  irá definir o teor mínimo de umidade que o material pode atingir em uma determinada condição de secagem.

## II.9 – CINÉTICA DE SECAGEM

A secagem de um determinado material pode ocorrer em dois ou mais períodos distintos. Inicialmente, para materiais com umidade elevada, há um período durante o qual a secagem ocorre à taxa constante. Este período pode ser observado em condições em que a resistência interna ao transporte de umidade é muito menor do que a resistência externa de remoção do vapor d'água da superfície. Em seguida, são observados um ou mais períodos em que a taxa de secagem decresce de forma contínua. Os períodos constante e de taxa decrescente são separados por um teor de umidade dos sólidos conhecida por umidade crítica. Alguns materiais raramente apresentam período de secagem à taxa constante, a não ser que sejam submetidos a um processo de umidificação excessiva. No do modelo do material usado neste estudo os mecanismos internos de transferência de umidade são os que geralmente governam o processo de secagem.

Na literatura, podem ser encontrados vários mecanismos propostos para descrever a transferência de umidade em produtos capilares porosos. São eles:

- escoamento capilar do líquido;
- difusão do vapor devido à diferença de concentração;
- difusão térmica do vapor;
- difusão de Knudsen;
- movimento de líquido e vapor devido a diferença de pressão total.

Apesar de existir um grande número de teorias para explicar os mecanismos de migração de umidade no interior dos sólidos, durante o período de taxa decrescente, várias delas apresentam limitações de acordo com o material a que se pretende aplicar. Uma descrição minuciosa destas teorias pode ser encontrada no trabalho de FORTES e OKOS (1980).

Vários trabalhos descrevem o mecanismo de transporte de umidade no interior de sólidos por meio do modelo difusivo. Assim, com base em uma série de simplificações, tal modelo pode ser considerado como um típico modelo “Fickiano”, como mostra a Equação (II.90), obtida em coordenadas esféricas:

$$\frac{\partial M}{\partial t} = \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left[ De_f r^2 \frac{\partial M}{\partial r} \right] \quad (\text{II.90})$$

em que,  $0 \leq r \leq R_p$ , sendo  $R_p$  o raio da partícula.

A influência da resistência externa à transferência de massa é analisada em alguns trabalhos da literatura, como no trabalho de BARROZO *et al.* (1994), entre outros. Nestes estudos, são apresentadas as seguintes condições inicial e de contorno, referentes à Equação (II.90).

$$\text{C.I.} \quad M(r,0) = M_0 \quad (\text{II.91a})$$

$$\text{C.C.1} \quad \frac{\partial M(0,t)}{\partial r} = 0 \quad (\text{II.91b})$$

$$\text{C.C.2} \quad D_{ef} \rho_s \frac{\partial M(R_p,t)}{\partial r} = K_M [M(R_p,t) - M_{eq}] \quad (\text{II.91c})$$

O parâmetro difusividade efetiva ( $D_{ef}$ ) engloba vários mecanismos internos de migração de umidade. Alguns pesquisadores, conforme citado por BARROZO (1995), consideram que este parâmetro é constante para uma determinada condição operacional e admitem, ainda, que a umidade na superfície do sólido atinge instantaneamente o valor de umidade de equilíbrio do material, ou seja, a segunda condição de contorno é dada por:

$$\text{C.C.2} \quad M(R_p,t) = M_{eq} \quad (\text{II.92})$$

Com esta condição de contorno, e considerando constante a difusividade efetiva, a Equação (II.90) apresenta solução analítica, de acordo com a Equação (II.93).

$$MR = \frac{M - M_{eq}}{M_0 - M_{eq}} = \frac{6}{\pi^2} \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ \frac{1}{n^2} \exp \left[ -\frac{n^2 \pi^2 D_{ef} t}{R_p^2} \right] \right\} \quad (\text{II.93})$$

No caso específico de materiais porosos e higroscópicos, como, por exemplo, os fertilizantes, a curva de secagem pode apresentar um período de taxa constante, se a umidade for alta o suficiente a ponto de exercer toda sua pressão de vapor. A taxa de secagem cai mais

rapidamente quando a pressão parcial do líquido no interior do grão é menor do que na superfície. O ponto em que ocorre a mudança na taxa de secagem é chamado de ponto crítico, sendo que alguns materiais podem apresentar dois ou mais desses pontos (KEEY, 1972).

Os modelos do tipo distribuído são muito sensíveis a erros nos parâmetros básicos, o que pode conduzir a resultados distorcidos na simulação. No caso do modelo de parâmetros concentrados, o material é caracterizado por um pequeno número de parâmetros efetivos, os quais combinam aspectos de diferentes fenômenos físicos. A limitação desse modelo está relacionada ao fato dele encontrar aplicação somente nas faixas em que os parâmetros são ajustados.

Medidas experimentais da cinética de secagem podem ser feitas para uma partícula apenas ou para um conjunto delas. Segundo KEMP e OAKLEY (2002), têm-se as seguintes:

- cinética de secagem de partículas isoladas usando balança de precisão ou secador de túnel. Esta medida é difícil de ser aplicada para partículas leves ou muito pequenas;
- testes em versões miniatura do secador ou em planta piloto;
- testes de camada fina em que o ar atravessa uma camada delgada de sólidos.

### **Secagem em Camada Fina e Equações Empíricas de Cinética**

Nos experimentos de secagem em camada fina, ar em condições constantes de umidade, temperatura e fluxo mássico atravessa uma fina camada do material úmido. O comportamento do material sob estas condições externas constantes é então observado por um determinado tempo. Os modelos clássicos de secagem em camada fina isoladamente não descrevem adequadamente o processo de transferência de calor e massa em camadas espessas, uma vez que os balanços de massa e energia da fase gasosa não são considerados. Entretanto, estes estudos são indispensáveis na predição das equações para a taxa de secagem, utilizadas na modelagem dos fenômenos de transferência em leitos de camada espessa (BARROZO, 1995). É comum encontrar na literatura a representação da cinética de secagem em camada fina pela Equação (II.93).

Com o intuito de encontrar uma forma de representar a cinética de secagem que melhor se ajustasse aos dados experimentais, um grupo de pesquisadores optaram por tratar o problema da secagem em camada fina utilizando equações semi-empíricas, geralmente derivadas do modelo difusivo, ou, ainda, de analogias com outros fenômenos. Geralmente, estes estudos visam obter expressões de taxa de secagem para utilização na modelagem em camada espessa. A Tabela II.3 apresenta as equações de secagem semi-empíricas mais utilizadas.

A Equação (II.94) foi proposta por LEWIS (1921), em analogia a lei de resfriamento de Newton. Considerando apenas o primeiro termo da solução analítica do modelo difusivo (Equação II.94), BROOKER *et al.* (1974) propuseram a Equação (II.95) e, considerando o segundo termo, HENDERSON e HENDERSON (1968) apresentaram a Equação (II.96). As Equações de PAGE (1949) e OVERHULTZ *et al.* (1973) são oriundas de modificações empíricas da equação de LEWIS (1921).

Nas Equações (II.94) até (II.98) a variação da constante de secagem ( $K_M$ ) com a temperatura é dada por uma função do tipo Arrhenius. Já para a Equação (II.99) (OVERHULTZ *et al.*, 1973), a função que representa tal variação é diferente. O parâmetro  $K_M$ , apresentado nestas equações, é conhecido como constante de secagem e, no caso dos trabalhos que utilizam equações oriundas do modelo difusivo, é comum encontrar uma relação de  $K_M$  com a difusividade efetiva de acordo com a Equação (II.99).

Tabela II.3 – Equações de secagem.

Equação	Referência
$MR = \exp(-K_M t)$ $K_M = A \exp(-B/T_f)$ (II.94)	LEWIS (1921)
$MR = C \exp(-K_M t)$ $K_M = A \exp(-B/T_f)$ (II.95)	BROOKER <i>et al.</i> (1974)
$MR = C \left[ \exp(-K_M t) + \frac{1}{9} \exp(-9K_M t) \right]$ $K_M = A \exp(-B/T_f)$ (II.96)	HENDERSON e HENDERSON (1968)
$MR = \exp(-K_M t^n)$ $K_M = A \exp(-B/T_f)$ (II.97)	PAGE (1949)
$MR = \exp(-(K_M t)^n)$ $K_M = \exp(A + B/T_f)$ (II.98)	OVERHULTZ <i>et al.</i> (1973)

$$K_M = \frac{D_{ef} \pi^2}{R_p^2} \quad (\text{II.99})$$

Apesar da utilização das equações empíricas frequentemente fornecer bons resultados na previsão do comportamento da secagem, os parâmetros destas equações têm validade restrita à faixa de condições experimentais em que foram estimados. Outro detalhe que limita o uso dessas equações, é o tipo de material estudado, que apresenta características distintas, tais como, formato, estrutura interna do grão e composição química.

Por meio dos estudos específicos visando à obtenção das informações que constituem os modelos do equipamento e do material, de acordo com a organização do modelo global de secagem ilustrado no fluxograma da Figura II.3, têm-se os requisitos básicos necessários ao desenvolvimento dos modelos de transferência de massa e energia em secadores rotatórios.

## **II.10 – MODELAGEM DA TRANSFERÊNCIA SIMULTÂNEA DE MASSA E ENERGIA EM SECADORES ROTATÓRIOS**

Existem na literatura uma série de publicações propondo modelos matemáticos dinâmicos ou estacionários para descrever as distribuições de umidade e temperatura do sólido e do ar em função do tempo ou do comprimento do secador rotatório. Esses modelos são elaborados mediante balanços de massa e energia realizados em elementos de volume do secador, sendo que todos são dependentes da determinação de expressões para a taxa de secagem do material a ser estudado, geralmente advindas da cinética de secagem, e de expressões para os coeficientes de transferência de calor.

KEMP e OAKLEY (1997) propuseram uma sistemática de simulação e “*scale-up*” de secadores rotatórios baseada num modelo incremental unidimensional, em que um conjunto de equações para o movimento da partícula, transferências de calor e massa, balanços de massa e energia em condições locais devem ser resolvidas simultaneamente sobre pequenos incrementos ao longo do secador. Tais incrementos podem ser fixados em relação ao tempo, comprimento ou umidade do material.

IGUAZ *et al.* (2003) propõe um modelo dinâmico para a simulação do processo de secagem de produtos vegetais, no qual o secador foi dividido em 10 zonas e os balanços de massa e energia foram aplicados a cada uma delas. As predições do modelo sugerem as umidades do ar, do produto e a temperatura como dependentes das condições operacionais do



secador rotatório, uma vez que a temperatura de entrada do ar é a variável que exerce maior efeito. Neste modelo, imaginando-se a divisão do secador em  $n$  volumes de controle de área  $A$  e comprimento  $L/n$ , como mostra a Figura II.9, as seguintes suposições são adotadas, com o intuito de simplificar o modelo:

- as dimensões das partículas não variam durante o processo de secagem;
- não há período de taxa constante e as medidas são realizadas somente durante o período de taxa decrescente;
- o fluxo mássico de ar permanece constante ao longo de todo o secador;
- o secador sempre opera na faixa ótima, que, segundo FRIEDMAN e MARSHALL (1949a), ocorre quando a relação entre os volumes de material e do secador fica entre 3 e 7 % do volume secador;
- para cada volume de controle, a vazão de produto na entrada é igual a vazão de produto na saída do volume de controle anterior.

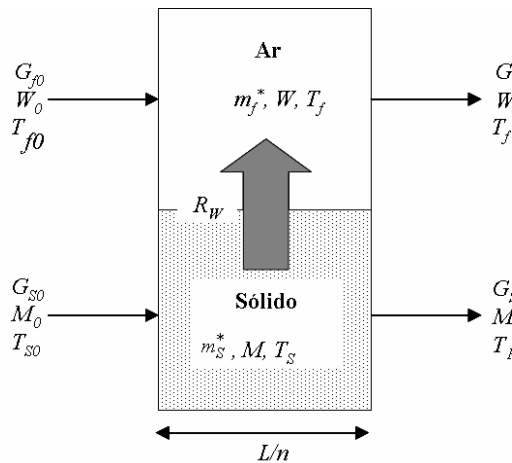


Figura II.9 – Volume de controle estabelecido pelo modelo.

Para cada volume de controle foram estabelecidos balanços dinâmicos de massa e energia para o gás e o produto, de acordo com o equacionamento seguinte.

Balanço de massa para o produto em cada volume de controle:

$$\frac{dm_s^*}{dt} = G_{s0} - G_s \quad (\text{II.100})$$

$G_s$  representa o fluxo mássico de produto na saída e é dado por:

$$\frac{dm_s^*}{dt} = G_{s0} - \frac{m_s^*}{t_r} \quad (\text{II.101})$$

sendo  $t_r$  é o tempo de residência no elemento do secador e é igual a  $TR \times 60 / n$ .

Balço de umidade do produto:

$$\frac{dM}{dt} = \frac{1}{m_s^*} \left[ G_{s0} M_0 - G_s M - R_w m_s^* - M \frac{dm_s^*}{dt} \right] \quad (\text{II.102})$$

Balço de umidade do ar:

$$\frac{dW}{dt} = \frac{1}{m_f^*} \left[ G_f (W_0 - W) + R_w m_s^* \right] \quad (\text{II.103})$$

Balço de energia para o produto:

$$\frac{dT_s}{dt} = \frac{1}{m_s^* C_{PS}} \left[ \begin{aligned} &M_0 C_{PS0} T_{s0} - W C_{PS} T_s + U_{va} V (T_f - T_s) - R_w m_s^* q_{lat} \\ &- R_w m_s^* C_{Pv} (T_f - T_s) - R_w m_s^* q_{lat} - R_w m_s^* C_{Pv} (T_f - T_s) - Q_P \\ &- m_s^* T_s \frac{dC_{PS}}{dt} - T_s C_{PS} \frac{dm_s^*}{dt} \end{aligned} \right] \quad (\text{II.104})$$

Balço de energia para a fase gasosa:

$$\frac{dT_f}{dt} = \frac{1}{m_f^* C_{Pf}} \left[ G_f (C_{Pf0} T_{f0} - C_{Pf} T_f) - U_{va} V \Delta T_{ln} + R_w m_s^* C_{Pv} T_f - T_f m_f^* \frac{dC_{Pf}}{dt} \right] \quad (\text{II.105})$$

Nessa sistemática o calor perdido através da parede do secador ( $Q_P$ ) pode ser calculado pela relação de DOUGLAS *et al.* (1993), de acordo com a Equação (II.107).

$$Q_P = U_p \pi D L (T_f - T_{amb}) \quad (\text{II.106})$$

A definição de um modelo apropriado para o processo é fundamental, não somente para compreender o comportamento dos perfis de umidade e temperatura do ar e do sólido no interior do secador rotatório, mas, também, para que se possa aplicar técnicas de otimização disponíveis na literatura como mais uma ferramenta que possibilite, tanto a determinação de parâmetros difíceis de serem medidos, como na localização de ótimos de operação do secador para cada caso analisado. O tópico seguinte apresenta, de forma sucinta, uma abordagem geral das principais técnicas de otimização encontradas na literatura.

## II.11 – O PROBLEMA DE OTIMIZAÇÃO

Nos últimos anos, o desenvolvimento de algoritmos e *softwares* para o manuseio deste tipo de problema tem merecido destaque (OSY CZKA, 1984; VANDERPLAATS, 1999; DEB, 2001; EDGAR *et al.*, 2001). Contudo, a complexidade e a falta de pesquisa sistemática na área de otimização de projetos de engenharia no meio industrial têm dificultado a exploração do potencial de diversas abordagens emergentes de otimização usadas na academia. Segundo COELHO (2003), os dois maiores inibidores da utilização industrial de métodos emergentes em larga escala são a falta de otimizadores robustos e a desconfiança do projetista na utilização desses métodos.

O problema de otimização consiste em minimizar e/ou maximizar uma função objetivo, sujeita ou não a restrições de igualdade, desigualdade e a restrições laterais. Matematicamente, o problema geral de otimização algébrico pode ser definido como (VANDERPLAATS, 1999; DEB, 2001; EDGAR *et al.*, 2001):

$$\min F(X), X = [X_1, X_2, \dots, X_n]^T \text{ com } X \in \mathbb{R}^n \quad (\text{II.107})$$

$$h_k(X) = 0, k=1,2,\dots,K \quad (\text{II.108})$$

$$g_j(X) \geq 0, j=1,2,\dots,J \quad (\text{II.109})$$

$$X_i^{(L)} \leq X \leq X_i^{(U)}, i=1,2,\dots,n \quad (\text{II.110})$$

em que  $F(X)$  é a função a ser minimizada,  $g_j$  e  $h_k$  são as restrições de desigualdade e igualdade, respectivamente.  $X_i^{(L)}$  e  $X_i^{(U)}$  são os limites inferior e superior das variáveis de projeto  $X_i$ .

Classicamente, a solução do problema de otimização consiste em um procedimento iterativo de busca. Este é caracterizado por uma busca do ponto ótimo da função objetivo por meio da Equação (II.111).

$$X^q = X^{q-1} + \alpha_e S_b^{q-1} \quad (\text{II.111})$$

em que  $X^q$  é o vetor de variáveis de projeto na iteração atual,  $X^{q-1}$  é o vetor de variáveis de projeto na iteração anterior,  $\alpha_e$  é um escalar que fornece o tamanho do passo ao longo da direção de busca  $S_b$ . Assim, o problema da busca do valor ótimo é composto por duas etapas: a primeira, realizada a cada iteração, identificando uma direção de busca  $S_b^{q-1}$  e, a partir daí, a otimização se torna um problema de busca unidimensional, no qual, a cada iteração, um escalar  $\alpha_e$  estabelece um passo a ser dado sobre a direção obtida.

Os métodos de otimização são divididos em duas abordagens, como mostrado na Figura II.10, e brevemente descritas a seguir.

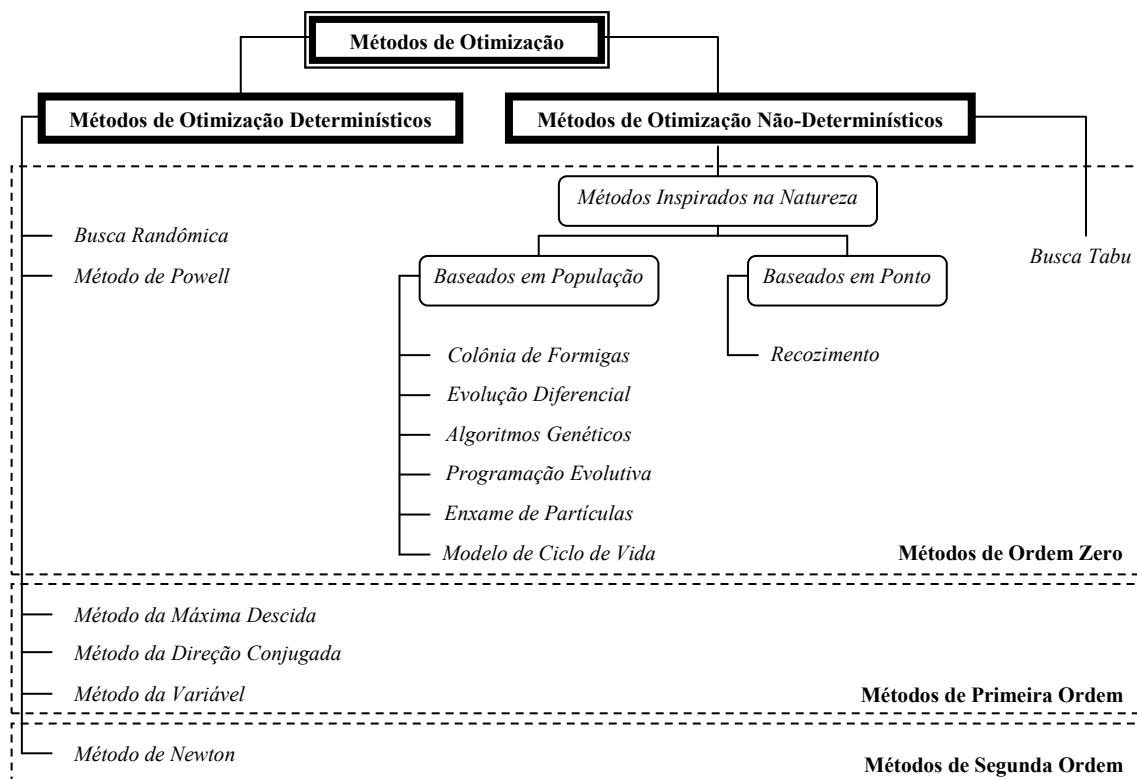


Figura II.10 – Classificação dos Métodos de Otimização (adaptado de EDGAR *et al.*, 2001; VANDERPLAATS, 1999).

Os métodos de otimização clássicos ou determinísticos são fundamentados no cálculo variacional, usando informações de derivadas de primeira ou de segunda ordem para a determinação da direção de busca  $S_b$ . Sua aplicabilidade se deve, principalmente, à sofisticação dos recursos computacionais desenvolvidos nas últimas décadas (COELHO, 2003). Sua principal vantagem é a rápida taxa de convergência próxima ao ponto de ótimo (VANDERPLAATS, 1999; EDGAR *et al.*, 2001). Por outro lado, tais técnicas podem apresentar algumas dificuldades numéricas e problemas de robustez relacionados com a falta de continuidade das funções a serem otimizadas ou de suas restrições, funções não convexas, multimodalidade, existência de ruídos nas funções, necessidade de se trabalhar com valores discretos para as variáveis, existência de mínimos ou máximos locais, além da dificuldade de obtenção de aproximações numéricas das matrizes Jacobiana e Hessiana para problemas de alta dimensão (SARAMAGO, 2003).

Dentre os métodos determinísticos, as abordagens existentes são classificadas segundo o grau de informação sobre o gradiente da função objetivo utilizado para a determinação da direção de busca. O método mais simples, conceitualmente e que apresenta o pior desempenho entre todas as abordagens, é o método de ordem zero. Este caracteriza-se por não utilizar nenhuma informação sobre o gradiente, sendo as variáveis de projeto atualizadas de forma randômica, fazendo com que seja necessário um elevado número de avaliações da função objetivo e que não exista qualquer garantia de obtenção de ótimo (VANDERPLAATS, 1999; EDGAR *et al.*, 2001).

Os métodos de primeira ordem fazem uso de informações de derivadas de primeira ordem da função objetivo, o que faz com que esses apresentem melhor desempenho quando comparados com os métodos de ordem zero. Os métodos de primeira ordem mais conhecidos são (VANDERPLAATS, 1999; EDGAR *et al.*, 2001): método da máxima descida, método da direção conjugada e a família de métodos da variável métrica. Estas abordagens se diferenciam pela forma com que a direção de busca é calculada a partir do gradiente da função objetivo.

O método clássico de melhor desempenho é o método de Newton, que faz uso de informações sobre a matriz Hessiana, sendo assim reconhecido como um método de segunda ordem. Como principal característica, VANDERPLAATS (2001) ressalta a alta taxa de convergência. Entretanto, ainda segundo o autor, a principal dificuldade associada com essa abordagem é a obtenção analítica da matriz Hessiana e os problemas relacionados à singularidade dessa matriz.

Os métodos de otimização não-determinísticos, estocásticos ou randômicos são baseados nos processos de seleção natural da luta pela vida e da genética de populações, em analogias com processos físicos ou em abordagens puramente estruturais (COELHO, 2003). Trata-se de métodos pseudo-aleatórios cujo interesse se deu por volta de 1950, com o surgimento dos algoritmos genéticos, quando biólogos utilizavam técnicas computacionais para a simulação de sistemas biológicos. Mas foi somente entre 1960 e 1970, na Universidade de Michigan, sob a direção de John Holland, que se iniciou o estudo de algoritmos genéticos como os conhecidos atualmente.

A principal característica desses métodos, que os diferem de outras técnicas de minimização, é o fato destes dispensarem o uso de derivadas da função para a determinação da direção de busca  $S_b$ . Outro aspecto importante, é que, geralmente, não investem todo o esforço computacional num único ponto, mas sim, operam sobre uma população de pontos (SARAMAGO, 2003), com exceção do algoritmo de recozimento simulado (METROPOLIS *et al.*, 1953), que trabalha com uma configuração inicial de projeto. Além disso, são reconhecidos como métodos de busca global, isto é, com base nos mecanismos em que são fundamentados, são capazes de escapar de ótimos locais, o que não ocorre quando se faz uso de métodos clássicos (SARAMAGO, 2003; VANDERPLAATS, 1999; EDGAR *et al.*, 2001; DEB, 2001). Entretanto, como esses métodos são estocásticos, seu desempenho varia de execução para execução (a menos que o mesmo gerador de números aleatórios, e com a mesma semente, seja utilizado) e, do ponto de vista do número de avaliações da função objetivo, são muito mais dispendiosos do que os métodos clássicos (COELHO, 2003).

Os métodos não-determinísticos são abordagens que não fazem uso de informações de gradientes. Contudo, diferentemente do método de ordem zero apresentado anteriormente, possuem mecanismos evolutivos para a geração de soluções em potencial e que informalmente redirecionam a população para a região onde o ótimo se encontra (Deb, 2001). De uma maneira geral, os métodos não-determinísticos se diferenciam na forma com que as soluções em potencial são geradas. Nos algoritmos genéticos, por exemplo, os candidatos são gerados a partir dos conceitos de seleção natural e na genética das populações. Já no algoritmo de recozimento simulado, as soluções são criadas a partir de analogias com o processo de resfriamento de metais.

Neste trabalho será utilizada a técnica de evolução diferencial para a estimação de parâmetros da cinética de secagem e de calor perdido no modelo que será apresentado no Capítulo VII. Deve ser destacado que o problema de otimização deve atender às equações

diferenciais de valor contorno que representam os balanços de massa e energia que compõe o modelo. O Capítulo VIII apresenta uma visão geral sobre a técnica da evolução diferencial, com exemplos da sua aplicação para ensaios individuais de secagem.

## CAPÍTULO III

### FLUIDODINÂMICA DO SECADOR ROTATÓRIO

#### III.1 – MATERIAL

O material particulado utilizado nos experimentos de estudo fluidodinâmico, bem como nos demais realizados nesta tese, foi o fertilizante do tipo SSPG (super-fosfato simples granulado), produzido em diversas empresas da região. Esse fertilizante apresenta, na sua composição, aproximadamente 16 a 24 % de  $P_2O_5$  solúvel em água, 7 a 8 % de ácidos livres, água e outros componentes ditos inertes. A Tabela III.1 mostra algumas propriedades físicas do fertilizante super-fosfato simples granulado. As amostras utilizadas nos ensaios experimentais foram obtidas mediante o quarteamento de um lote de 200 kg de super-fosfato simples granulado gentilmente fornecido por uma empresa da região.

Tabela III.1 – Propriedades físicas do fertilizante SSP.

$\rho_s$ (kg/m <sup>3</sup> )	$C_p$ (kcal/kg°C)	$d_{Sauter}$ (m)
1100	1,026	$2,45 \cdot 10^{-3}$

#### III.2 – O SECADOR ROTATÓRIO

No estudo de secadores rotatórios é de suma importância o conhecimento da fluidodinâmica de escoamento das partículas no interior do cilindro, uma vez que esse fator influencia decisivamente o desempenho do equipamento. Dentre as variáveis que devem ser analisadas, estão: a carga de material no secador (*holdup*), determinada de modo a se evitar sobrecarga do mesmo; o tempo de residência do material particulado; e, no caso do secador convencional, o formato e o número dos suspensores. Estas variáveis dependem de uma combinação de condições operacionais, tais como: a inclinação e rotação do tambor; vazão de alimentação do material úmido; temperatura e velocidade do ar na entrada do secador, que devem ser ajustadas levando-se em conta a sensibilidade térmica do material. Assim, para realizar uma comparação confiável entre a versão modificada do secador rotatório (roto-fluidizado) e a convencional, primeiro deve-se determinar a faixa ótima de operação da versão



convencional, pois, nestas condições se verificam as maiores taxas de transferência de calor e massa.

Deste modo, para realização deste trabalho, um secador rotatório foi construído seguindo dimensões de projeto recomendadas na literatura (BAKER (1988); PERRY e GREEN, 1999). A Figura III.1 mostra um esquema da unidade experimental usada para a aquisição de dados experimentais e a Figura III.2 mostra uma fotografia da mesma.

O aparato experimental era constituído por um soprador de 5 cv (1) acoplado a um duto com comprimento de 2 m e 0,2 m de diâmetro (2). Entre esse duto e o secador existe um sistema de aquecimento com resistências elétricas (3), reguladas por um variador de voltagem. A alimentação de sólidos foi feita por meio de uma correia transportadora (4) montada abaixo de um reservatório (5) onde o material particulado úmido era armazenado. A correia era acionada por um motor de 0,5 cv acoplado a um moto-redutor e a velocidade era regulada por um inversor de frequência. Além do controle de velocidade, a distância entre o bocal do silo e a correia também podia ser regulada, fornecendo mais uma opção para a regulação da vazão de sólidos.

O secador rotatório (6) utilizado neste trabalho tinha 1,5 m de comprimento e 0,3 m de diâmetro e sua estrutura foi construída de forma a permitir variações de inclinação e rotação do tambor e ainda possibilitar a montagem de qualquer número e tipo de suspensores, além de ser facilmente adaptável para operar no sistema roto-fluidizado.

Para a avaliação do formato e do número de suspensores, a serem utilizados na configuração convencional, visando à obtenção de um intervalo de carregamento ótimo para o secador foram empregados três modelos diferentes de suspensores, sendo dois deles de três segmentos e um de dois segmentos, cujas dimensões são apresentadas na Tabela III.2.

Tabela III.2 – Dimensões e formatos dos suspensores do secador convencional.

Suspensor	3 segmentos	3 segmentos	2 segmentos
$L_1$ (cm)	3,0	2,0	3,0
$L_2$ (cm)	1,0	0,7	1,0
$L_3$ (cm)	1,0	0,7	-
$\alpha_A$ (°)	135	135	-
$\alpha_B$ (°)	135	135	135
Profundidade	$D/8$	$D/12$	$D/8$
Nomenclatura	3x1x1 cm	2x0,7x0,7 cm	3x1 cm

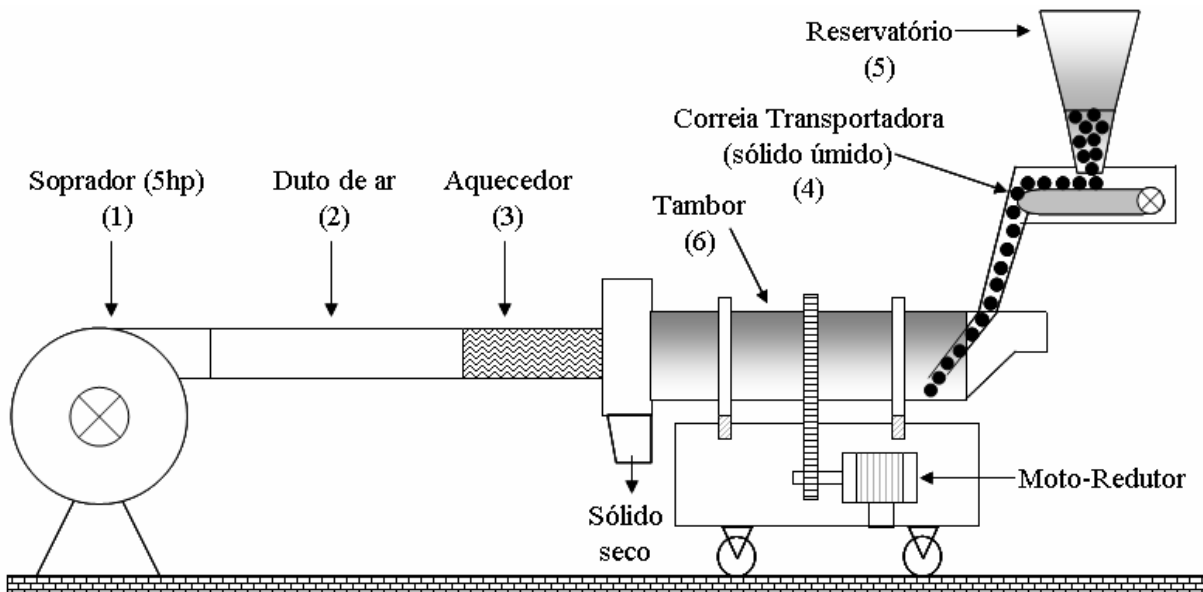


Figura III.1 – Esquema da unidade experimental.



Figura III.2 – Fotografia do secador rotatório.

Para o secador roto-fluidizado, foi empregado um tubo central com 1,8 m de comprimento e 0,1 m de diâmetro interno, o qual era acoplado diretamente à linha de ar. A ramificação de tubos menores era composta por 56 mini tubos de 0,08 m de comprimento, sendo que foram usados diâmetros internos de  $9 \times 10^{-3}$  m e  $20 \times 10^{-3}$  m, montados em arranjos específicos, como será mostrado na sequência. A Figura III.3 mostra um esquema do tubo central com a ramificação de tubos menores acoplada. Na Figura III.4 são apresentadas vistas internas de um secador convencional, operando com suspensores de 3 segmentos (Figura III.4.a) e do secador roto-fluidizado (Figura III.4.b).

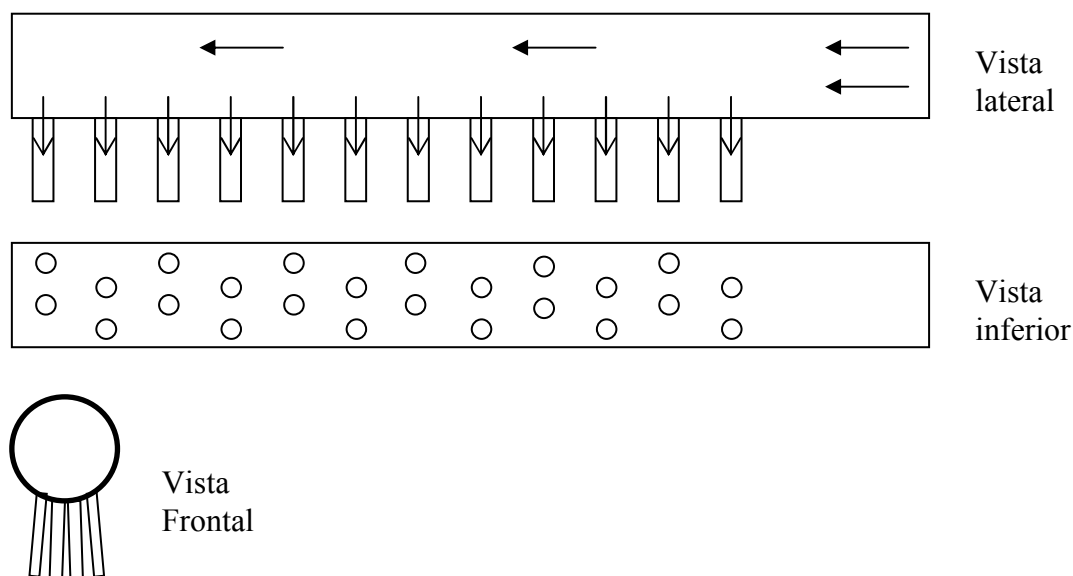


Figura III.3 – Esquema do tubo central com a ramificação de tubos menores que compõe o secador roto-fluidizado.

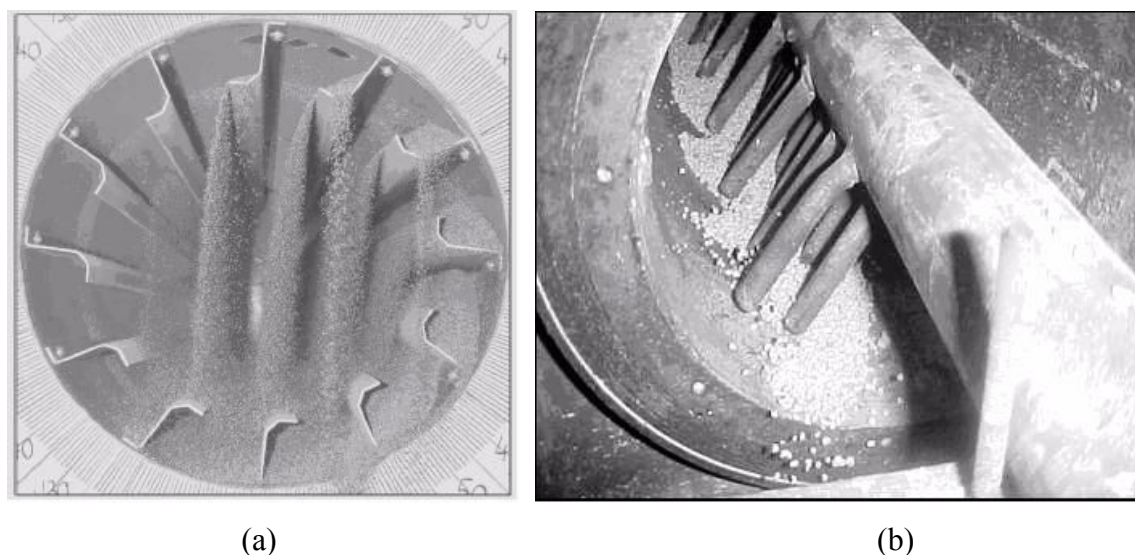


Figura III.4 – Secadores rotatórios em funcionamento: (a) versão convencional; (b) versão roto-fluidizado.

A Tabela III.3 mostra os valores encontrados para a razão entre as forças centrífuga e gravitacional ( $R_0\omega^2/g$ ) atuantes na partícula que, de acordo com POTER (1963) e KELLY (1968), deve ser menor que 0,4, valor este que garante segurança na aplicação da Equação (II.1) de SCHOFIELD e GLIKIN (1962) usada para o cálculo do ângulo dinâmico de repouso ( $\phi$ ), como discutido no Capítulo II.

Tabela III.3 – Valores encontrados para a razão entre as forças centrífuga e gravitacional.

Suspensor	$R_0$ (m)	$N_R$ (rpm)	$\omega$ (rad/s)	$R_0\omega^2/g$
3x1 cm	0,1094	3,6	0,3770	0,0016
3x1 cm	0,1094	5,0	0,5236	0,0031
3x1x1 cm	0,1108	3,6	0,3770	0,0016
3x1x1 cm	0,1108	5,0	0,5236	0,0031
2x0,7x0,7 cm	0,1218	3,6	0,3770	0,0018
2x0,7x0,7 cm	0,1218	5,0	0,5236	0,0034

Antes da determinação da faixa ótima de operação do secador convencional, visando à comparação com o secador roto-fluidizado, foram realizados testes para definição dos limites de operação do equipamento em escala piloto, ou seja, a rotação do cilindro, taxa de alimentação do ar de secagem e do material úmido e a temperatura do gás de secagem.

### Rotação do cilindro

Foram realizados testes para verificar os limites de rotação do secador a partir da determinação do número de revoluções por minuto. Foi verificado que a faixa de rotação do cilindro variava de 3,6 a 5,0 rpm, obtidos por meio de regulagem do diâmetro das polias do motor elétrico e do moto-redutor.

### Taxa de alimentação do ar de secagem

Para a configuração convencional foi verificado que, até uma velocidade do ar em torno de 6 m/s, não ocorria o arraste de partículas e que este limite também era possível para o secador roto-fluidizado, no qual a perda de carga era maior devido às restrições impostas pelo sistema de mini-tubos.

### Temperatura do gás de secagem

O limite superior de temperatura do ar, usado como valor limitante na elaboração do planejamento experimental, foi determinado para o maior valor de velocidade do ar, que era de 6 m/s, valor no qual o arraste de partículas finas era desprezível, como discutido previamente. Nessa avaliação, o limite superior de temperatura para a velocidade mencionada anteriormente foi de 120 °C.

### Taxa de alimentação de fertilizante

A alimentação do fertilizante no secador era feita por meio de correia transportadora, acoplada a um sistema de controle de velocidade. Desta forma, foi feita uma análise para verificação da máxima e da mínima vazão de sólidos possível. Nesse teste a vazão de sólidos era medida logo após a saída da correia transportadora com o auxílio de um cronômetro e uma balança com precisão  $10^{-2}$  g. A partir desse procedimento, a faixa de vazão de alimentação de fertilizante encontrada para o sistema com correia transportadora utilizado foi de 0 a 3,0 kg/min.

## III.3 – FORMATO E NÚMERO DE SUSPENSORES

### Metodologia Experimental

De acordo com BAKER (1988), o secador rotatório com cascadeamento estará operando nas condições de carregamento ótimo quando a razão entre o volume de sólidos no secador e o volume total do tambor situar-se na faixa de 10 a 15 %, como abordado na seção II.3. Com base nessa informação, foi elaborado um planejamento experimental de acordo com os níveis mostrados na Tabela III.4, levando-se em conta as principais variáveis que influenciam a carga de sólidos no secador. Esse planejamento foi executado para as rotações de 3,6 e 5 rpm e para os três formatos de suspensores, de dois e três segmentos.

Tabela III.4 – Níveis das variáveis operacionais usados no planejamento experimental para avaliação do formato e número de suspensores.

$N$ (-)	$\alpha$ (°)	$G_s$ (kg/min)
4	1	0,7
6	3	1,0
8	5	1,3

## Resultados Experimentais

A Tabela III.5 mostra o planejamento experimental completo com os respectivos resultados experimentais obtidos para a fração volumétrica de sólidos ( $F_{ST}$ ) no secador convencional, operando com os três modelos de suspensores definidos na Tabela III.1. Nos cálculos foi considerado um comprimento efetivo do tambor de 1,35 para a inclinação de 5°, 1,40 m para 3° e 1,50 m para 1°. Esse comprimento corresponde ao ponto a partir do qual o leito de partículas se forma no fundo do tambor.

Com base nos resultados experimentais obtidos para a fração de sólidos no secador ( $F_{ST}$ ), pode-se afirmar que as melhores condições operacionais para os três suspensores estudados ocorreram nas seguintes condições: inclinação do tambor  $\alpha = 3^\circ$ , rotação  $N_R = 3,6$  rpm e número suspensores  $N = 6$ . Nessas condições, a fração volumétrica de material no secador se manteve próxima ao nível inferior da faixa recomendado por BAKER (1988) para o intervalo ótimo de operação, que situa-se entre 10 e 15 %, conforme discutido no Capítulo II. Valores de  $F_{ST}$  próximos do nível inferior são desejáveis, uma vez que esses ensaios foram realizados sem fluxo de ar e, com isso, pode-se garantir que o equipamento não irá operar com sobrecarga de material, o que poderia conduzir a resultados de taxa de secagem diferentes daqueles observados com o secador operando na faixa ótima de carregamento.

Também se pode constatar na Tabela III.5 que a fração volumétrica de sólidos no tambor ( $F_{ST}$ ) aumenta com a diminuição do ângulo de inclinação e da rotação do tambor, devido à redução na velocidade de escoamento do material. Nesse trabalho, a escolha da inclinação de 3°, número de suspensores igual a 6 e rotação de 3,6 rpm foi feita levando em consideração o fato desses experimentos terem sido realizados sem fluxo de ar. Assim, nos ensaios de secagem o fluxo de ar escoando em contracorrente proporciona o acréscimo da quantidade de material no secador e, com isso, a fração de material tende ultrapassar o nível superior que é de 15 % em volume de sólidos no secador, causando sobrecarga do mesmo e afetando o desempenho do mesmo, conforme discutido no Capítulo II.

Nas Figuras III.5, III.6 e III.7 são apresentados os resultados experimentais obtidos para a fração de sólidos retida nos suspensores, com o secador operando com vazões alimentação de sólidos de 0,7; 1,0 e 1,3 kg/min, respectivamente. Como se pode observar nessas figuras, tanto o aumento da rotação, quanto o aumento da inclinação promovem acréscimos na fração de material conduzida nos suspensores em relação à quantidade de material total presente no tambor. Tal fato ocorre por que a rotação e a inclinação possibilitam maiores acelerações do material no mesmo sentido do escoamento. Isso também é observado com relação ao tempo de residência, que diminui com a elevação dos níveis dessas variáveis.

Tabela III.5 – Planejamento e resultados experimentais da fração volumétrica de sólidos no tambor ( $F_{ST}$ ) para identificação da faixa ótima de operação do secador (BAKER, 1988).

Planejamento Experimental			Fração volumétrica de sólidos no tambor: $F_{ST} = 100 \frac{V_{ST}}{V} - [\%]$					
			2 segmentos (3x1cm)		3 segmentos (3x1x1cm)		3 segmentos (2x0,7x0,7cm)	
$N$ (-)	$\alpha$ (°)	$G_S$ (kg/min)	5 (rpm)	3,6 (rpm)	5 (rpm)	3,6 (rpm)	5 (rpm)	3,6 (rpm)
4	1	0,7	7,49	11,59	8,03	10,77	6,45	8,90
	1	1,0	9,97	13,79	10,08	12,53	8,69	10,93
	1	1,3	13,37	18,30	15,70	20,61	11,26	14,37
	3	0,7	3,78	6,76	4,04	7,34	3,46	5,66
	3	1,0	5,59	10,91	6,71	9,76	4,60	6,03
	3	1,3	7,34	12,38	7,79	12,36	6,00	8,34
	5	0,7	1,95	3,42	2,14	4,44	1,85	3,97
	5	1,0	3,45	6,31	3,48	4,86	2,76	5,79
	5	1,3	4,61	7,38	4,51	6,35	4,35	6,97
6	1	0,7	8,52	13,18	9,30	14,12	8,56	11,82
	1	1,0	11,48	15,88	12,89	17,84	11,45	14,41
	1	1,3	14,28	22,59	18,85	26,47	14,00	17,87
	3	0,7	3,70	<b>8,11</b>	4,51	<b>9,04</b>	3,82	<b>8,39</b>
	3	1,0	5,98	<b>11,67</b>	7,61	<b>12,80</b>	5,96	<b>10,26</b>
	3	1,3	6,87	<b>13,44</b>	9,81	<b>14,41</b>	7,54	<b>11,24</b>
	5	0,7	2,23	4,09	2,38	5,62	2,49	5,35
	5	1,0	3,19	7,62	3,75	8,64	3,23	6,77
	5	1,3	4,86	7,78	5,27	9,28	4,64	7,43
8	1	0,7	8,61	14,74	11,87	18,02	10,54	14,56
	1	1,0	11,72	17,63	15,48	21,43	13,39	16,85
	1	1,3	15,63	24,73	21,11	29,63	16,28	20,78
	3	0,7	3,60	8,61	5,17	10,35	4,56	8,36
	3	1,0	5,58	12,42	8,61	14,49	6,57	10,14
	3	1,3	8,43	16,64	10,68	15,69	8,44	12,19
	5	0,7	2,11	6,24	2,49	5,88	2,68	5,45
	5	1,0	3,21	8,06	4,21	9,71	3,78	7,92
	5	1,3	4,80	9,28	5,84	10,29	5,21	8,35

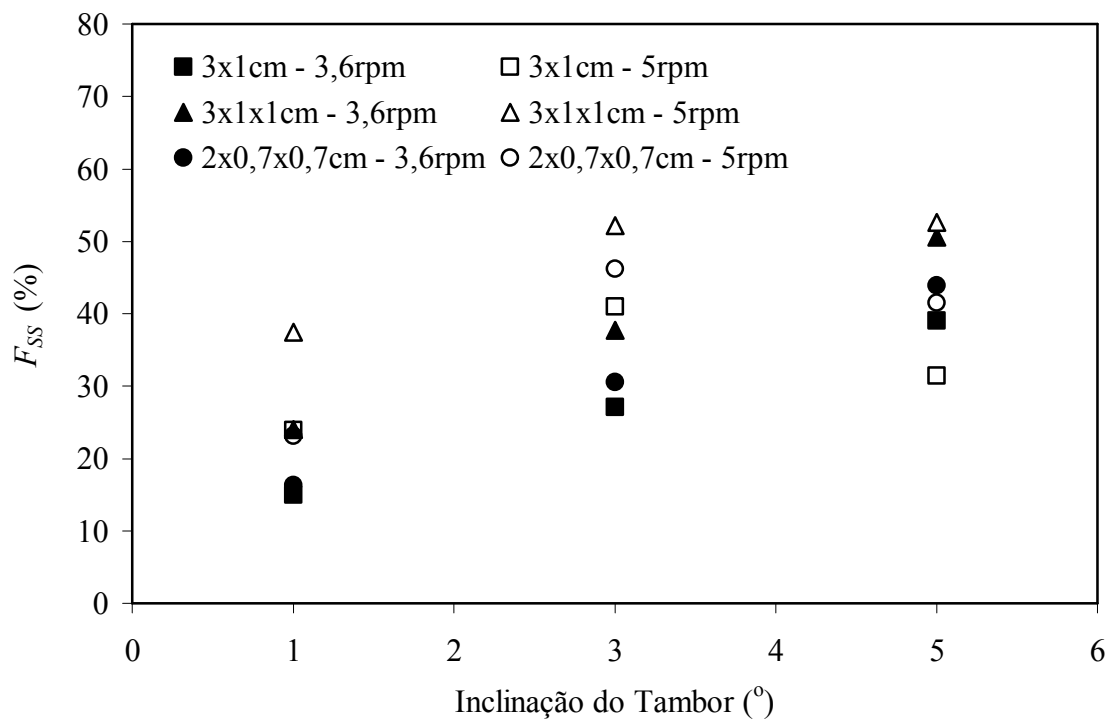


Figura III.5 – Influência da inclinação e da rotação do tambor na fração de material retida nos suspensores ( $G_{SU} = 0,7$  kg/min).

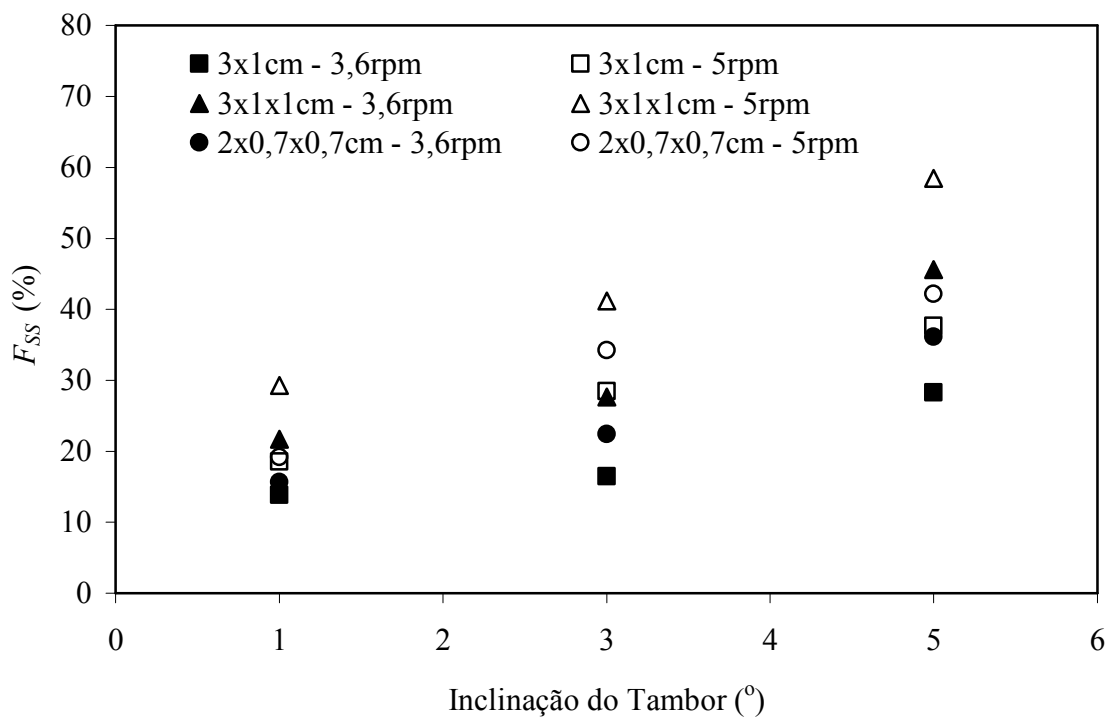


Figura III.6 – Influência da inclinação e da rotação do tambor na fração de material retida nos suspensores ( $G_{SU} = 1,0$  kg/min).



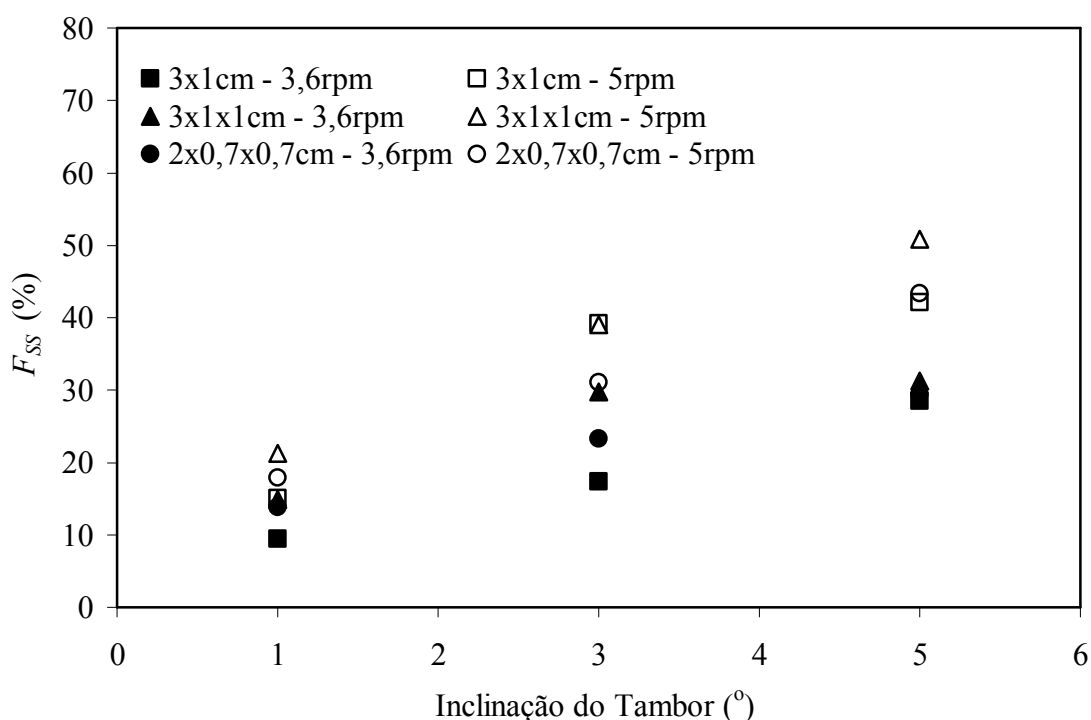


Figura III.7 – Influência da inclinação e da rotação do tambor na fração de material retida nos suspensores ( $G_{SU} = 1,3 \text{ kg/min}$ ).

### III.4 – COEFICIENTE DINÂMICO DE FRICÇÃO

#### Metodologia Experimental

O coeficiente dinâmico de fricção ( $\mu$ ) do super-fosfato simples granulado foi determinado isolando  $\mu$  na Equação III.1 e a partir das medidas do ângulo dinâmico de repouso ( $\phi$ ). O ângulo dinâmico de repouso pode ser usado para o cálculo da carga de sólidos nos suspensores em qualquer posição angular. Neste trabalho, esse ângulo foi obtido por meio de análise de imagem, sendo que várias fotografias foram tiradas da parte frontal interna do secador rotatório convencional em operação e com os suspensores em diversas posições angulares ( $\theta$ ), como mostra o exemplo da Figura III.8. Para cada imagem, as posições angulares do suspensor e do ângulo característico foram determinados com o auxílio do software Global Lab Image 2®. Com as medidas do ângulo dinâmico de repouso e do coeficiente dinâmico de fricção pode-se determinar a carga de sólidos nos suspensores para qualquer posição angular, usando uma metodologia apropriada para o tipo de suspensor. Neste trabalho, a metodologia escolhida foi a de REVOL *et al.* (2001), conforme detalhado no Capítulo II (Revisão Bibliográfica). Uma vez conhecido o coeficiente dinâmico de fricção de

um determinado material, pode-se usa-lo na predição da carga de material no secador em função do número e formato de suspensores, o que é de grande interesse para projeto e otimização desse equipamento.

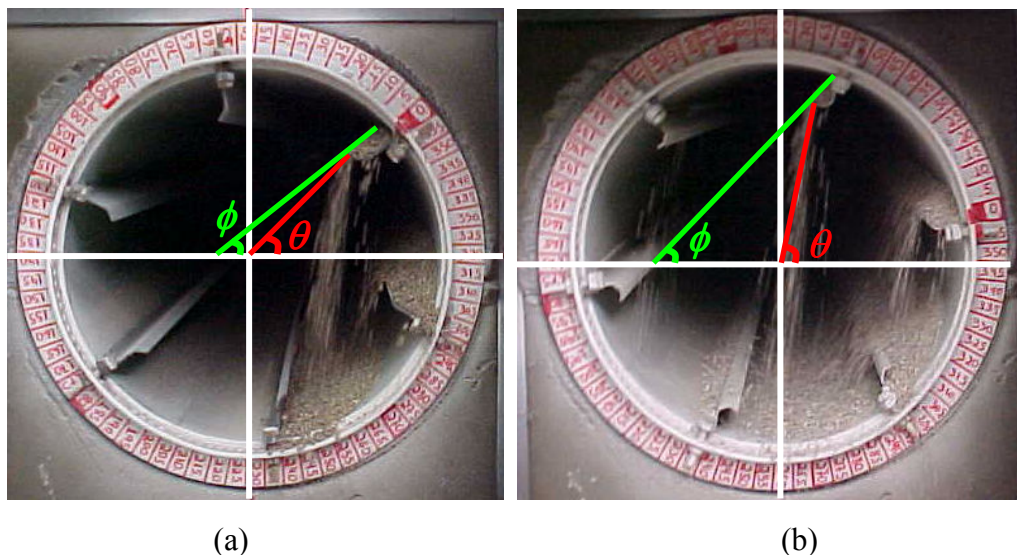


Figura III.8 – Fotografias típicas para a medida do ângulo dinâmico de repouso, com suspensores de 2 segmentos (a) e 3 segmentos (b).

### Resultados Experimentais

A Tabela III.6 mostra o tratamento estatístico dos dados experimentais obtidos para os valores do coeficiente dinâmico de fricção neste estudo.

Tabela III.6 – Tratamento dos resultados experimentais de coeficiente dinâmico de fricção.

$\bar{\mu}$	0,98
Desvio padrão	0,03
IC (95 %)	0,97 – 0,99

A Tabela III.7 mostra os resultados experimentais obtidos para o coeficiente dinâmico de fricção ( $\mu$ ) do fertilizante super-fosfato simples granulado. Esses dados foram obtidos com o secador operando com inclinação de 3°, rotação de 3,6 rpm e vazão de alimentação de sólidos de 1,0 kg/min e com 6 suspensores. Essa condição foi escolhida por proporcionar uma fração volumétrica de sólidos no tambor dentro da faixa recomendada por BAKER (1988), de 10 a 15 %. A Figura III.9 mostra os valores experimentais do coeficiente dinâmico de fricção do fertilizante super-fosfato simples granulado (SSPG) em função da posição angular do suspensor.

Tabela III.7 – Resultados experimentais obtidos para o coeficiente dinâmico de fricção.

Experimento (-)	$\theta$ (°)	$\phi$ (°)	$\mu$ (°)
1	3,91	44,01	0,97
2	8,62	43,60	0,95
3	9,11	44,28	0,98
4	9,81	43,21	0,94
5	13,80	44,11	0,97
6	16,50	46,03	1,04
7	25,00	44,32	0,98
8	30,65	43,48	0,95
9	31,40	45,21	1,01
10	33,15	43,89	0,96
11	34,50	44,17	0,97
12	37,13	44,31	0,98
13	38,40	44,22	0,97
14	41,40	44,63	0,99
15	42,50	43,64	0,95
16	43,30	45,12	1,00
17	45,00	44,61	0,99
18	45,00	43,82	0,96
19	49,00	44,60	0,99
20	52,80	42,88	0,93
21	58,90	44,67	0,99
22	66,30	43,89	0,96
23	69,40	44,41	0,98
24	70,90	45,61	1,02
25	76,50	46,20	1,04
26	85,70	45,31	1,01
27	86,90	45,52	1,02
28	90,00	44,33	0,98
29	98,80	44,91	1,00
30	108,80	45,12	1,00
31	118,80	45,23	1,01

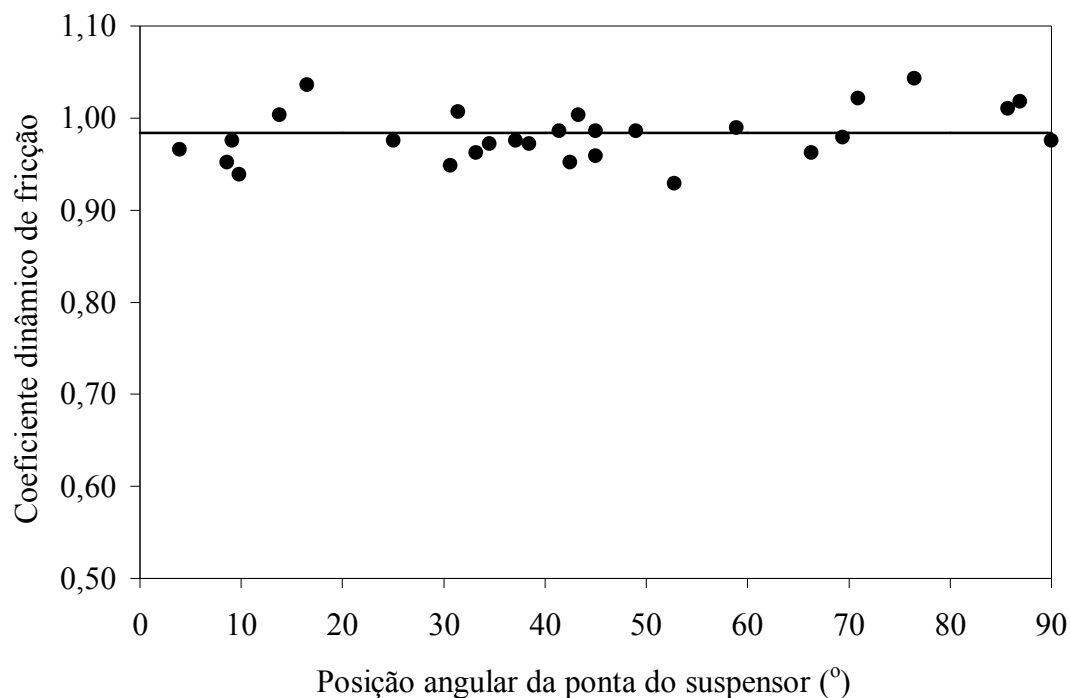


Figura III.9 – Resultados experimentais para o coeficiente dinâmico de fricção.

### III.5 – ALTURA, ÂNGULO E TEMPO DE QUEDA DAS PARTÍCULAS

#### Metodologia Experimental

As variáveis altura, ângulo e tempo de queda podem ser usadas para comparação das características de cascadeamento de suspensores de diferentes modelos ou tamanhos. O cálculo dessas variáveis leva em consideração a determinação das frações mássicas de material despejado quando o suspensor avança da posição angular  $\theta$  para  $\theta + \Delta\theta$ . Assim, os valores dessas frações eram multiplicados pelos valores encontrados pelas Equações (II.18) a (II.23) propostas por GLIKIN (1978) e BAKER (1983) nas suas respectivas posições. Assim, foi necessário medir a massa de material retida nos suspensores em várias posições angulares mediante paradas repentinas do secador para coleta do sólido. Com essas informações foi possível traçar o perfil de descarga de sólidos e localizar as regiões angulares onde a descarga de material ocorria de forma mais ou menos intensa.

#### Resultados Experimentais

Os resultados experimentais obtidos para as variáveis altura, ângulo e tempo médios de queda das partículas dos suspensores são mostrados na Tabela III.8. Foi observado que a velocidade de rotação do tambor não exerceu influencia relevante sobre estas variáveis.

Tabela III.8 – Características de cascadeamento para os três suspensores estudados.

Suspensor	$N_R$ (rpm)	$\bar{Y}_q$ (m)	$\bar{\theta}_q$ (°)	$\bar{t}_q$ (s)
3 segmentos – 3x1x1 cm	5,0	0,217	60,32	0,209
3 segmentos – 2x0,7x0,7 cm	5,0	0,212	61,97	0,212
2 segmentos – 3x1 cm	5,0	0,189	35,22	0,189
2 segmentos – 3x1 cm	3,6	0,191	37,51	0,191

De acordo com os resultados experimentais mostrados na Tabela III.8, o ângulo médio de queda das partículas em suspensores de três segmentos é superior ao obtido para a configuração de dois segmentos. Isto indica que suspensores de três segmentos fazem com que o material seja conduzido até posições angulares superiores, proporcionando a formação de uma cascata mais uniforme através da seção transversal do secador. Os dados experimentais de fração de material em queda, bem como os valores calculados pela expressão de GLIKIN (1978) para as alturas de queda a partir da ponta do referido suspensor, ambas em função da posição angular, podem ser vistas nas Figuras III.10 e III.11.

Na Figura III.10 nota-se que o perfil das frações de material em queda dos suspensores de três segmentos é bastante homogêneo sendo que para posições angulares entre 40 e 100° os maiores valores de fração de descarga coincidiram com as maiores alturas de queda do material dos suspensores, que variaram de 0,20 a 0,25 m. Nessa faixa de posições angulares foi verificada a descarga de aproximadamente 68 % do material retido no suspensor quando ele se encontrava na posição angular 0°, sendo que, antes de 40°, o suspensor já havia descarregado 20 % e, acima de 100°, os 12 % restantes.

Na Figura III.11, no entanto, verifica-se que os suspensores de dois segmentos concentram a maior parte da descarga de sólidos entre as posições angulares de 10 e 70°, encerrando a descarga de material próximo de 85°. Nesse intervalo foi verificada a descarga de 94 % do material que o suspensor de dois segmentos tinha quando estava na posição  $\theta = 0^\circ$ . As alturas de queda nessa faixa de posições angulares variam de 0,13 a 0,25 m. Com esses resultados experimentais, pode-se identificar uma zona morta acima da posição angular  $\theta = 85^\circ$  para suspensores de dois segmentos. Tal fato pôde ser visualizado na fotografia da Figura III.8, que mostrou o secador rotatório com suspensores de dois segmentos (a) e três segmentos (b) nas mesmas condições de operação.

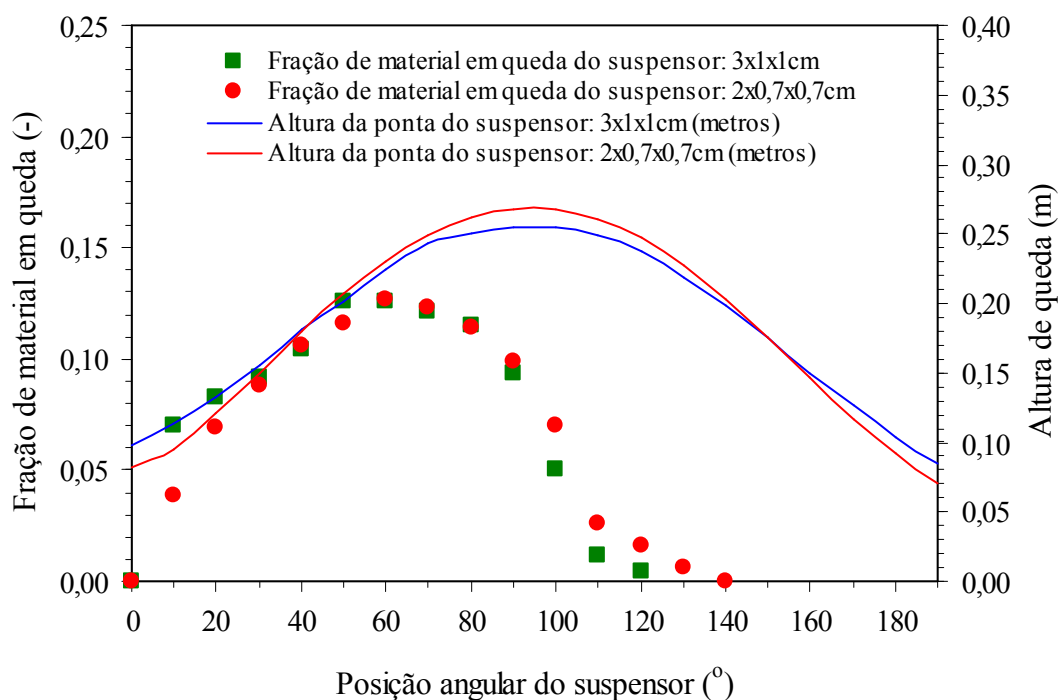


Figura III.10 – Perfil de cascadeamento promovido pelos suspensores de 3 segmentos.

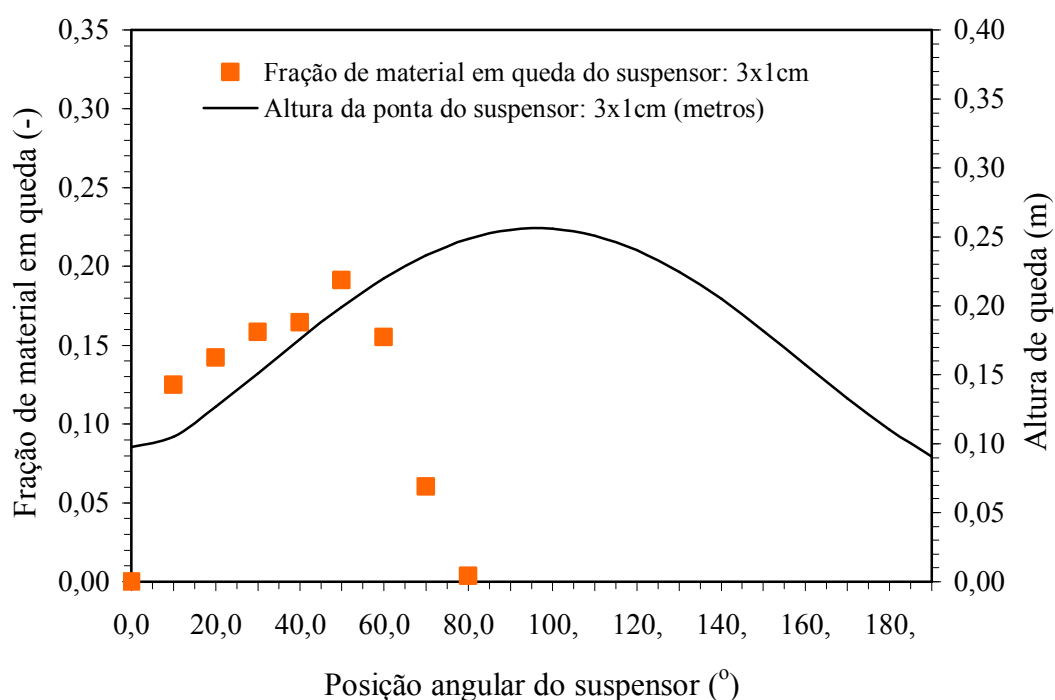


Figura III.11 – Perfis das alturas de queda das partículas dos suspensores de 2 segmentos calculadas pela equação de GLIKIN (1978).

Diante dos resultados experimentais mostrados nas Figuras III.10 e III.11, pode-se afirmar que os suspensores de três segmentos apresentam um melhor desempenho do que os

de dois segmentos, devido ao fato de proporcionar melhor espalhamento do material através da seção transversal do secador, diminuindo, com isso, a ocorrência de zonas mortas no interior do secador.

### III.6 – CARREGAMENTO DOS SUSPENSORES

#### Metodologia Experimental

A medida de carga dos suspensores em função da sua posição angular no cilindro foi efetuada por meio de paradas repentinas do secador em diversas posições angulares e posterior coleta do material. Esses dados foram comparados com a metodologia proposta por REVOL *et al.* (2001) para a predição da carga de material no suspensor em função da sua posição angular (Equações II.8 a II.51, Capítulo II). Essa metodologia foi proposta para suspensores de três segmentos, mas pode ser adaptada a suspensores de dois segmentos, como efetuado por LISBOA (2005).

#### Resultados Experimentais

A Figura III.12 mostra a comparação entre resultados experimentais e calculados pela metodologia de REVOL *et al.* (2001) para a carga do suspensor em função da posição angular. Para o suspensor de dois segmentos foi necessária uma adaptação do modelo de REVOL *et al.* (2001), conforme metodologia de LISBOA (2005). Os resultados da Figura III.12 mostram que houve uma boa concordância entre a previsão pela metodologia utilizada e os dados experimentais. Assim, essa sistemática de projeto pode ser usada na predição do comportamento dos sólidos no interior do secador rotatório, uma vez conhecido o coeficiente dinâmico de fricção, as dimensões e condições operacionais do secador.

A Figura III.13 mostra a fração de material retida no suspensor, dada pela relação entre a carga do suspensor numa dada posição angular e a carga que ele conduzia na posição  $\theta = 0^\circ$ . Pode-se observar um comportamento semelhante para a descarga de material entre os dois suspensores de três segmentos e o encerramento prematuro da descarga nos suspensores de dois segmentos.

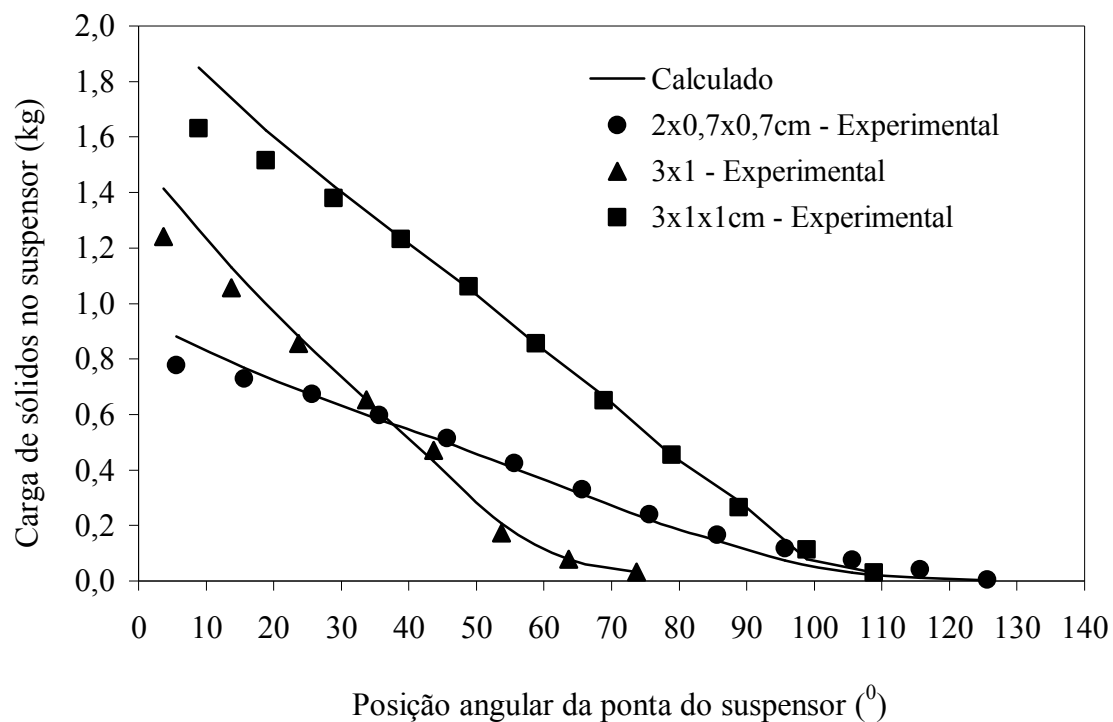


Figura III.12 – Resultados experimentais e preditos pela metodologia de REVOL *et al.* (2001) para a carga de sólidos nos suspensores em função da posição angular.

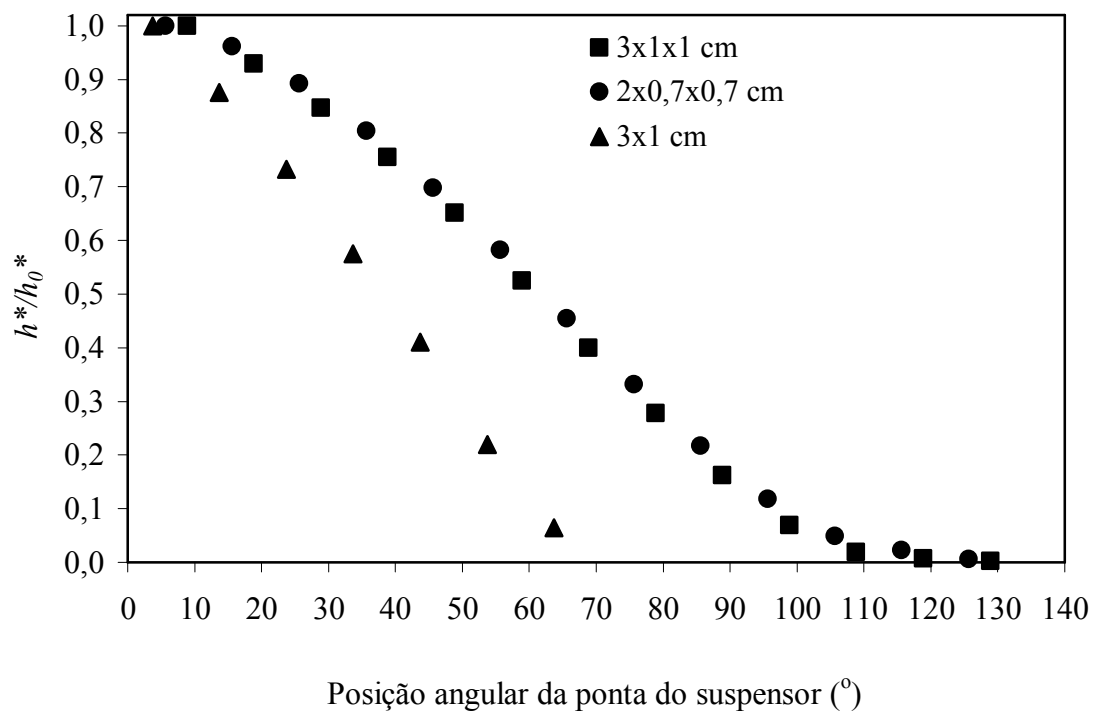


Figura III.13 – Carga de material em função da posição angular dos suspensores, sendo  $h^*$  a carga numa dada posição angular e  $h_0^*$  a carga na posição angular  $\theta = 0^{\circ}$ .



### III.7 – TEMPO DE RESIDÊNCIA

#### Metodologia Experimental

Para os ensaios da análise do tempo de residência dos sólidos no secador convencional foi utilizado um número de suspensores igual a 6. Essa escolha foi devida aos resultados das medidas das frações volumétricas de sólidos no secador, conforme abordado no Capítulo III, que de acordo com BAKER (1988), deve estar entre 10 e 15 %. O planejamento experimental dos ensaios de tempo de residência é apresentado na Tabela III.9.

Tabela III.9 – Planejamento experimental para as medidas de tempo de residência.

Experimento (n <sup>o</sup> )	$\alpha$ ( <sup>o</sup> )	$N_R$ (rpm)	$G_{SU}$ (kg/min)	$v_{AR}$ (m/s)
1	3	3,6	1,0	2
2	5	3,6	1,0	2
3	3	5,0	1,0	2
4	5	5,0	1,0	2
5	3	3,6	1,0	4
6	5	3,6	1,0	4
7	3	5,0	1,0	4
8	5	5,0	1,0	4
9	3	3,6	0,7	2
10	5	3,6	0,7	2
11	3	5,0	0,7	2
12	5	5,0	0,7	2
13	3	3,6	0,7	4
14	5	3,6	0,7	4
15	3	5,0	0,7	4
16	5	5,0	0,7	4

A partir dos resultados obtidos experimentalmente foi possível verificar o ajuste das equações de FRIEDMAN e MARSHALL (1949a), SAEMAN e MICTHELL (1954) e PERRY e GREEN (1999) aos dados experimentais, bem como comparar com a previsão obtida pela carga, Equação (II.63). No ajuste dessas equações,  $\alpha$  foi utilizado em radianos,  $N_R$  em rotações minuto,  $G_S$  em kg/min e  $v_{AR}$  em m/min.

Para as medidas do tempo de residência foram usadas como traçadores, partículas do próprio fertilizante, tingidas de uma determinada cor. A cor vermelha foi escolhida pelo fato de ter grande contraste em relação à cor natural do fertilizante, tornando, assim, os grãos tingidos bastante visíveis. Os traçadores eram introduzidos no secador em forma de pulso. Um cronômetro era acionado imediatamente após a introdução dos traçadores. A cada 30 segundos, todo o material que deixava o secador era coletado e a quantidade de traçadores contada. Com isso, calculava-se a fração de traçadores para cada intervalo de tempo, o que permitia montar uma curva da fração de material ( $E(t)$ ) em função do tempo de residência, de acordo com a Figura III.14. O cálculo da área sob curva fornecia o tempo médio de residência das partículas. Este cálculo foi realizado utilizando-se integração numérica pela regra do trapézio composta.

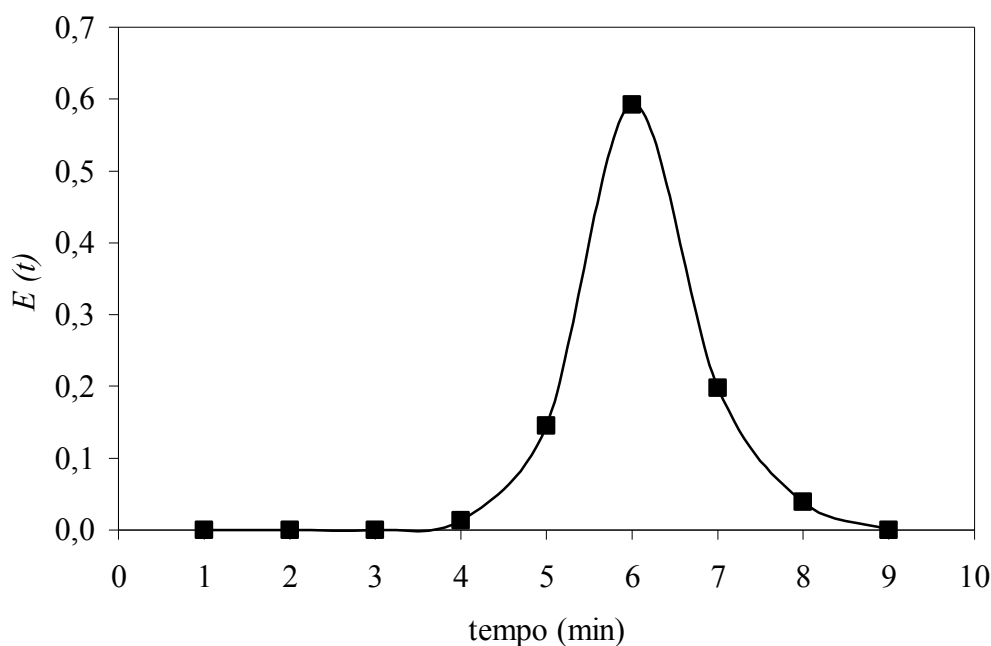


Figura III.14 – Curva típica da fração de material em função do tempo de residência para o secador rotatório de 3 segmentos.

### Resultados Experimentais

Os resultados experimentais de tempo de residência obtidos pela técnica dos traçadores e por medidas da carga total de material, Equação (II.28), para o secador rotatório convencional operando com suspensores de dois e três segmentos são mostrados na Tabela III.10. Esses dados foram usados no ajuste de equações empíricas e semi-empíricas propostas na literatura para o tempo de residência.

De acordo com os resultados experimentais da Tabela III.10, obtidos com o secador convencional operando em contracorrente, o aumento da inclinação e da vazão de alimentação e a redução da velocidade do ar proporcionam uma redução nos valores de tempo de residência, resultados estes, coerentes com o comportamento esperado.

Tabela III.10 – Resultados experimentais de tempo de residência em secador rotatório convencional com suspensores de 2 e de 3 segmentos.

Experimento (n°)	Tempo médio de Residência (min)			
	2 x 0,7 x 0,7 cm		3 x 1cm	
	Traçadores	Carga	Traçadores	Carga
1	5,51	5,49	6,48	6,59
2	4,15	3,78	3,58	3,64
3	4,29	4,00	5,73	5,43
4	2,40	2,60	3,00	2,99
5	6,45	6,24	8,50	8,64
6	5,13	4,67	4,30	4,47
7	5,30	5,30	6,54	5,89
8	2,91	3,18	3,59	3,84
9	7,13	7,33	7,29	7,84
10	4,13	3,76	3,47	3,38
11	4,98	5,16	5,61	5,67
12	2,65	2,83	2,80	2,70
13	9,48	9,90	9,06	9,33
14	5,95	5,70	3,70	4,00
15	6,09	6,02	7,33	7,80
16	3,42	3,74	4,00	3,93

Pode-se notar na Tabela III.10, que os valores de tempo de residência obtidos pela equação da carga, Equação (II.28), apresentaram resultados bastante próximos dos encontrados usando traçadores. A Tabela III.11 mostra os parâmetros obtidos para as correlações de FRIEDMAN e MARSHALL (1949a), SAEMAN e MICTHELL (1954) e PERRY e GREEN (1999), a partir dos dados experimentais da Tabela III.10. Apesar de apresentarem bons ajustes aos dados experimentais, a equação de SAEMAN e MICTHELL

(1954) se destaca por possuir melhor fundamentação teórica, sendo a única que leva em conta a carga nos suspensores e o arraste de partículas. Estas características são interessantes para o projeto, análise de desempenho e *scale up* de secadores rotatórios. As Figuras III.15 e III.16 mostram uma comparação entre os resultados calculados pelas correlações ajustadas e os dados experimentais obtidos nos testes com suspensores de três e dois segmentos, respectivamente.

Tabela III.11 – Parâmetros das correlações de tempo de residência.

Correlação	Suspensor			
	2 x 0,7 x 0,7 cm		3 x 1 cm	
FRIEDMAN e MARSHALL (1949)	$A_{FM}$	$1,95 \cdot 10^{-1}$	$A_{FM}$	$2,43 \cdot 10^{-1}$
	$B_{FM}$	$5,40 \cdot 10^{-4}$	$B_{FM}$	$2,80 \cdot 10^{-4}$
	$R^2$ (%)	81,83	$R^2$ (%)	83,57
SAEMAN e MITCHELL (1954)	$f(H^*)$	3,82	$f(H^*)$	3,17
	$k$	$3,10 \cdot 10^{-5}$	$k$	$1,20 \cdot 10^{-5}$
	$R^2$	75,57	$R^2$	81,58
PERRY e GREEN (1999)	$k$	$2,55 \cdot 10^{-1}$	$k$	$2,74 \cdot 10^{-1}$
	$R^2$	70,28	$R^2$	81,17

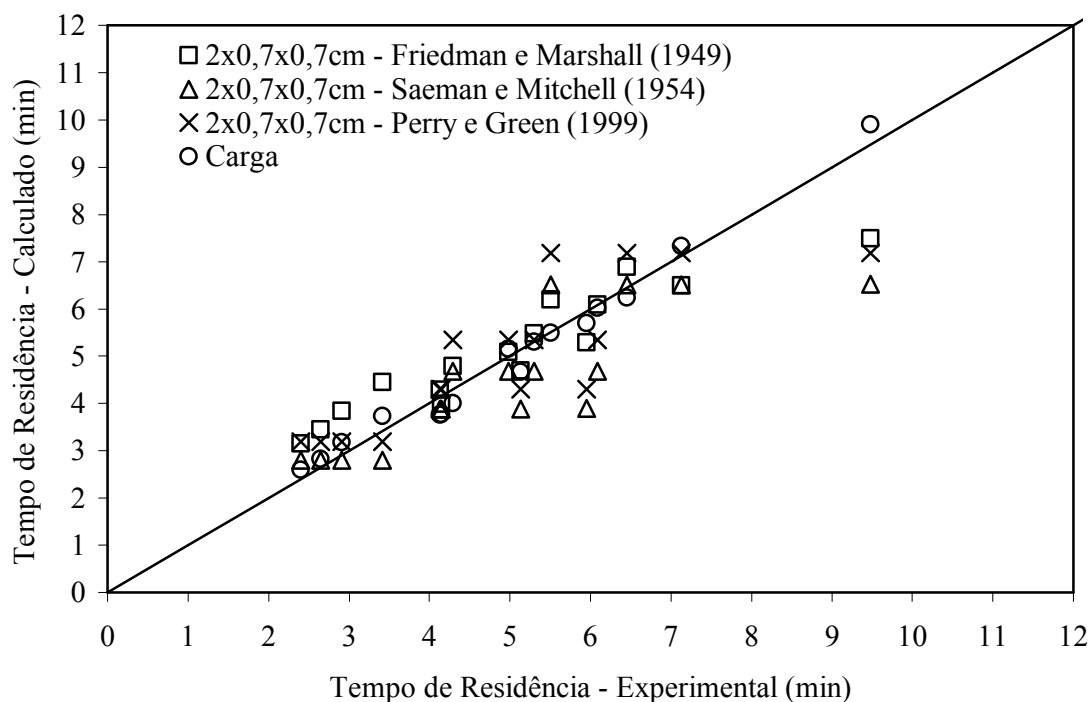


Figura III.15 – Tempos de residência calculado e experimental do suspensor 2x0,7x0,7 cm.

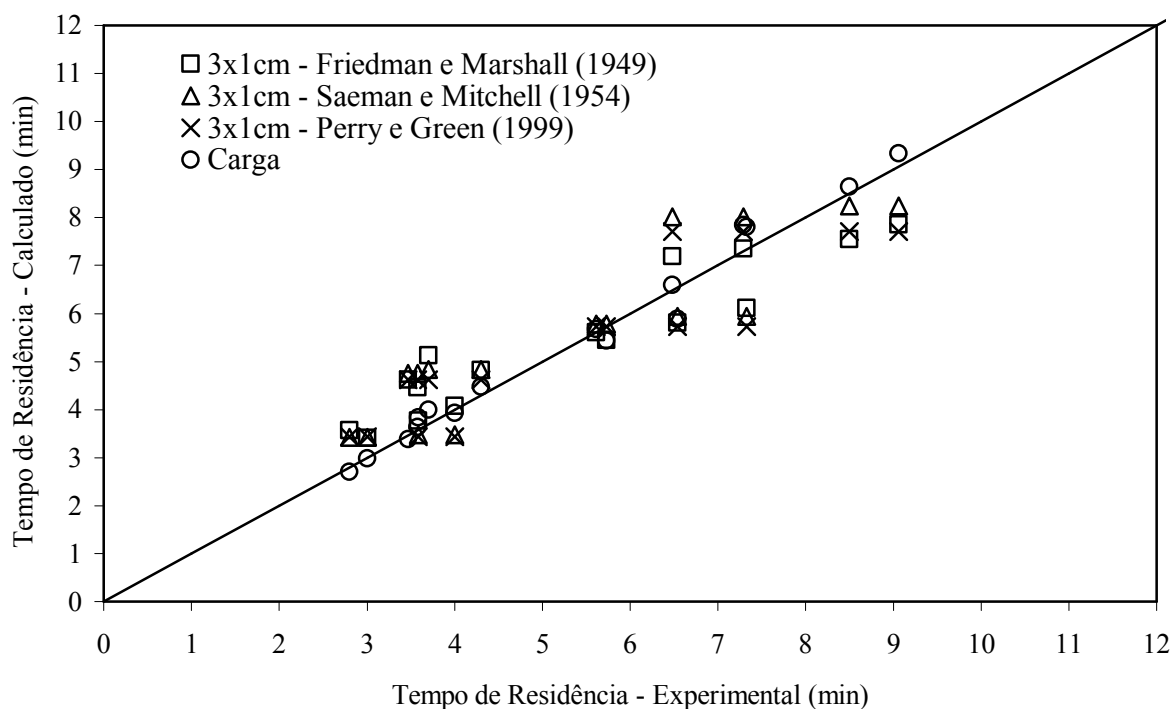


Figura III.16 – Tempos de residência calculado e experimental do suspensor 3x1 cm.

### III.8 – EFEITO DO DIÂMETRO DOS MINI-TUBOS NA FLUIDODINÂMICA DO SECADOR ROTO-FLUIDIZADO

#### Metodologia Experimental

Para o estudo do efeito do diâmetro dos mini-tubos na fluidodinâmica do secador roto-fluidizado foram obtidos experimentalmente os perfis de velocidade de saída do ar. Para tanto, foi usado um anemômetro instalado em um tubo com 2 m de comprimento e 0,04 m de diâmetro interno, montado na saída de cada mini-tubo, como mostra a Figura III.17.

Com essas medidas, foi possível calcular a fração volumétrica de ar, dada pela relação entre a vazão volumétrica de ar em cada mini-tubo e a vazão volumétrica total de ar alimentada ao roto-fluidizado. Essa medida considera desprezível o efeito da parede do tubo em que se encontra o anemômetro. Foram obtidos quatro perfis de fração volumétrica de ar, sendo, cada um deles, com um tipo de arranjo dos mini-tubos montado ao longo do comprimento do secador. Estes arranjos eram dispostos da seguinte maneira:

1. todos os mini-tubos de  $9.10^{-3}$  m;
2. todos os mini-tubos de  $20.10^{-3}$  m;
3. primeira metade com mini-tubos de  $9.10^{-3}$  m e segunda metade com os de  $20.10^{-3}$  m;
4. primeira metade com mini-tubos de  $20.10^{-3}$  m e segunda metade com os de  $9.10^{-3}$  m;

Os arranjos 1 e 2 foram denominados de 9 mm e 20 mm, enquanto os arranjos 3 e 4 foram chamados de híbrido 9-20 e híbrido 20-9, respectivamente. A numeração dos pares de mini-tubos (de 1 a 28) aumenta no sentido do comprimento do secador, sendo que a posição zero está localizada onde se alimenta o sólido úmido no secador.

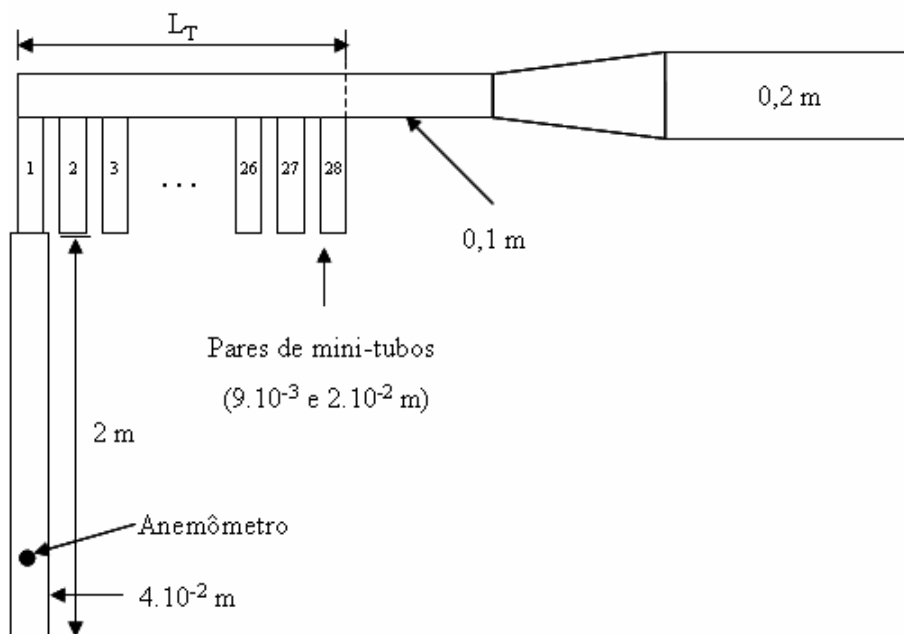


Figura III.17 – Esquema do aparato experimental usado para obtenção dos perfis de fração volumétrica de ar ao longo do secador roto-fluidizado.

### Resultados Experimentais

A Figura III.18 mostra os perfis de fração volumétrica de ar obtidos para os arranjos com mini-tubos de  $9 \times 10^{-3}$  m e  $20 \times 10^{-3}$  m. Nessa figura, pode-se observar que, para o perfil da fração volumétrica de ar nos mini-tubos de  $9 \times 10^{-3}$  m, a distribuição é homogênea, enquanto que, nos mini-tubos de  $20 \times 10^{-3}$  m, ela é decrescente. Isto ocorre devido ao fato do uso dos mini-tubos de menor diâmetro promover pressões mais elevadas em todo o interior tubo central, ocasionadas pela maior restrição imposta por esse diâmetro do mini-tubo. No caso dos mini-tubos de diâmetro maior, essa restrição é menor, sendo que o perfil descendente se justifica pelo fato dos maiores valores de fração volumétrica de ar ocorrerem na posição zero do tubo central, extremidade esta que é fechada e força a mudança de direção de fluxo do ar para os mini-tubos. Dessa maneira, o uso de um diâmetro que proporciona a formação de um perfil homogêneo, como o dos mini-tubos de 9 mm, é mais vantajoso, pois são mantidas condições fluidodinâmicas uniformes ao longo do comprimento do secador rotatório.

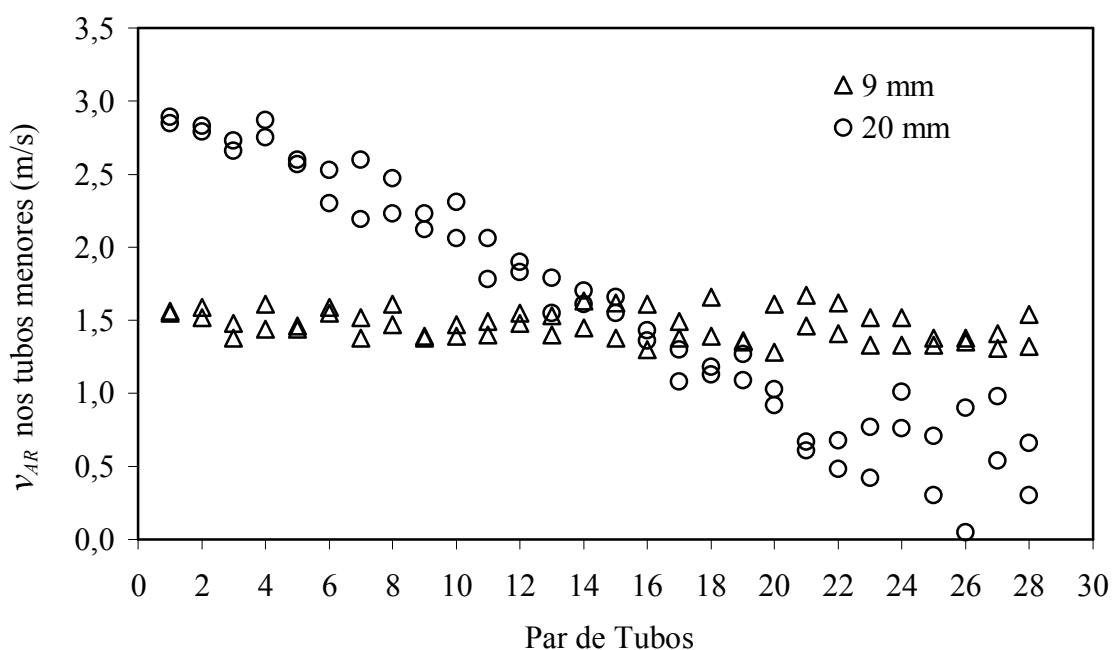


Figura III.18 – Velocidade do ar na saída dos mini-tubos de 9 e 20 mm de diâmetro interno.

A Figura III.19 mostra os resultados experimentais obtidos para os perfis de fração volumétrica de ar na saída dos mini-tubos, usando os arranjos híbridos.

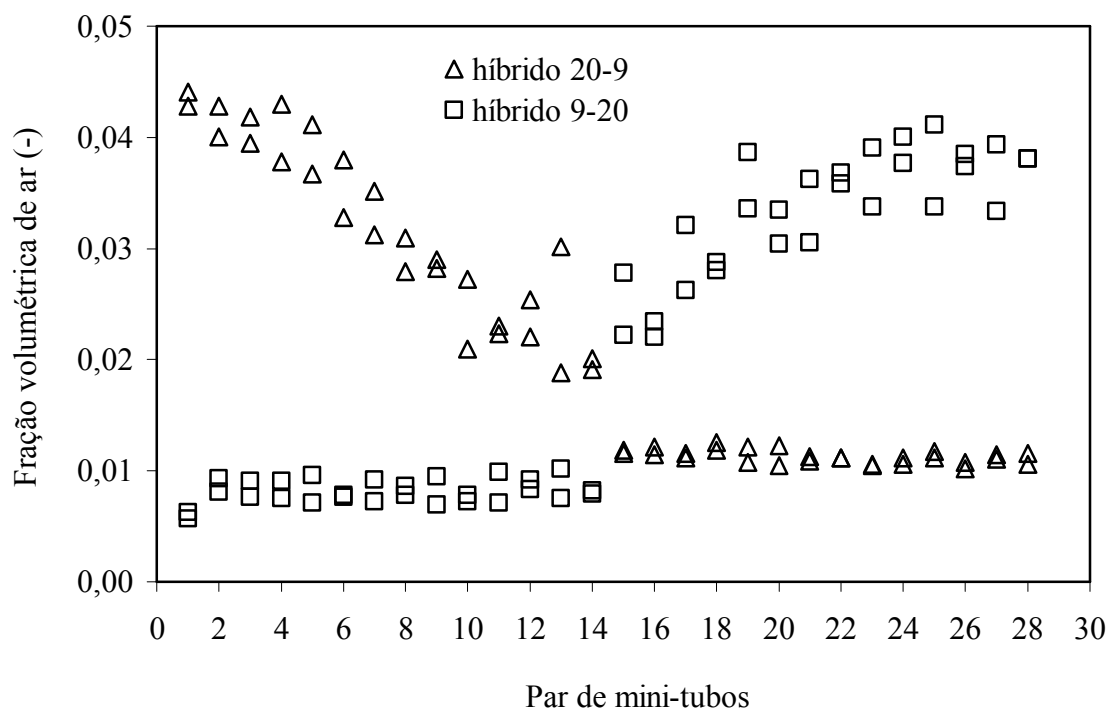


Figura III.19 – Perfis de fração volumétrica de ar em mini-tubos para os híbridos 9-20 e 20-9.

Pode-se observar que o comportamento dos perfis apresentados nas Figuras III.18 e III.19 dependem do tipo de restrição imposta devido ao diâmetro do respectivo mini-tubo.

No caso das configurações híbridas, a quantidade de ar que deixa os mini-tubos de menor diâmetro é muito pequena, quando comparada com os de maior diâmetro. Essa distribuição heterogênea prejudica o contato gás-partícula na região de tubos menores, onde o fluxo de ar é pequeno, e diminui a eficiência do secador.

Uma vez conhecidas as principais características fluidodinâmicas dos secadores rotatórios nas versões convencional e roto-fluidizado, encerra-se o modelo do equipamento. Com isso, torna-se necessária, a partir desse ponto, a caracterização do material particulado a ser empregado nos testes de secagem nos secadores rotatórios, o que constitui o modelo do material, de acordo com a divisão apresentada no fluxograma da Figura III.3. Essa caracterização se refere ao estudo da umidade de equilíbrio do fertilizante e da sua cinética de secagem, como será abordado nos capítulos seguintes.

### III.9 – CONCLUSÕES

Baseado nos resultados apresentados no Capítulo III, pode-se concluir que:

- As melhores condições operacionais para os três suspensores estudados ocorreram nas seguintes condições: inclinação do tambor,  $\alpha = 3^\circ$ , rotação,  $N_R = 3,6$  rpm e número suspensores,  $N = 6$ . Nestas condições, a fração volumétrica de material no secador se manteve próxima do nível inferior da faixa recomendada por BAKER (1988) para o ótimo de operação, que situa-se entre 10 e 15 %,
- O coeficiente dinâmico de fricção obtido para o fertilizante super-fosfato simples granulado (SSPG) foi de 0,984 com intervalo de confiança de 95 % (0,974 – 0,994). Esta informação é essencial na estimativa da carga de sólidos no suspensor para qualquer posição angular,
- O estudo das variáveis: altura, ângulo e tempo médios de queda das partículas a partir dos suspensores confirmaram que os suspensores de três segmentos proporcionam uma melhor distribuição de sólidos através da seção transversal do secador, evitando a ocorrência de zonas mortas,



- A previsão da carga do suspensor em função da sua posição angular pela metodologia de REVOL *et al.* (2001) apresentou boa concordância com os resultados experimentais,
- As equações de predição do tempo de residência das partículas em secadores rotatórios convencionais tiveram bons ajustes aos dados experimentais, com destaque para a equação de SAEMAN e MITCHELL (1954), devido a sua boa fundamentação teórica, podendo ser empregada nos estudos de projeto, desempenho e *scale up* de secadores,
- O estudo do efeito do diâmetro dos mini-tubos na distribuição do ar ao longo do secador mostrou que diâmetros menores (9 mm) proporcionam perfis de distribuição homogêneos devido à maior restrição que impõe ao fluxo de ar na saída do mini-tubo, enquanto que, para diâmetros maiores (20 mm) ou híbridos, levam a um perfil de distribuição de ar mais heterogêneo,
- As configurações híbridas não se mostraram vantajosas devido à distribuição heterogênea do ar de secagem ao longo do comprimento do secador roto-fluidizado. Foram observadas regiões onde as frações volumétricas de ar eram muito baixas e, com isso, a eficiência de transferência de massa e energia era prejudicada.

## CAPÍTULO IV

### ISOTERMAS DE EQUILÍBRIO

#### IV.1 – METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Para determinação das isotermas de equilíbrio, uma amostra do fertilizante superfosfato simples granulado (SSPG) foi previamente selecionada a partir do quarteamento de 50 kg desse material, sendo posteriormente armazenada para a realização dos ensaios. O procedimento experimental utilizado para a determinação do teor de umidade de equilíbrio foi o método estático com o uso de soluções salinas saturadas. A escolha dos sais foi feita com o intuito de se obter uma ampla faixa de umidade relativa do ar que circunda os grãos. Os trabalhos de YOUNG (1967) e GREENSPAN (1977) foram adotados como referência para a escolha destes sais.

Os experimentos foram conduzidos para quatro valores diferentes de temperatura, sendo elas: 50, 60, 70 e 80 °C. As soluções salinas utilizadas na execução dos ensaios experimentais, bem como suas respectivas umidades relativas para os quatro valores de temperatura nos quais foram realizados os experimentos são mostrados na Tabela IV.1.

Tabela IV.1 – Umidade relativa proporcionada pelas soluções salinas (KEEY, 1972).

T(°C)	LiCl	CH <sub>3</sub> CO <sub>2</sub> K	MgCl <sub>2</sub>	K <sub>2</sub> CO <sub>3</sub>	NaNO <sub>2</sub>	NaCl	KCl
50	0,111	0,192	0,312	0,433	0,597	0,746	0,802
60	0,1095	0,1793	0,2926	0,433	0,5741	0,745	0,8025
70	0,1071	0,1663	0,2757	0,4332	0,5541	0,7555	0,7963
80	0,1051	0,1533	0,2605	0,4335	0,5341	0,7629	0,789

Os reservatórios cilíndricos utilizados nos ensaios experimentais tinham as dimensões de  $6 \times 10^{-2}$  m de diâmetro e  $7 \times 10^{-2}$  m de altura. A  $3 \times 10^{-2}$  m de distância da base dos reservatórios foi colocado um suporte acima sobre o qual era apoiado um cesto feito de tela de plástico, onde os grãos de fertilizantes eram dispostos na forma de monocamada, ficando suspensos e evitando o contato com o líquido. Foram utilizados três potes para cada solução

salina, com o objetivo de se verificar a reprodutibilidade dos dados experimentais. A Figura IV.1 mostra um esquema desse reservatório.

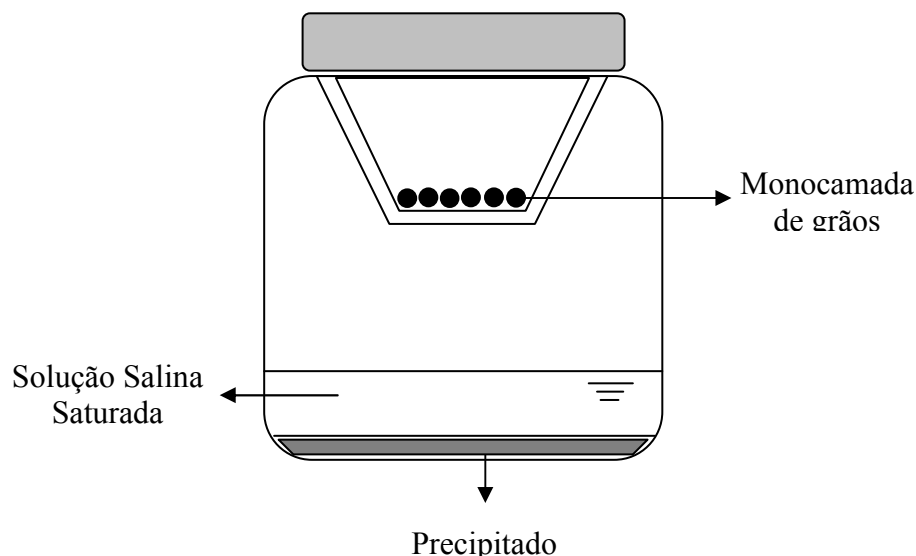


Figura IV.1 – Esquema de um reservatório utilizado no procedimento experimental de determinação de umidade de equilíbrio do fertilizante super-fosfato simples granulado.

A massa de fertilizante contida em cada recipiente, no início do experimento, era de aproximadamente  $2,5 \cdot 10^{-3}$  a  $3,0 \cdot 10^{-3}$  kg. A escolha dessa faixa de massa tinha como objetivo a obtenção da monocamada de grãos de fertilizante na cesta. O teor de umidade inicial do fertilizante possuía sempre valores superiores aos de equilíbrio, para que desta forma o processo de dessorção fosse garantido. As amostras eram colocadas nos potes hermeticamente fechados depois que fossem feitas suas respectivas pesagens em uma balança analítica com precisão de  $1 \times 10^{-4}$  kg. Depois dessa etapa, o reservatório lacrado e com o material era deixado em uma estufa na temperatura do experimento. O período em que os grãos ficavam em condições termodinâmicas constantes dentro dos potes para a determinação da umidade de equilíbrio foi de 30 a 40 dias, sendo feita a homogeneização das soluções em todas as ocasiões em que as amostras eram pesadas. Considerou-se que as condições de equilíbrio haviam sido atingidas quando a pesagem das amostras fornecia três valores consecutivamente idênticos. Tais pesagens eram realizadas em intervalos de dois dias, a partir do vigésimo quinto dia.

Após verificado o equilíbrio, o material era retirado do pote, imediatamente pesado e depois transferido para uma placa de petri previamente pesada. A umidade final das amostras era, então, determinada pelo método da estufa (24 horas,  $105 \pm 0,5$  °C).

## IV. 2 – RESULTADOS EXPERIMENTAIS

A Tabela IV.2 mostra os resultados experimentais de umidade de equilíbrio do fertilizante super-fosfato simples obtidos pelo método das soluções salinas saturadas.

Tabela IV.2 – Umidade de equilíbrio do fertilizante super-fosfato simples.

Solução Salina	Temperatura			
	50	60	70	80
	Umidade de Equilíbrio (kg água/kg sólido seco)x100			
LiCl	2,821	2,621	2,300	0,992
	3,328	2,604	2,628	1,328
	-	2,777	2,491	1,195
	s = 0,358	s = 0,096	s = 0,165	s = 0,169
CH <sub>3</sub> CO <sub>2</sub> K	4,520	3,148	2,523	1,472
	3,025	3,220	2,840	1,420
	-	2,997	2,461	-
	s = 1,057	s = 0,114	s = 0,204	s = 0,036
MgCl <sub>2</sub> .6H <sub>2</sub> O	4,064	3,273	2,533	1,677
	4,697	3,184	2,840	1,656
	-	3,199	2,567	1,440
	s = 0,447	s = 0,048	s = 0,168	s = 0,131
K <sub>2</sub> CO <sub>3</sub>	5,188	4,167	2,855	1,978
	5,545	4,216	2,863	2,264
	5,174	4,334	2,939	-
	s = 0,210	s = 0,086	s = 0,046	s = 0,202
NaNO <sub>2</sub>	6,957	5,307	3,869	2,918
	6,811	4,820	3,181	3,278
	7,021	4,452	-	-
	s = 0,108	s = 0,429	s = 0,486	s = 0,255
NaCl	11,584	7,379	7,020	5,188
	11,337	-	5,009	4,458
	-	-	-	4,649
	s = 0,175	s = -	s = 1,423	s = 0,379
KCl	15,023	10,745	7,891	5,155
	15,708	11,151	7,311	5,610
	-	11,021	-	-
	s = 0,484	s = 0,207	s = 0,410	s = 0,322

s – desvio padrão

Com o objetivo de encontrar uma equação para representar a variabilidade dos dados experimentais de equilíbrio, as equações apresentadas na Tabela II.2 do Capítulo II tiveram seus parâmetros estimados, sendo comparados alguns indicadores estatísticos. Os parâmetros das equações de umidade de equilíbrio foram estimados pelo método dos mínimos quadrados utilizando o *software Statistica*. Para isso, foram usados como conjunto de dados todas as observações experimentais da Tabela IV.2 simultaneamente. Os resultados obtidos para os parâmetros das equações de umidade de equilíbrio estão apresentados na Tabela IV.3, para  $M_{eq}$  em decimal e expresso  $\text{kg}_{\text{água}}/\text{kg}_{\text{sólido seco}}$ ,  $T_S$  em °C e  $UR$  em decimal.

Tabela IV.3 – Resultados da regressão não linear para as equações umidade de equilíbrio.

Equação	Parâmetro	Valor estimado	$R^2$ (%)
Henderson (HENDERSON, 1952)	$a$	0,376	80,12
	$b$	1,146	
Henderson-Thompsom (THOMPSON, 1968)	$a$	1,572	89,64
	$b$	1,343	
	$c$	-34,815	
Chung-Pfost (CHUNG-PFOST, 1967)	$a$	91,015	80,20
	$b$	34,365	
	$c$	-39,213	
Chen-Clayton (CHEN-CLAYTON, 1971)	$a$	0,260	89,34
	$b$	0,644	
	$c$	0,003	
	$d$	2,268	
Halsey Modificada (OSBORN <i>et al.</i> , 1989)	$a$	-0,045	96,60
	$b$	1,435	
	$c$	-2,080	

As Figuras IV.2 a IV.11 mostram os gráficos dos valores residuais em função dos valores preditos, bem como os gráficos dos valores observados em função dos preditos para cada uma das equações de umidade de equilíbrio ajustadas. Com base nessas figuras e no coeficiente de correlação linear, pode-se dizer que a equação de HALSEY modificada (OSBORN *et al.*, 1989) foi a que melhor se adequou aos dados experimentais. Para esta equação foi observada a melhor distribuição dos resíduos e o maior valor de  $R^2$ .

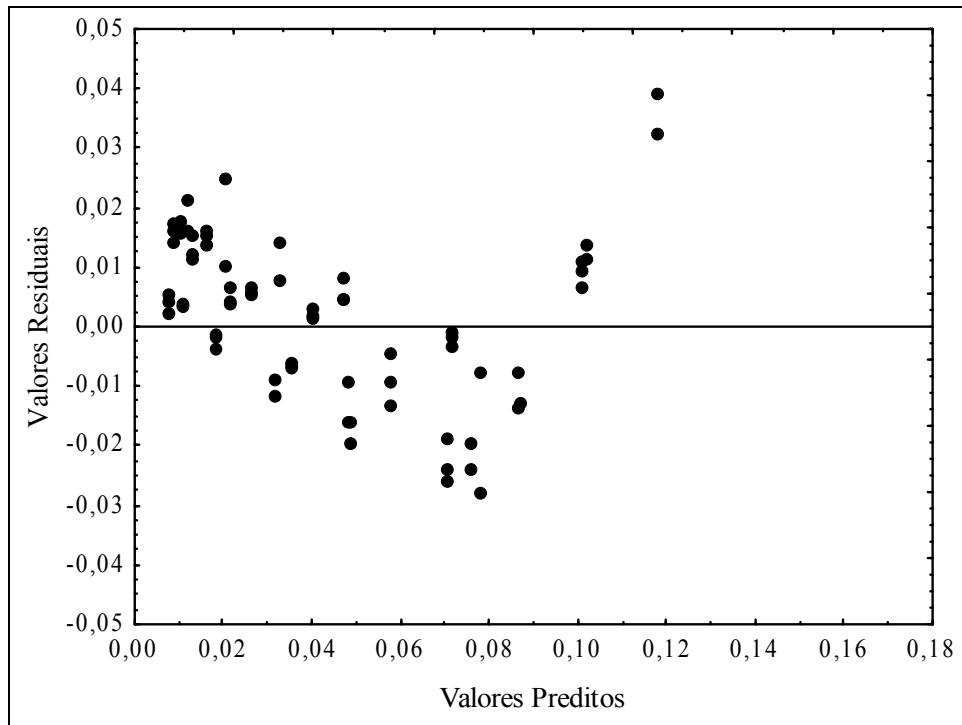


Figura IV.2 – Valores residuais e preditos pela equação de Henderson para a umidade de equilíbrio.

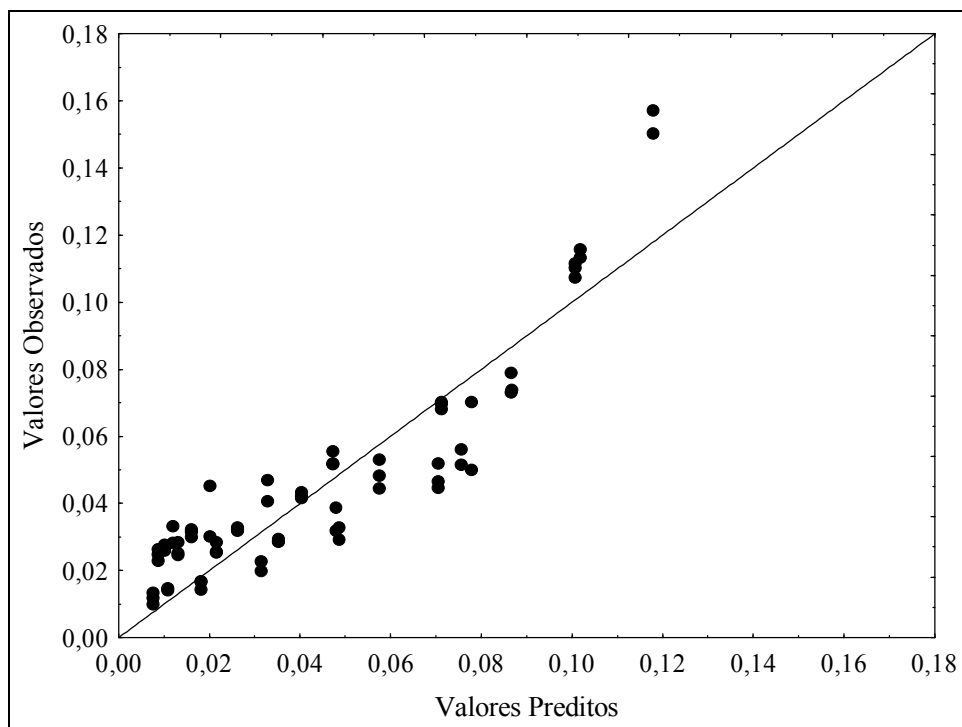


Figura IV.3 – Valores observados e preditos pela equação de Henderson para a umidade de equilíbrio.

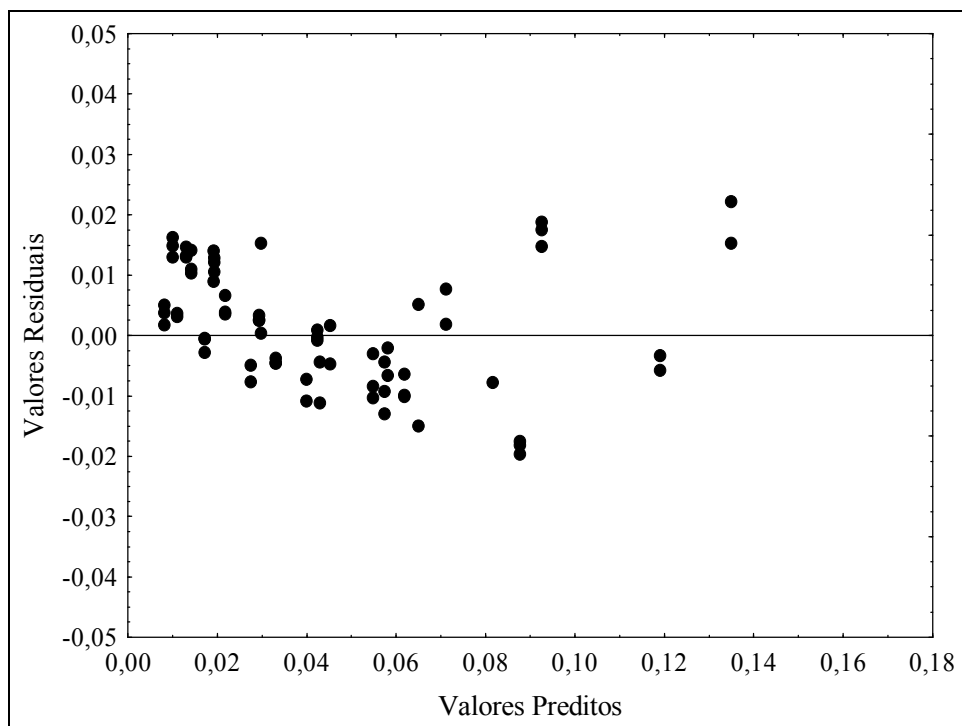


Figura IV.4 – Valores residuais e preditos pela equação de Henderson-Thompson para a umidade de equilíbrio.

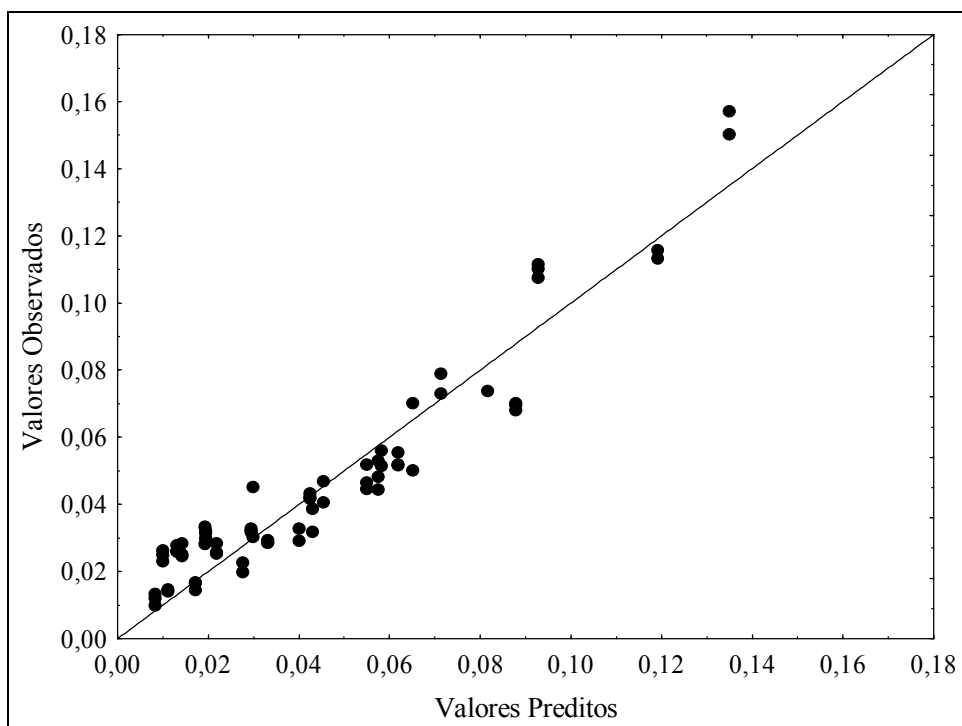


Figura IV.5 – Valores observados e preditos pela equação de Henderson-Thompson para a umidade de equilíbrio.

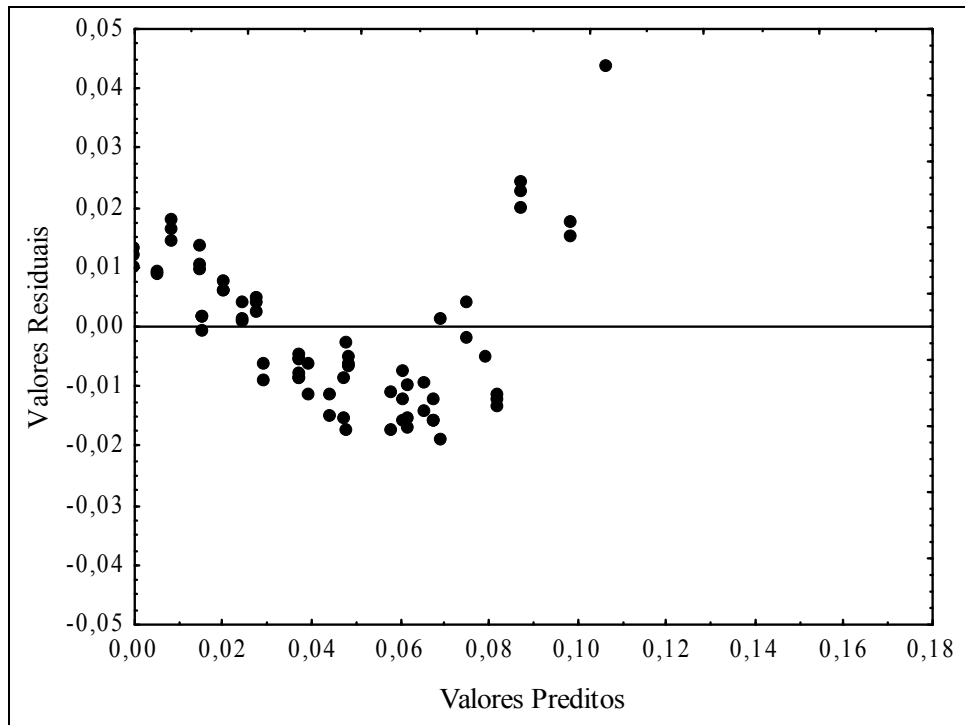


Figura IV.6 – Valores residuais e preditos pela equação de Chung e Pfof para a unidade de equilíbrio.

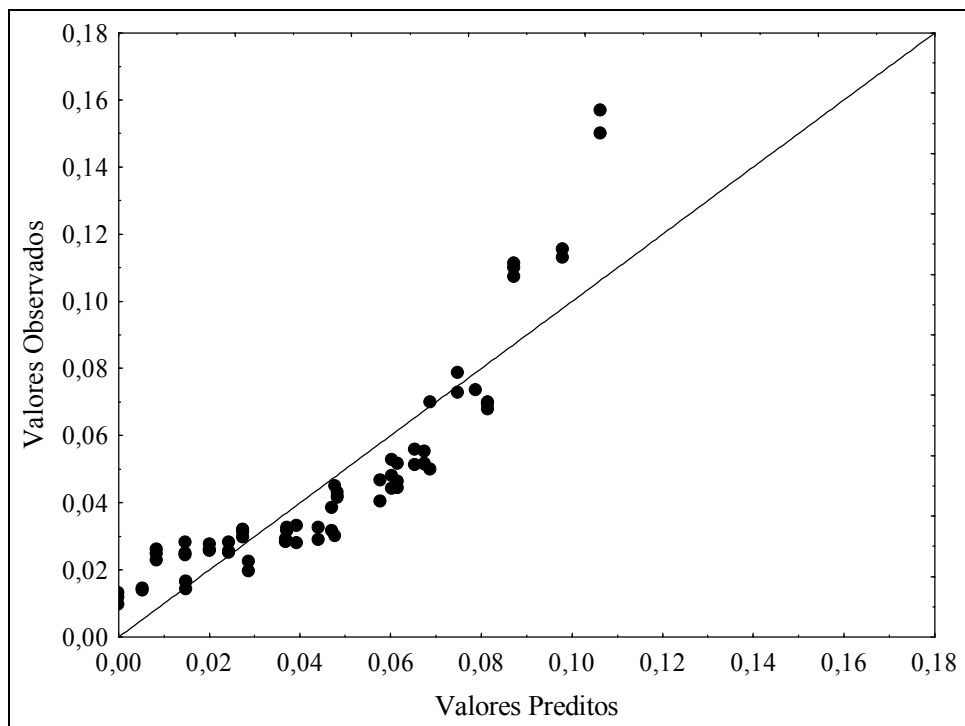


Figura IV.7 – Valores observados e preditos pela equação de Chung e Pfof para a unidade de equilíbrio.



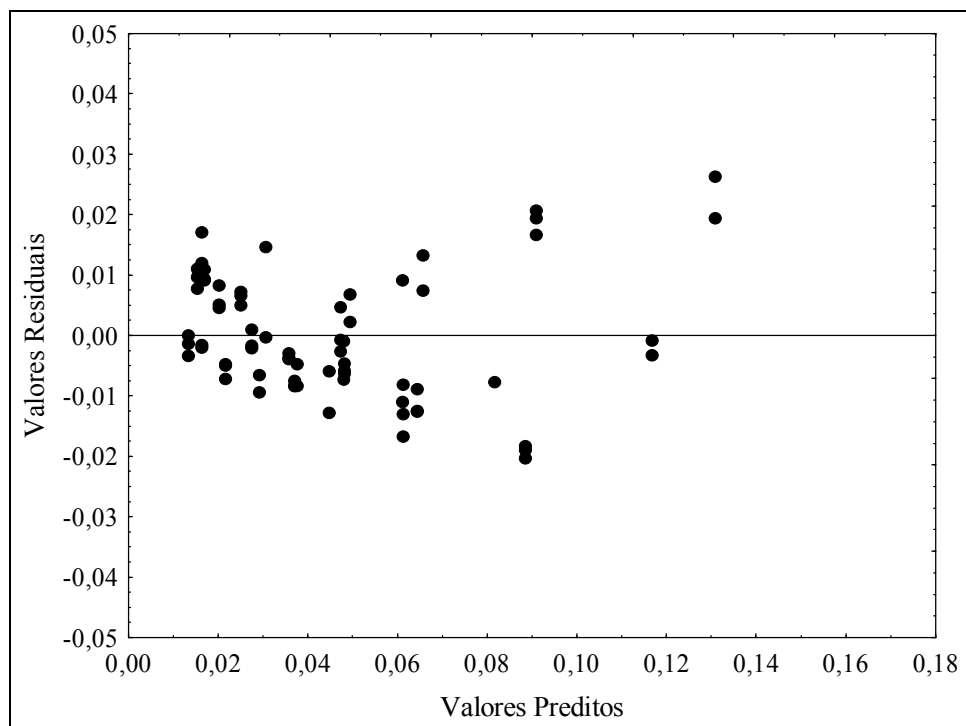


Figura IV.8 – Valores residuais e preditos pela equação de Chen e Clayton para a unidade de equilíbrio.

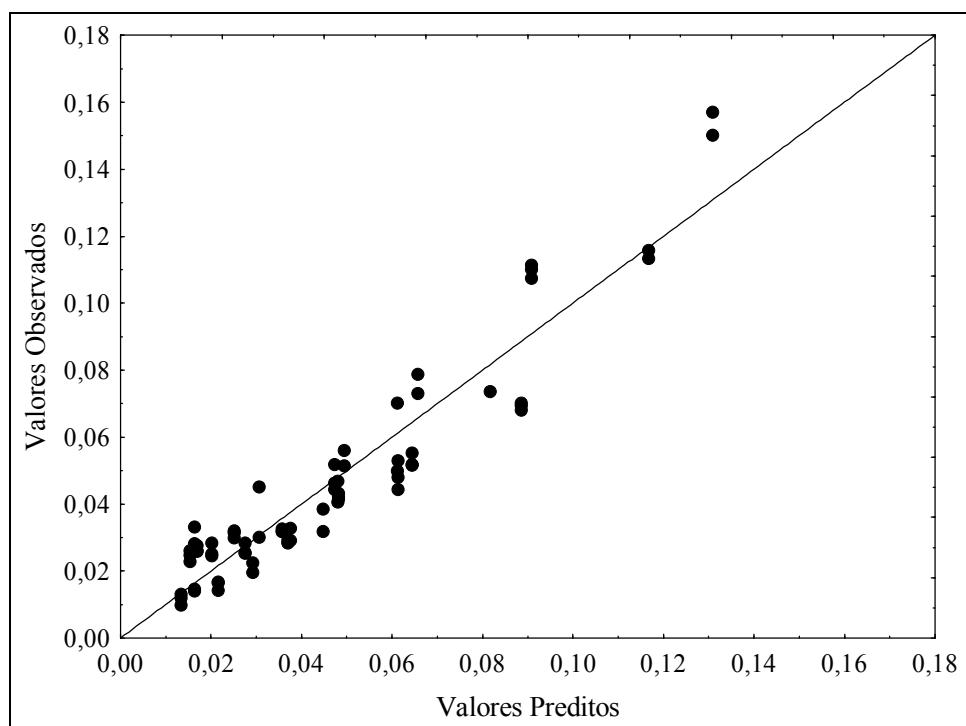


Figura IV.9 – Valores observados e preditos pela equação de Chen e Clayton para a unidade de equilíbrio.

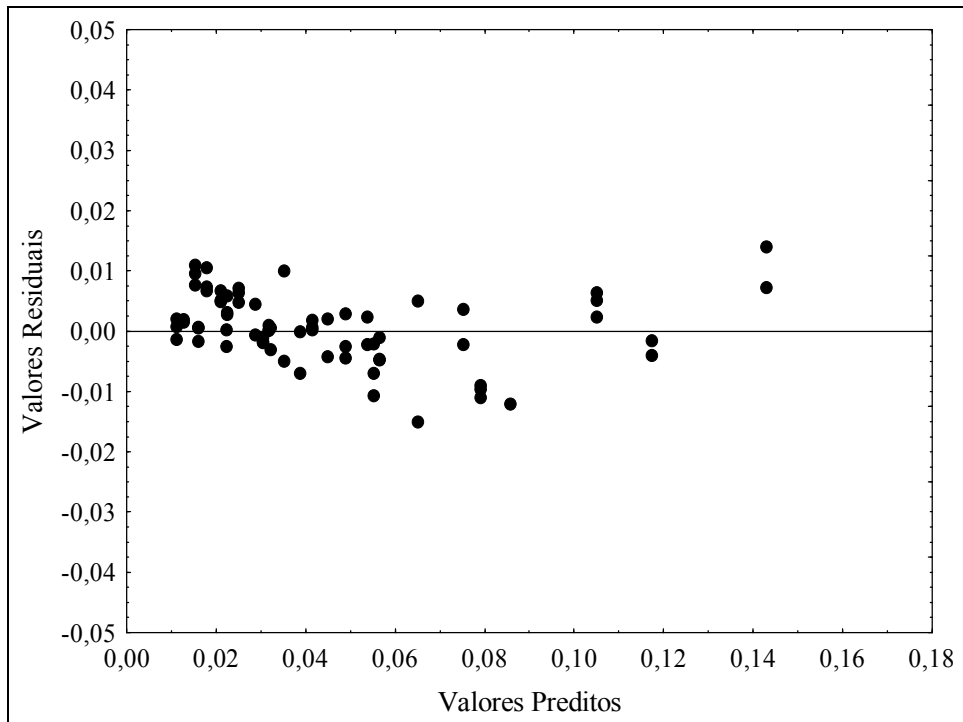


Figura IV.10 – Valores residuais e preditos pela equação de Halsey modificada para a umidade de equilíbrio.

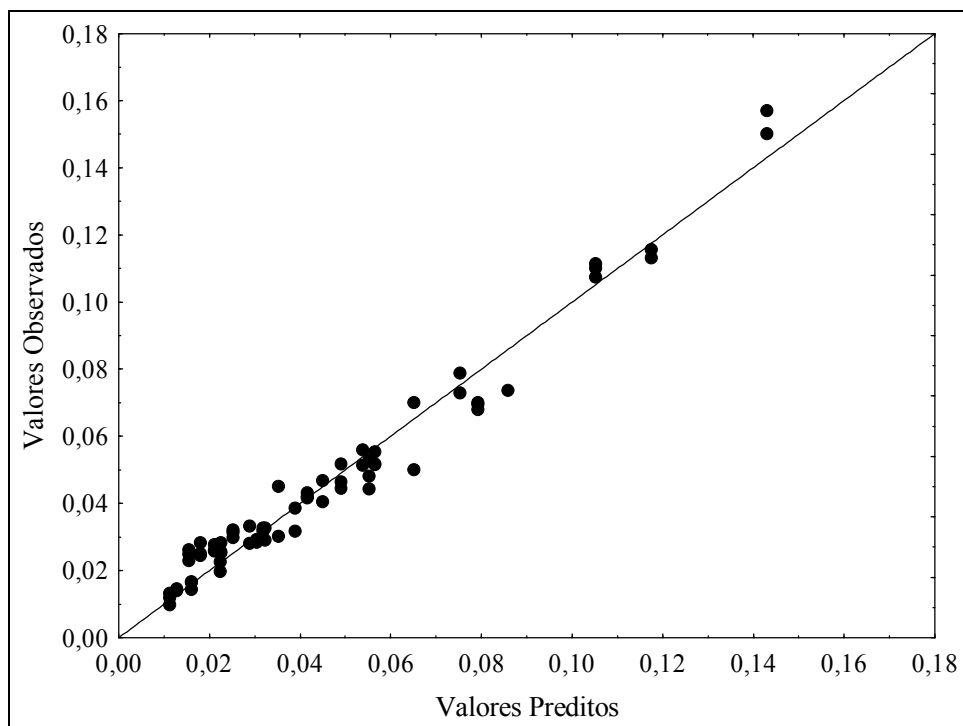


Figura IV.11 – Valores observados e preditos pela equação de Halsey modificada para a umidade de equilíbrio.

Com base nos resultados experimentais de umidade de equilíbrio do fertilizante super-fosfato simples e nas previsões obtidas pela equação de Halsey modificada, representada pela Equação (IV.1), foram obtidas as isotermas de equilíbrio para o fertilizante nas temperaturas de 50, 60, 70 e 80 °C. Os valores calculados pela Equação (IV.1), usando  $UR$  em decimal, foram comparados com os resultados experimentais de umidade de equilíbrio e são mostrados na Figura IV.12.

$$Meq = \left( \frac{-\exp(-0,045T_S - 2,08)}{\ln(UR)} \right)^{\frac{1}{1,435}} \quad (IV.1)$$

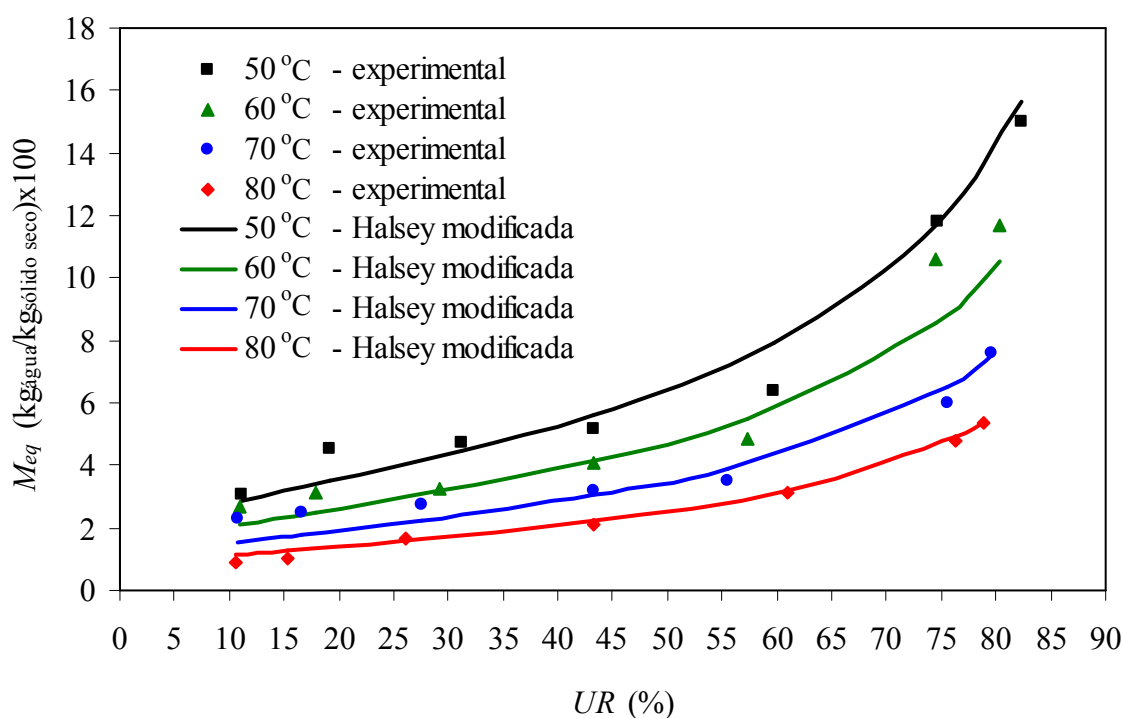


Figura IV.12 – Isotermas de equilíbrio experimentais e calculadas pela equação de Halsey modificada.

Para o estudo do processo de secagem em secadores rotatórios é fundamental o conhecimento das isotermas de equilíbrio do material particulado usado. Essa informação é usada na avaliação do adimensional de umidade ( $MR$ ) determinado experimentalmente por meio da cinética de secagem em camada fina, para posterior ajuste das correlações empíricas de cinética mostradas no Capítulo II (Revisão Bibliográfica). Esse procedimento possibilita a determinação da taxa de secagem do material, como será abordado no capítulo seguinte.

### IV.3 – CONCLUSÕES

Com base nos resultados experimentais obtidos neste Capítulo, pode-se afirmar que:

- A reprodutibilidade das réplicas dos ensaios mostrou que o método estático com a utilização de soluções salinas saturadas foi aplicado com êxito na obtenção das isotermas de equilíbrio do fertilizante estudado;
- Com base na análise estatística, pode-se concluir que, das equações estudadas, a equação de Halsey modificada foi a que apresentou o melhor ajuste aos dados experimentais de umidade de equilíbrio do fertilizante super-fosfato simples granulado. A análise mostrou que 96,6 % da variabilidade dos dados foram explicados pela referida equação. Além disso, os gráficos de resíduos dos modelos e a comparação entre resultados observados e preditos pelo modelo também reforçam essa conclusão.

## CAPÍTULO V

### CINÉTICA DE SECAGEM

#### V.1 – METODOLOGIA EXPERIMENTAL

A cinética de secagem do fertilizante super-fosfato simples granulado (SSPG) usado nesse estudo foi obtida por meio de medidas de secagem em camada fina. Conforme discutido no Capítulo II, as expressões utilizadas para representar a taxa de secagem na modelagem de leitos de camada espessa devem ser oriundas de estudos cinéticos em camada fina (BROOKER *et al.*, 1974). Nos experimentos de secagem em camada fina, o fluido, em condições constantes de umidade, temperatura e fluxo mássico, escoava através de uma camada delgada do material úmido. A variação de umidade do material, sob estas condições externas constantes, era observada por um determinado período (BARROZO, 1995).

A Figura V.1 mostra um esquema da unidade experimental e um detalhe da célula de medida, dotada de telas metálicas nas extremidades.

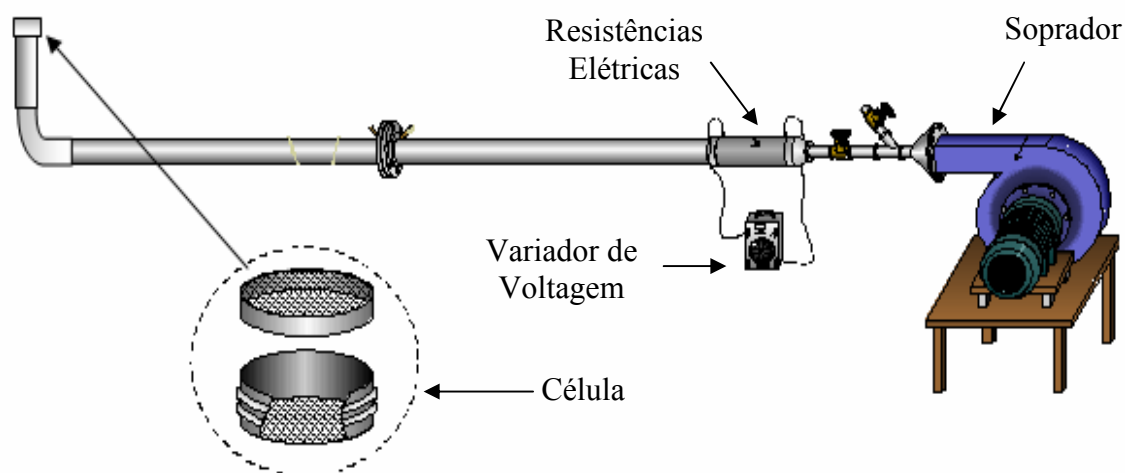


Figura V.1 – Esquema da unidade experimental para medida de secagem em camada fina.

A unidade experimental utilizada nos experimentos de secagem em camada fina para a determinação da taxa de secagem do material era composta, basicamente, por um soprador do tipo ventilador radial, um aquecedor elétrico equipado com um variador de voltagem,

termopares de cobre-constantan, válvulas gaveta para controle de vazão, um medidor de vazão do tipo anemômetro de fio quente. Foi usada uma célula de medida de mesmo diâmetro da tubulação, que era de 100 mm, onde era colocado o fertilizante.

Na unidade experimental apresentada na Figura V.1, o ar era impelido pelo soprador e atravessava o aquecedor, onde era aquecido por um conjunto de resistências elétricas acionadas por um variador de voltagem, sendo então conduzido por um duto termicamente isolado até a célula acoplada ao final da linha. A vazão de ar era regulada por meio de válvulas tipo gaveta e medida com o auxílio de um anemômetro de fio quente, montado na linha antes da célula. Na saída da tubulação de ar quente da unidade experimental era acoplada a célula contendo o material particulado úmido. Essa célula consistia, basicamente, de um tubo cilíndrico com o mesmo diâmetro da tubulação e era dotada de telas metálicas nas duas bases, formando uma câmara de 1,5 cm de espessura. Anteriormente à célula, encontravam-se instalados termopares para as medidas de temperatura bulbo úmido e bulbo seco do gás de secagem. Essas medidas forneciam a umidade do ar durante o experimento.

Com a unidade experimental montada e os equipamentos de medição devidamente calibrados, ajustava-se o sistema às condições operacionais previamente estabelecidas por um planejamento experimental. Esse ajuste era feito com uma célula auxiliar (idêntica à célula de medida) acoplada à unidade e cuja função era manter constante as condições fluidodinâmicas do sistema. Em seguida eram realizadas medidas de temperatura de bulbo úmido e bulbo seco. Enquanto as condições operacionais eram estabilizadas na unidade experimental, o fertilizante, previamente umidificado, passava por um pré-aquecimento até a temperatura do experimento. Isso era feito em um cesto suspenso no interior de um recipiente fechado o qual continha água no fundo. O material era mantido na mesma temperatura do experimento para minimizar a transferência de calor durante os estágios iniciais do ensaio.

Depois de atingidas as condições experimentais, a célula de medida era inserida na unidade, iniciando neste instante a contagem de tempo do experimento (tempo zero). Periodicamente, a célula era retirada e sua massa determinada em uma balança analítica. Nos instantes de determinação da massa da amostra, que durava em torno de 10 segundos, a célula auxiliar era acoplada à unidade para manter o equilíbrio térmico e fluidodinâmico do sistema. No final do teste, novas medidas de umidade do ar eram realizadas e a massa seca da amostra submetida à secagem em camada fina determinado pelo método da estufa ( $105 \pm 2$  °C).

As condições experimentais foram escolhidas tendo em vista o interesse de analisar a influência da velocidade do ar e da temperatura sobre a cinética de secagem. Os níveis dessas variáveis foram determinados dentro das condições limite da unidade experimental a qual era

capaz de proporcionar uma temperatura de até 102 °C na máxima velocidade do ar que era de 5,6 m/s na linha. Sendo assim, foi elaborado um planejamento composto central com  $\alpha = 1,414$  e com quatro réplicas no centro (BOX *et al.*, 1978), como pode ser visto na Tabela V.1.

Tabela V.1 – Planejamento composto central dos experimentos de secagem com  $\alpha = 1,414$ .

Experimento	Velocidade superficial do ar - $v_f$ (m/s)	Temperatura do ar - $T_f$ (°C)
1	1,0	65,0
2	5,0	65,0
3	1,0	95,0
4	5,0	95,0
5	0,58	80,0
6	5,42	80,0
7	3,0	61,85
8	3,0	98,15
9	3,0	80,0
10	3,0	80,0
11	3,0	80,0
12	3,0	80,0

## V. 2 – RESULTADOS EXPERIMENTAIS

A partir dos resultados experimentais de umidade do fertilizante em função do tempo, obtidos nos experimentos de cinética de secagem em camada fina, foram calculados os valores do adimensional de umidade ( $MR$ ) em função do tempo, dado pela Equação V.1. A equação de Halsey modificada (OSBORN *et al.*, 1989), apresentada no Capítulo IV, foi empregada para a determinação da umidade de equilíbrio do fertilizante em cada experimento. Os resultados experimentais completos de cinética de secagem do fertilizante super-fosfato simples em camada fina podem ser vistos no Apêndice A.

$$MR = \frac{M - M_{eq}}{M_0 - M_{eq}} \quad (V.1)$$

As Figuras V.2 a V.4 mostram o efeito da velocidade do ar de secagem na cinética para uma mesma temperatura. A análise dessas figuras mostra que o efeito da velocidade do

ar sobre as curvas de secagem é muito pequeno mostrando que os mecanismos difusivos controlam o processo de transferência de massa.

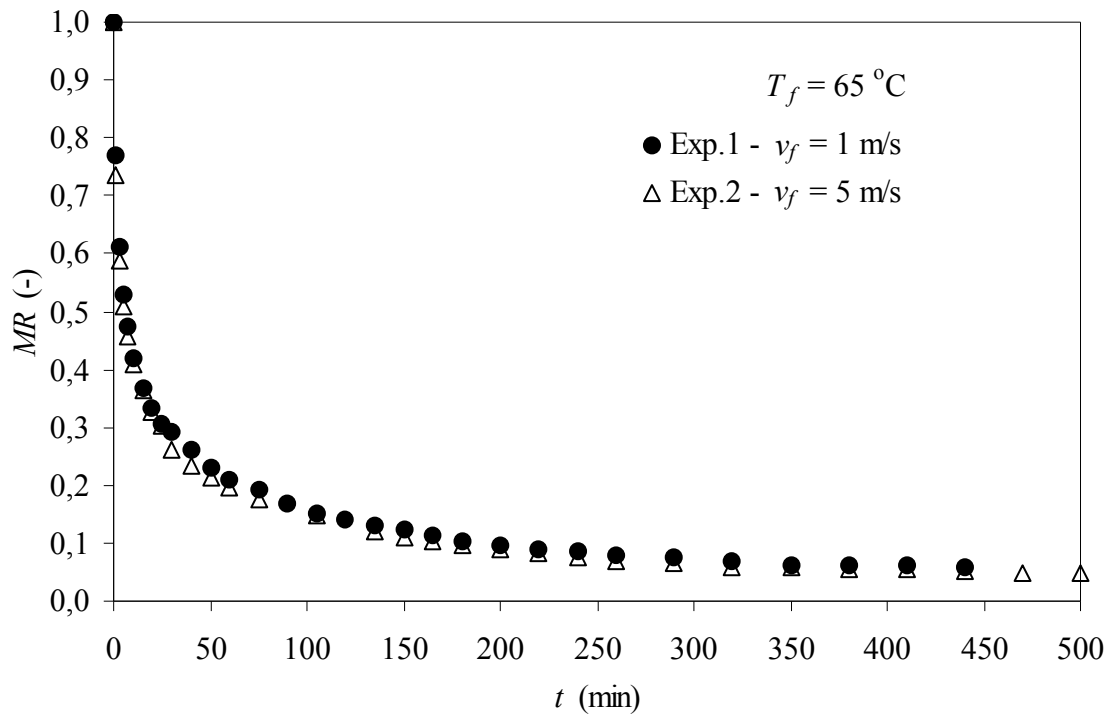


Figura V.2 – Curvas de secagem dos experimentos 1 e 2.

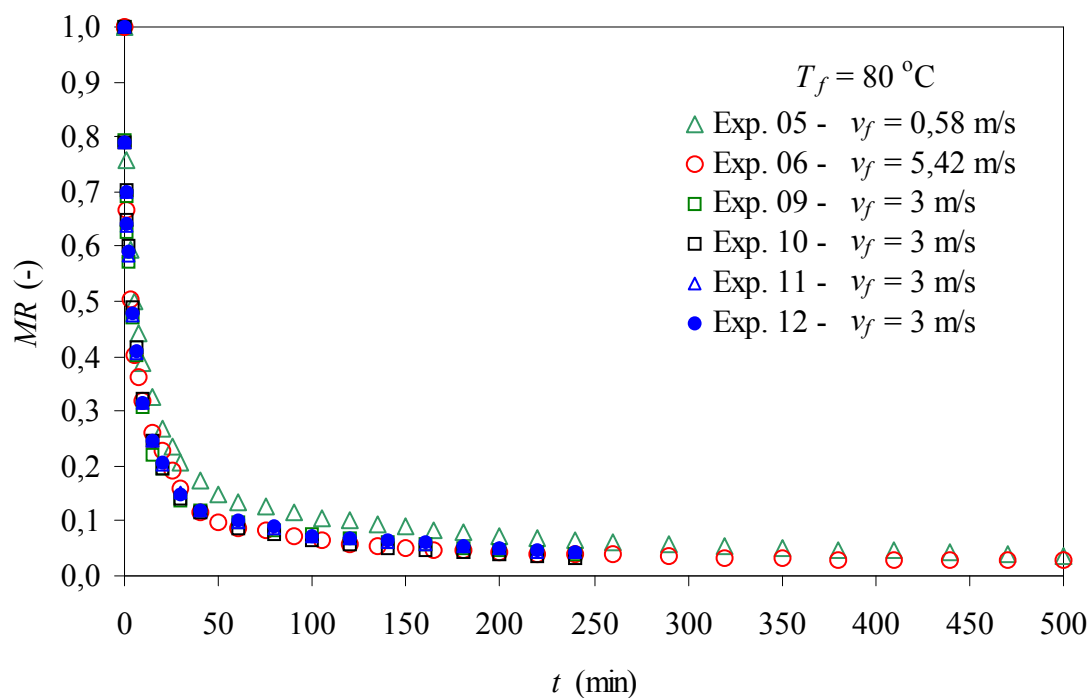


Figura V.3 – Curvas de secagem dos experimentos 5, 6, 9, 10, 11 e 12.



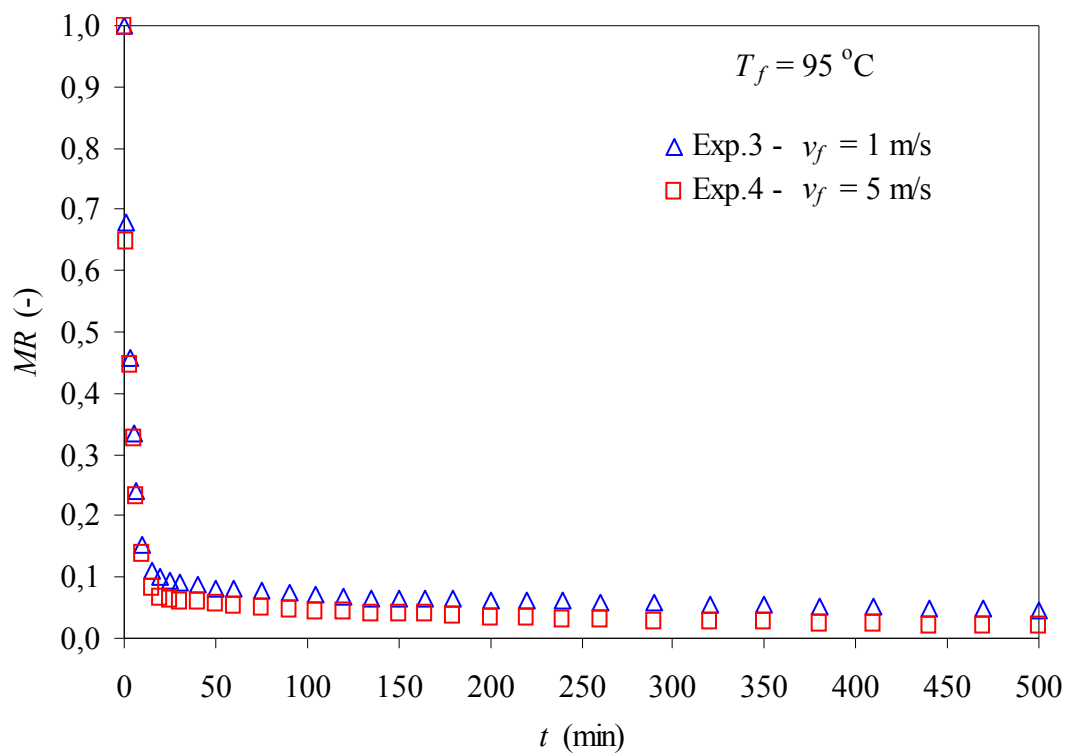


Figura V.4 – Curvas de secagem dos experimentos 3 e 4.

As Figuras V.5 a V.7 mostram a influencia da temperatura do gás nos experimentos.

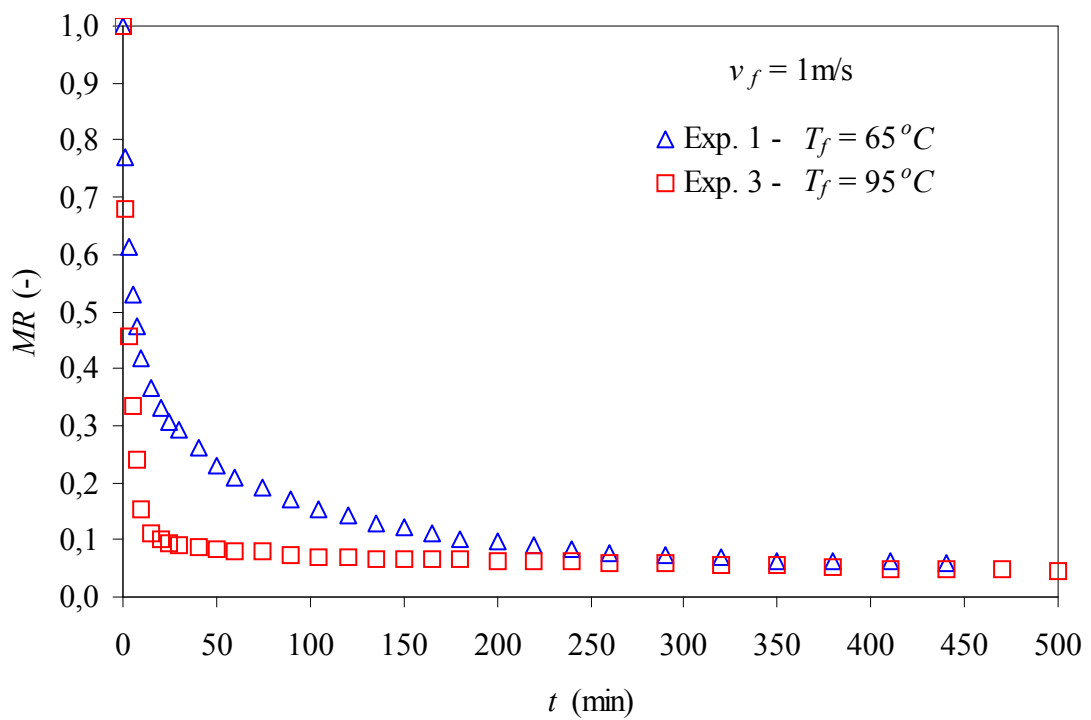


Figura V.5 – Curvas de secagem dos experimentos 1 e 3.

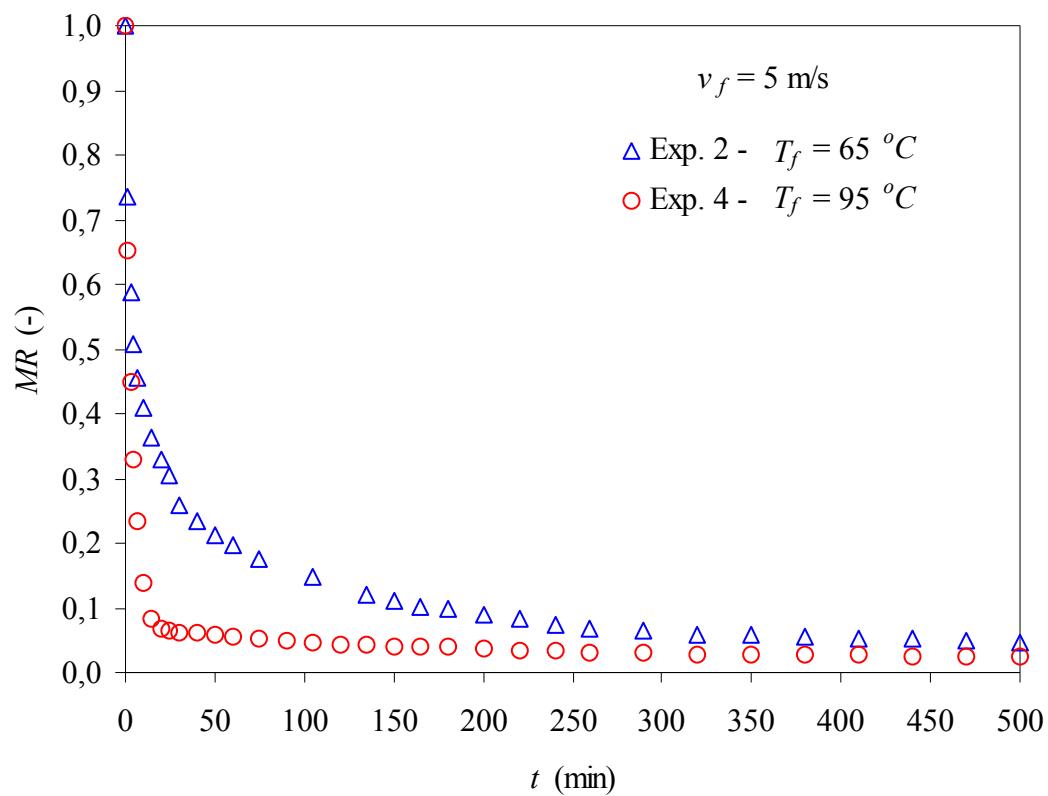


Figura V.6 – Curvas de secagem dos experimentos 2 e 4.

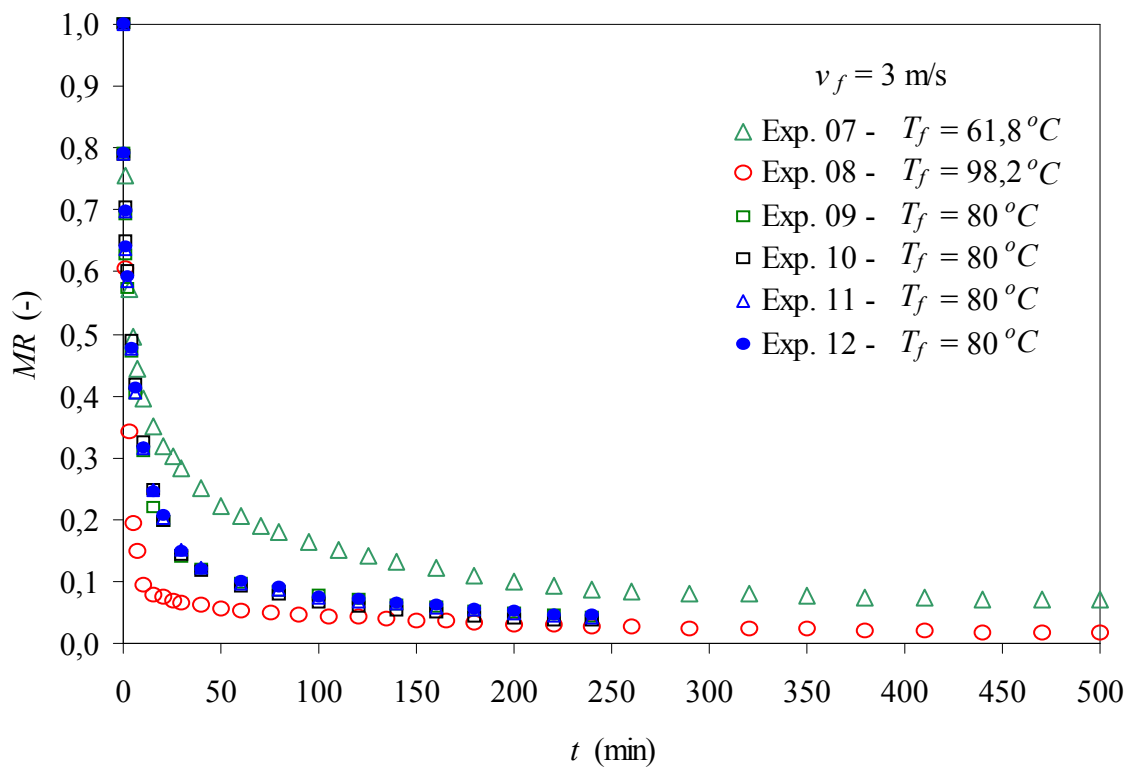


Figura V.7 – Curvas de secagem dos experimentos 7, 8, 9, 10, 11 e 12.

A Figura V.8 mostra as curvas de cinética de secagem obtidas experimentalmente para o fertilizante super-fosfato simples granulado, seguindo as condições do planejamento experimental mostrado na Tabela V.1.

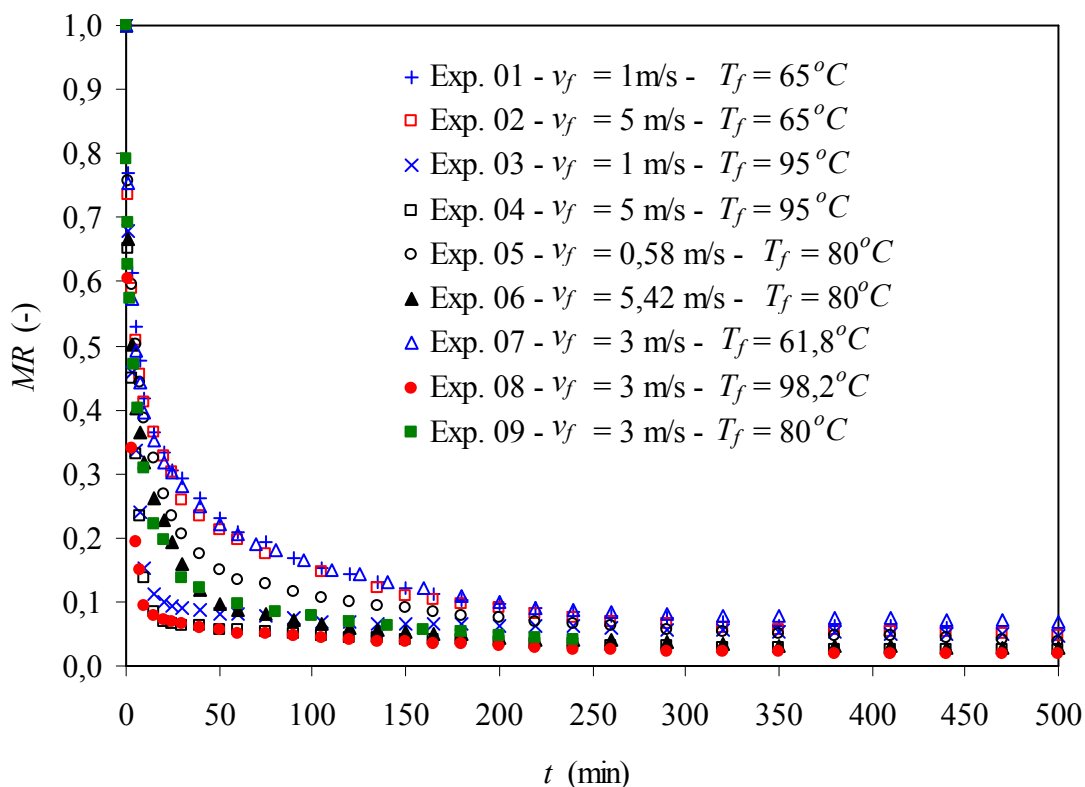


Figura V.8 – Curvas experimentais de secagem em função do tempo obtidas por meio da cinética de secagem em camada fina do fertilizante super-fosfato simples granulado.

O ajuste das equações de secagem aos dados experimentais foi realizado por meio de uma regressão não linear utilizando o *software Statistica*<sup>®</sup>, sendo os parâmetros estimados pela minimização dos quadrados dos resíduos. Os resultados dessa regressão podem ser vistos na Tabela V.2. O valor da estatística F é dado pela divisão entre o quadrado médio das respostas do modelo pelo quadrado médio dos resíduos, significando que quanto maior for o valor do teste F, maior será o nível de confiança de representação dos dados experimentais pelo modelo, BARROZO (1994). Na parte inferior da Tabela, encontram-se os valores de F tabelados para um nível de significância de 0,01. Os dados experimentais usados nesse ajuste encontram-se no Apêndice A.

Tabela V.2 – Resultados da regressão não linear para as equações de secagem.

Equação	Parâmetros	Valor	R <sup>2</sup> (%)	F
LEWIS <sup>(*)</sup> (1921)	A	0,06	82,63	11,12
	B	254,98		
BROOKER <sup>(**)</sup> (1974)	A	0,07	87,38	12,35
	B	305,92		
	C	0,79		
HENDERSON e HENDERSON (1968) <sup>(**)</sup>	A	0,07	89,00	14,32
	B	309,07		
	C	0,74		
PAGE <sup>(**)</sup> (1949)	A	0,43	97,09	55,94
	B	121,84		
	n	0,39		
OVERHULTZ <i>et al.</i> <sup>(**)</sup> (1973)	A	-2,15	97,09	55,94
	B	-310,96		
	n	0,39		

$$^{(*)}F_{(2, 352, 0,99)} = 4,66; ^{(**)}F_{(3, 351, 0,99)} = 3,84$$

As Figuras V.9 a V.10 mostram resultados típicos das curvas de cinética de secagem obtidas pela equação de PAGE (1949) ajustada, Equação (V.2), em comparação com os resultados obtidos experimentalmente para as mesmas condições de temperatura e velocidade do gás de secagem estudadas.

Do ponto de vista estatístico, as equações de PAGE (1949) e de OVERHULTZ *et al.* (1973), foram as que melhor se ajustaram aos dados de cinética de secagem do fertilizante em camada fina. Os valores de R<sup>2</sup> foram os mais elevados, indicando que 97,09 % da variabilidade dos dados foram explicadas pelas referidas equações. Os valores da estatística F e os gráficos de resíduos (apresentados nas Figuras V.11 a V.15) e dos valores observados contra preditos (apresentados nas Figuras V.16 a V.20) confirmam que os modelos de PAGE (1949) e OVERHULTZ *et al.* (1973) ajustaram-se com qualidade superior às demais equações analisadas, ao longo de toda a curva de secagem. Nas simulações do modelo que será apresentado no Capítulo VII, será usada a correlação de PAGE (1949) com os parâmetros ajustados, representada pela Equação (V.2). Tendo em vista a qualidade do ajuste, a equação de OVERHULTZ *et al.* (1973) também poderia ter sido utilizada.

$$MR = \exp \left[ -0,431 \exp \left( \frac{-121,845}{T_f} \right) t^{0,392} \right] \quad (V.2)$$

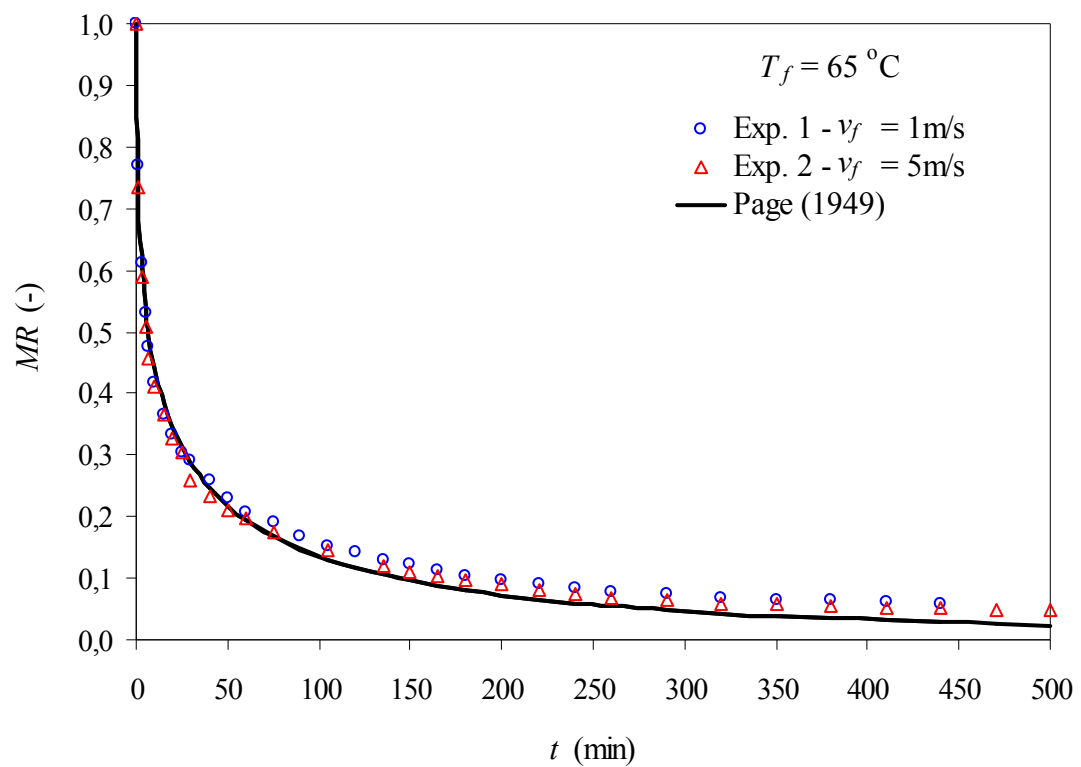


Figura V.9 – Resultados experimentais e ajustados pela equação de PAGE (1949) para os experimentos 1 e 2.

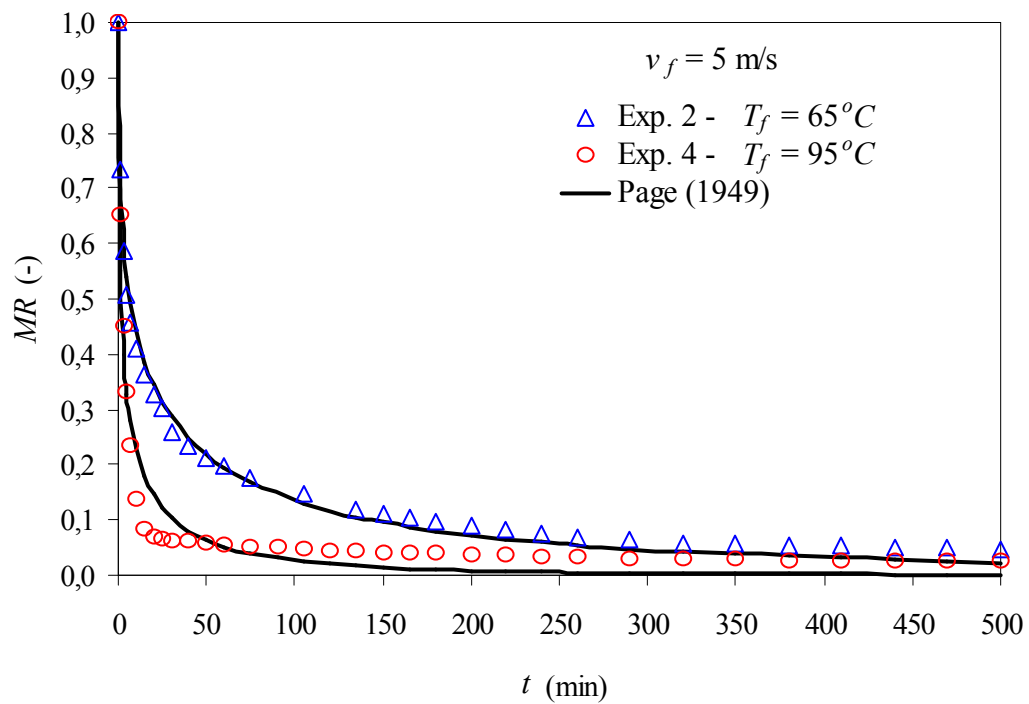


Figura V.10 – Resultados experimentais e ajustados pela equação de PAGE (1949) para os experimentos 2 e 4.

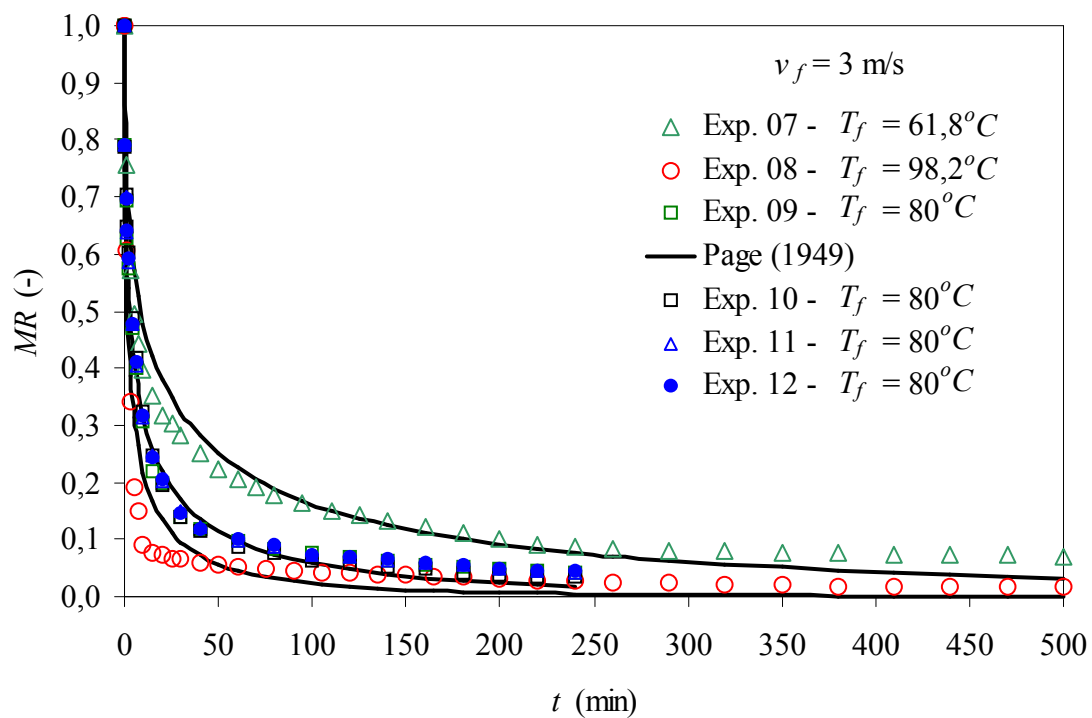


Figura V.11 – Resultados experimentais e ajustados pela equação de PAGE (1949) para os experimentos de 7 a 12.

As Figuras V.12 a V.16 mostram os gráficos dos resíduos do ajuste das equações de cinética apresentadas neste Capítulo.

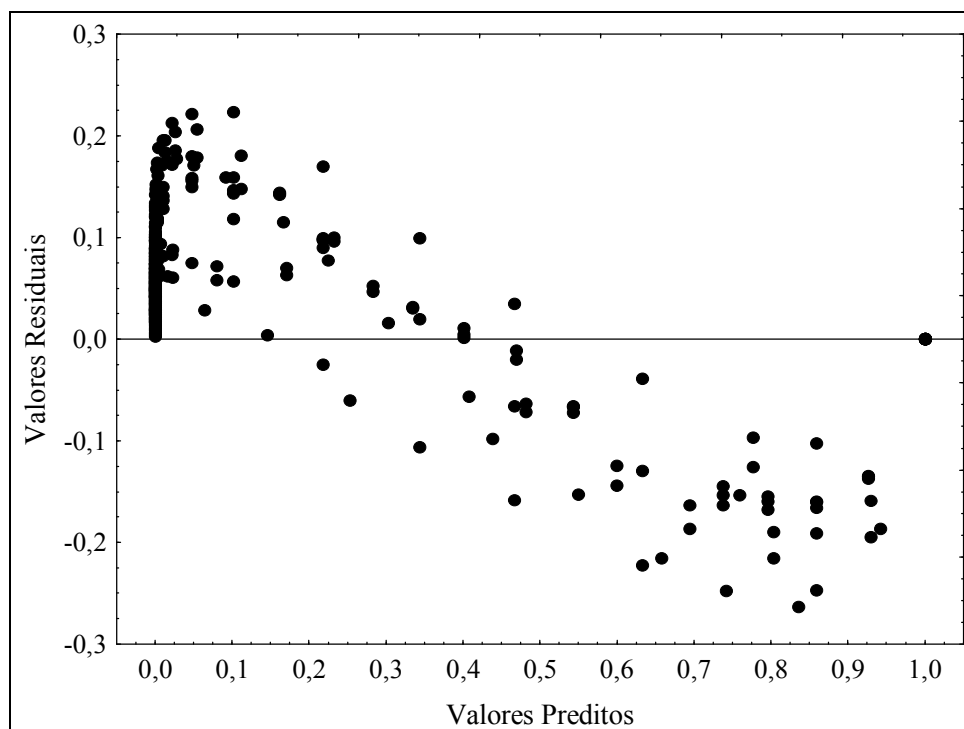


Figura V.12 – Gráfico de resíduo do ajuste da Equação de LEWIS (1921).

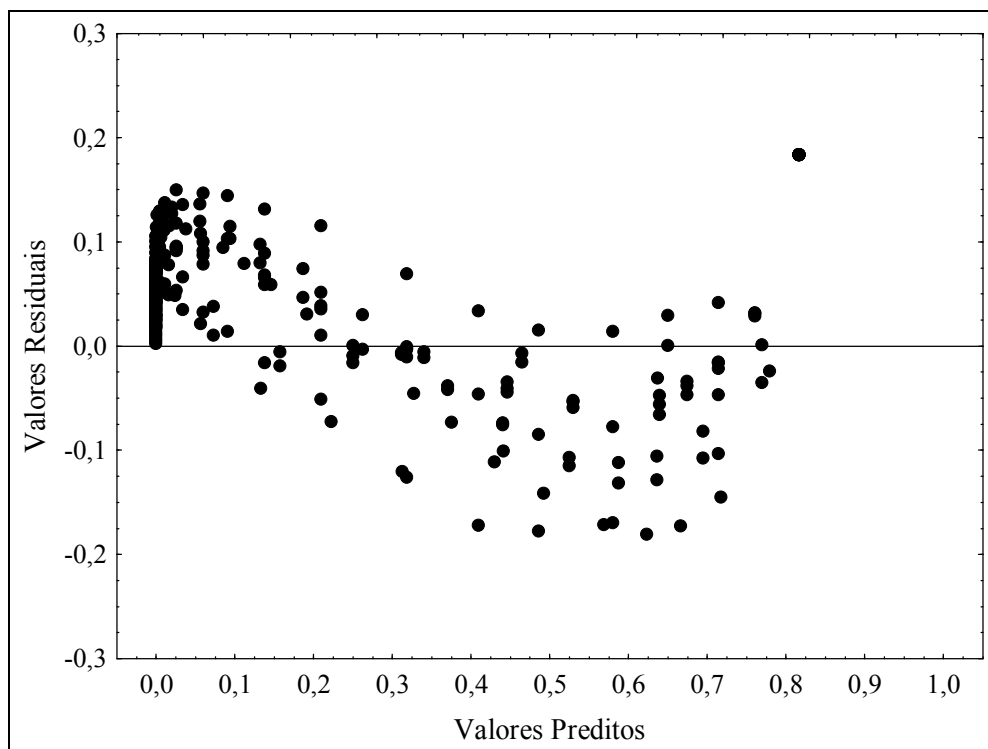


Figura V.13 – Gráfico de resíduo do ajuste da Equação de HENDERSON e HENDERSON (1968).

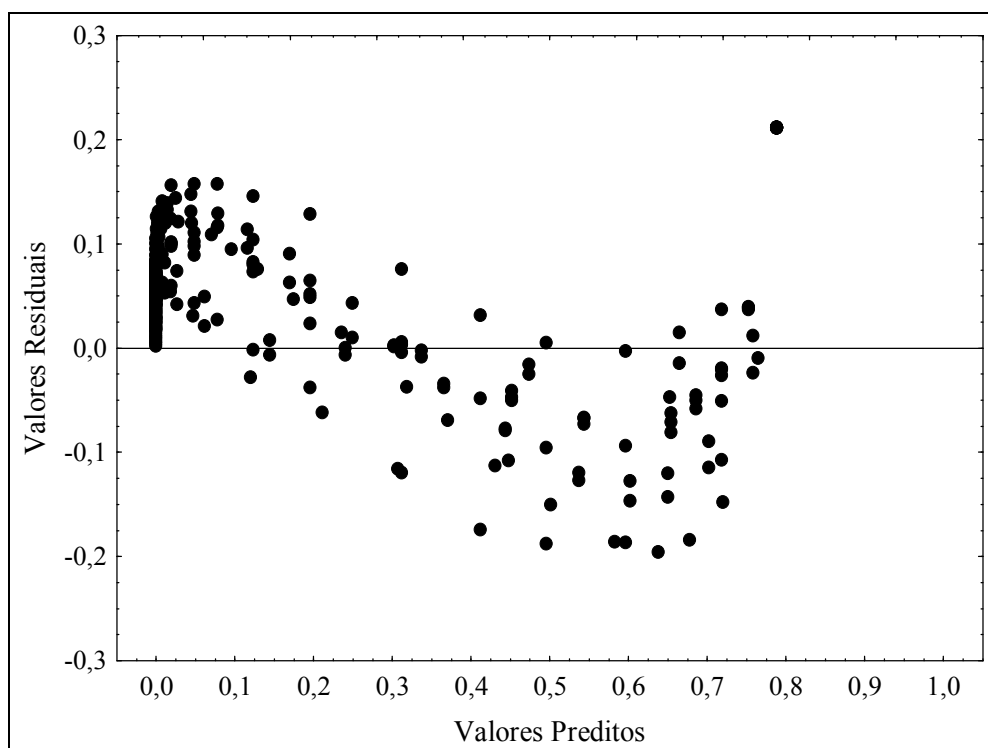


Figura V.14 – Gráfico de resíduo do ajuste da Equação de BROOKER *et al.* (1968).

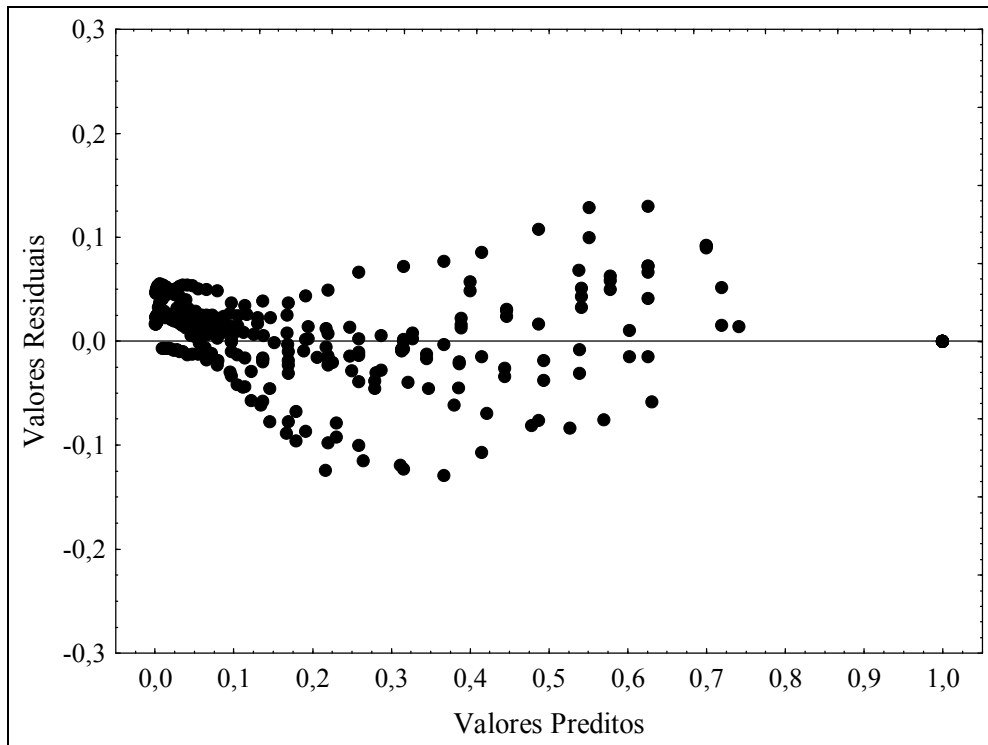


Figura V.15 – Gráfico de resíduo do ajuste da Equação de PAGE (1949).

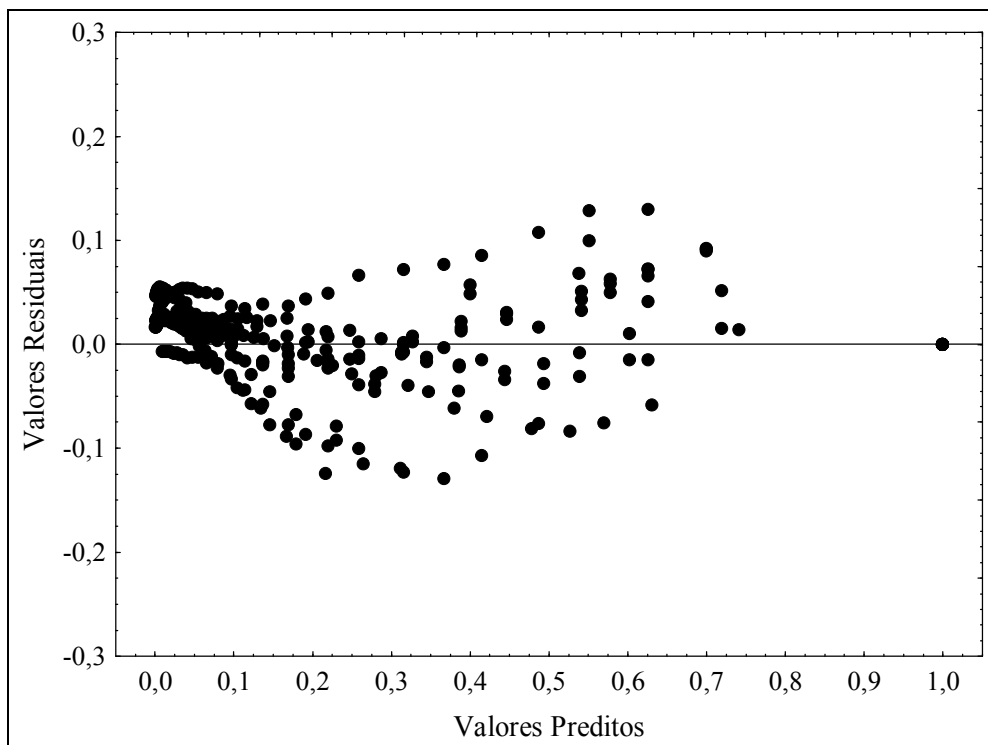


Figura V.16 – Gráfico de resíduo do ajuste da Equação de OVERHULTZ *et al.* (1973).



As Figuras V.17 a V.21 mostram os gráficos dos valores observados e os preditos pelas equações de secagem.

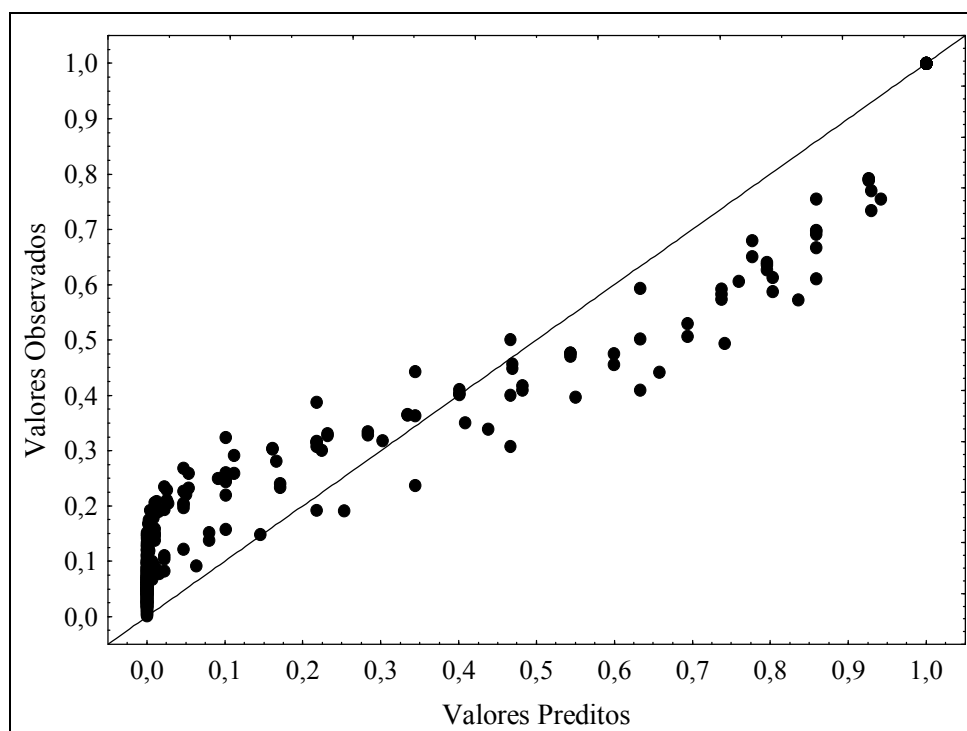


Figura V.17 – Gráfico dos valores observados e os preditos pela equação de LEWIS (1921).

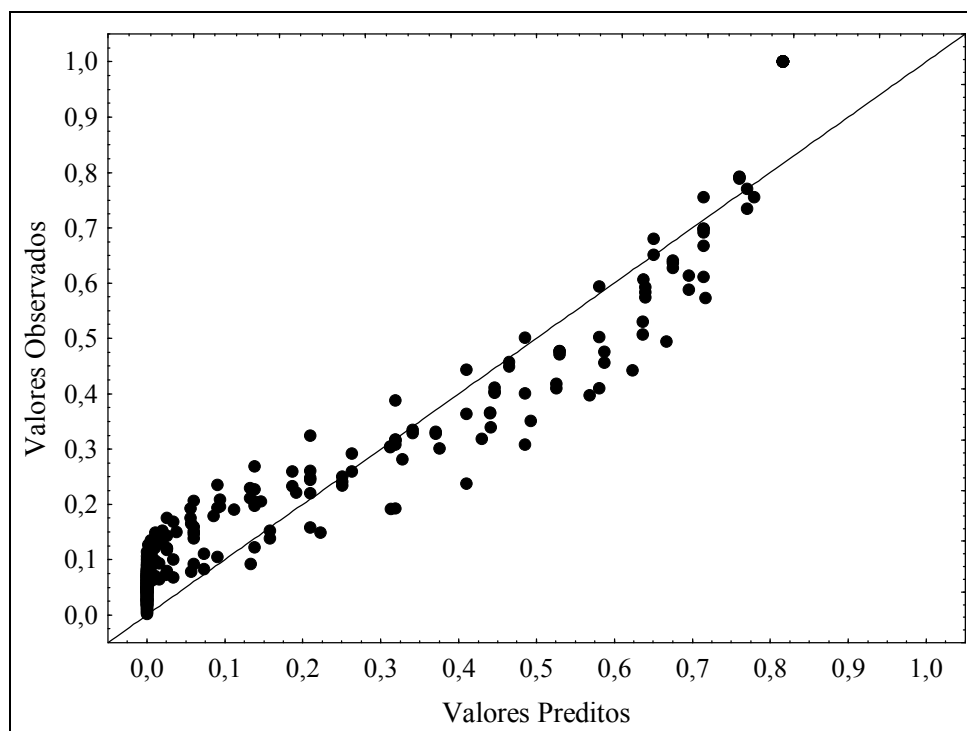


Figura V.18 – Gráfico dos valores observados e os valores preditos pela equação de HENDERSON e HENDERSON (1968).

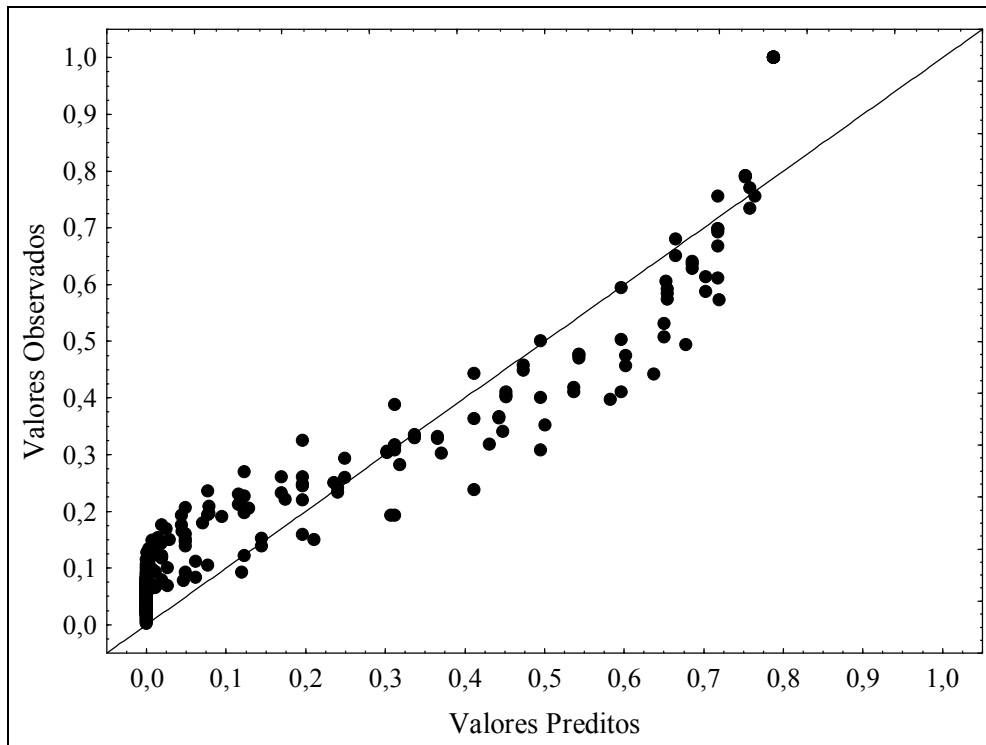


Figura V.19 – Gráfico dos valores observados e os valores preditos pela equação de BROOKER *et al.*(1974).

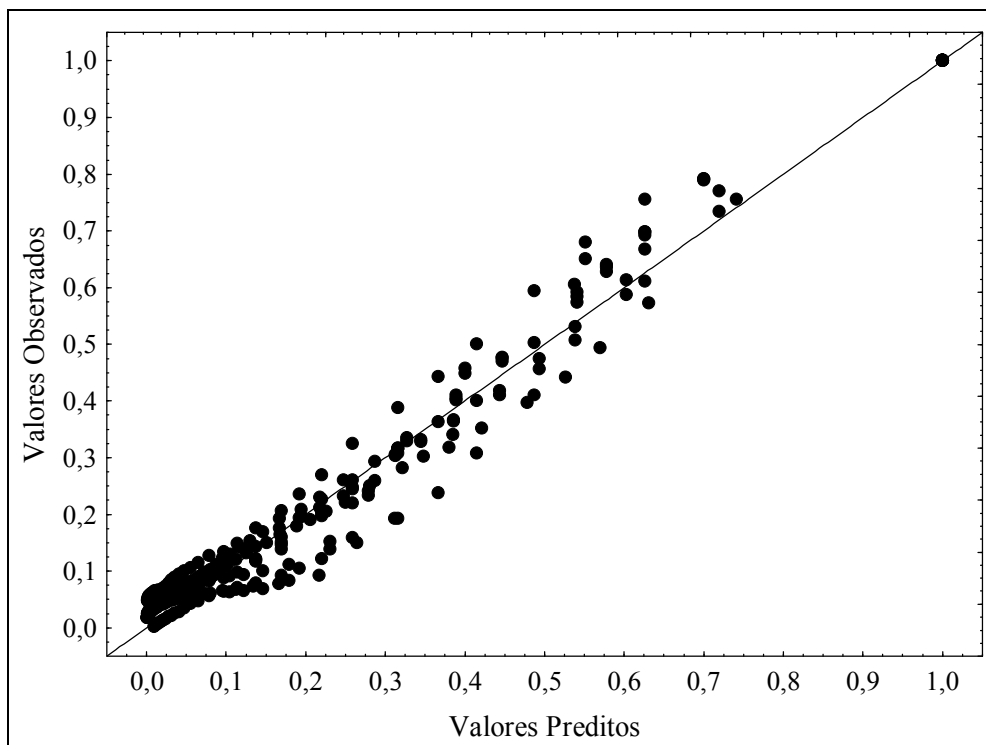


Figura V.20 – Gráfico dos valores observados e os valores preditos pela equação de PAGE (1949).

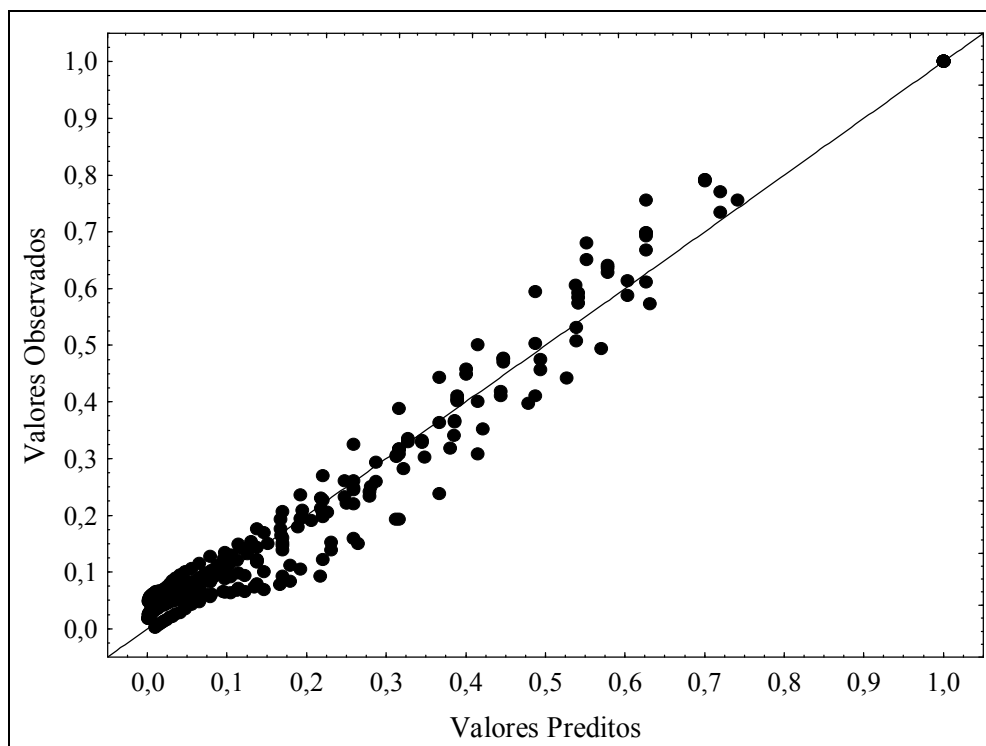


Figura V.21 – Gráfico dos valores observados e os valores preditos pela equação de OVERHULTZ *et al.* (1973).

O estudo da cinética de secagem do fertilizante super-fosfato simples granulado (SSPG) constituiu-se em uma etapa fundamental para a completa caracterização do material. As equações selecionadas a partir da discriminação das equações empíricas para umidade de equilíbrio, conforme apresentado no Capítulo IV, e das equações cinéticas de secagem, apresentada neste Capítulo, serão utilizadas como equações constitutivas no modelo matemático proposto no Capítulo VII. Este modelo tem o objetivo de descrever as distribuições de umidade e temperatura do material úmido e do ar ao longo do comprimento do secador. Antes disso, porém, um estudo de comparação de desempenho dos secadores convencional e roto-fluidizado, envolvendo todos os equipamentos analisados se torna necessário para avaliar qual a configuração mais eficiente dentro de cada classe, conforme será discutido no Capítulo VI. Com isso, os resultados simulados pelo modelo proposto serão comparados com os resultados experimentais obtidos para as configurações de maior eficiência. Esse procedimento tem o objetivo de diminuir a quantidade de experimentos, haja vista que os ensaios para obtenção das distribuições de umidade e temperatura do ar e do fertilizante ao longo do comprimento do secador demandam longos tempos.

### V.3 – CONCLUSÕES

Com base nos resultados experimentais obtidos neste Capítulo sobre o estudo da cinética de secagem pode-se afirmar que:

- A partir da análise estatística realizada, pode-se concluir que, para as condições experimentais utilizadas, as equações de PAGE (1949) e OVERHULTZ *et al.* (1973) foram as que melhor representaram os dados de cinética de secagem do fertilizante em camada fina. A análise mostrou que 97,09 % da variabilidade dos dados foram explicados pelas referidas equações. O valor do teste F também foi muito superior para estes dois modelos em relação aos dos demais, fato este reforçado pelos gráficos de resíduos dos modelos e pela comparação entre os resultados observados e preditos pelos modelos.

## CAPÍTULO VI

### COMPARAÇÃO DOS SECADORES ROTATÓRIOS: CONVENCIONAL E ROTO-FLUIDIZADO

#### VI.1 – METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Para comparação do desempenho dos secadores rotatórios convencionais com cascadeamento e os da versão roto-fluidizado, foi elaborado um planejamento experimental do tipo composto central (PCC) ortogonal (BOX *et al.*, 1978), com quatro réplicas centrais e  $\alpha=1,414$ , para analisar o efeito das variáveis velocidade e temperatura do ar de secagem e vazão de alimentação de sólido úmido. Esse planejamento é mostrado na Tabela VI.1.

Tabela VI.1 – Planejamento experimental dos ensaios de secagem do fertilizante SSP para comparação de desempenho dos secadores rotatório convencional e roto-fluidizado.

Experimento	$v_f$ (m/s)	$T_f$ (°C)	$G_{SU}$ (kg/min)
1	1,5	75	0,8
2	1,5	75	1,2
3	1,5	95	0,8
4	1,5	95	1,2
5	3,5	75	0,8
6	3,5	75	1,2
7	3,5	95	0,8
8	3,5	95	1,2
9	1,086	85	1
10	3,914	85	1
11	2,5	70,86	1
12	2,5	99,14	1
13	2,5	85	0,717
14	2,5	85	1,283
15	2,5	85	1
16	2,5	85	1
17	2,5	85	1
18	2,5	85	1

Os experimentos eram iniciados após o ajuste das variáveis às condições do ensaio estabelecidas pelo planejamento experimental. Atingidas as condições desejadas, esperava-se um tempo equivalente a dois tempos de residência dos sólidos no secador para iniciar as medidas que seriam usadas como resultado experimental do referido ensaio. Além da comparação das configurações, os dados experimentais também foram usados na determinação dos coeficientes de transferência de calor, como descrito na sequência.

Os dados experimentais para comparação dos secadores convencional e roto-fluidizado foram obtidos com o secador convencional operando com 6 suspensores, inclinação do tambor de 3° e rotação de 3,6 rpm. Estes valores foram escolhidos por corresponderem às condições de carregamento ótimo do secador convencional, conforme verificado no Capítulo III. Com isso, foi possível a comparação do tempo de residência das partículas no secador, a taxa de secagem do fertilizante, a temperatura final do sólido e do ar de secagem e o coeficiente global volumétrico de transferência de calor.

### **Medidas de Tempo de Residência**

As medidas experimentais de tempo de residência foram obtidas empregando-se traçadores, de acordo com o procedimento experimental descrito no Capítulo III.

### **Metodologia para Umedecimento do Fertilizante**

Anteriormente ao processo de secagem, o fertilizante era umidificado até a umidade inicial do experimento, geralmente entre 12 e 15 % em base seca. A água era fornecida sob a forma de névoa por um bico atomizador a lotes 5 kg de material, sob constante mistura.

### **Medidas de Umidade**

A determinação da umidade do ar na entrada e saída do secador era realizada por meio de medidas de temperaturas de bulbo seco e úmido.

A umidade dos sólidos era obtida pelo método da estufa. As amostras de fertilizantes eram colocadas em uma estufa com temperatura de  $105 \pm 2$  °C por 24 horas, sendo a massa úmida e a massa seca das amostras medidas em balança analítica digital de precisão  $10^{-4}$  g.

### **Taxa de Secagem**

A taxa de secagem foi calculada pela relação entre a quantidade de água evaporada (produto da vazão de sólidos secos pela diferença de umidade do fertilizante na entrada e saída do secador) e o tempo de residência das partículas no secador.

### Medidas de Temperatura

A temperatura do ar, na entrada e na saída do secador, era medida utilizando-se termopares de cobre-constantan, previamente calibrados em banhos termostáticos com termômetro padrão de precisão 0,05 °C. A temperatura dos sólidos, na entrada e saída, também era medida por termopares de cobre-constantan. A leitura das temperaturas era realizada com o auxílio de mostradores digitais acoplados aos termopares.

### Medidas de Vazão

A vazão do ar de secagem era medida por um anemômetro de fio quente. A vazão de sólidos foi obtida pela coleta periódica de amostra na saída do leito e pesagem em balança analítica digital de precisão  $10^{-2}$  g.

### Coeficiente Global Volumétrico de Transferência de Calor

Os valores obtidos para o coeficiente global volumétrico de transferência de calor foram obtidos por meio de balanços de massa e energia usando o secador como volume de controle. Nestes balanços foram usadas as medidas experimentais de umidade e temperatura do material e do ar, obtidas na entrada e na saída do secador. Com essas informações, pôde-se calcular a quantidade de calor transferida do ar para o material por meio da Equação (VI.1).

$$Q = U_{va} V \Delta T_{ln} \quad (\text{VI.1})$$

A quantidade de calor perdida através da parede do secador ( $Q_p$ ) pode ser calculada pela Equação (VI.2), proposta por DOUGLAS *et al.* (1993). O calor perdido através da parede do secador foi calculado como sendo a diferença entre todo o calor cedido pelo ar e o calor transferido para o sólido úmido.

$$Q_p = U_p \pi D L (T_f - T_{amb}) \quad (\text{VI.2})$$

### Comparação entre Secador Convencional e Roto-fluidizado

Com o intuito de realizar a comparação de desempenho dos secadores roto-fluidizado e convencional, inicialmente foi determinada a faixa de operação que correspondia ao ponto ótimo recomendado na literatura para projeto e operação de secadores rotatórios com cascadeamento (BAKER, 1988; PERRY e GREEN, 1999). Como descrito no Capítulo III,

para os secadores convencionais estudados neste trabalho, foi determinado que o número ideal de suspensores era 6, a inclinação do tambor de 3° e o número de rotações de 3,6 rpm. Dessa forma, o secador roto-fluidizado foi comparado com o convencional operando em condições que lhe conferem as maiores eficiências de transferência de massa e energia.

Para todas as versões de secadores rotatórios, convencionais e roto-fluidizado, foram realizadas medidas experimentais das temperaturas do sólido e do ar de secagem na entrada e na saída do secador, para cada experimento da Tabela VI.1. Com essas medidas foi possível calcular o coeficiente global volumétrico de transferência de calor do gás para a partícula. A taxa de secagem global do fertilizante em cada experimento foi determinada por meio de medidas da umidade do material na entrada e na saída do secador. Esses dados foram obtidos com diferentes configurações dos secadores, sendo duas configurações convencionais e quatro configurações para a versão roto-fluidizado. O secador convencional com suspensores de três segmentos 3x1x1 cm não foi usado nos testes de comparação por proporcionar carregamentos acima do recomendado por BAKER (1983), ou seja, com esse tipo de suspensor o secador operava com sobrecarga de material. As Tabelas VI.2 e VI.3 mostram as nomenclaturas adotadas e as características dos secadores convencionais e roto-fluidizado, respectivamente.

Tabela VI.2 – Nomenclatura e características dos secadores rotatórios com cascadeamento.

Nomenclatura	$L_1$ (cm)	$L_2$ (cm)	$L_3$ (cm)	$\alpha_A$ (°)	$\alpha_B$ (°)	Profundidade
3 segmentos – 2x0,7x0,7 cm	2,0	0,7	0,7	135	135	D/12
2 segmentos – 3x1 cm	3,0	1,0	-	-	135	D/8

Tabela VI.3 – Nomenclatura e características dos secadores da versão roto-fluidizado.

Nomenclatura	Características do secador
Roto 09 mm	Todos os mini-tubos com 9 mm de diâmetro interno cada.
Roto 20 mm	Todos os mini-tubos com 20 mm de diâmetro interno cada.
Roto 9-20 mm	Versão híbrida: primeira metade dos mini-tubos com 9 mm de diâmetro interno e segunda metade com 20 mm de diâmetro interno.
Roto 20-9 mm	Versão híbrida: primeira metade dos mini-tubos com 20 mm de diâmetro interno e segunda metade com 9 mm de diâmetro interno.



## VI. 2 – RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Os resultados experimentais obtidos para os secadores rotatórios convencional e roto-fluidizado, na comparação de desempenho, podem ser vistos no Apendice B. A análise global desses resultados mostrou que o secador do tipo roto-fluidizado apresentou, em todos os aspectos analisados, uma significativa melhora de desempenho, como discutido a seguir.

### Tempo de Residência

A Figura VI.1 mostra a comparação entre os tempos médios de residência obtidos em cada experimento da Tabela VI.1, para as configurações de secador rotatório estudadas nesta etapa do trabalho. De acordo com os resultados experimentais, foi observado que os secadores roto-fluidizados apresentaram tempos de residência em média 48 % menores que os obtidos com as configurações convencionais. Isso implica em acréscimo da capacidade de processamento do secador roto-fluidizado em relação à versão convencional. Essa redução no tempo de residência se deve ao fato da distribuição de ar no fundo do tambor do secador roto-fluidizado favorecer o escoamento do material particulado. Além disso, nos secadores convencionais com cascadeamento, ocorre, simultaneamente, a retenção de material nos suspensores e o arraste das partículas promovido pelo ar escoando em contracorrente. Estes são os principais responsáveis pelo aumento do tempo de retenção das partículas no interior do equipamento.

Entre os secadores roto-fluidizado foi observado que o aumento da velocidade do ar na linha proporciona redução no tempo de residência das partículas. Isto também pode ser observado comparando os experimentos de 1 a 4 com os experimentos de 5 a 8, em que a velocidade do ar foi elevada de 1,5 para 3,5 m/s. O mesmo comportamento ocorre com os experimentos 9 e 10 em que a velocidade foi aumentada de 1,086 para 3,914 m/s, respectivamente. Isto ocorre porque, analogamente aos secadores convencionais operando com sentido de fluxo concorrente, nos secadores roto-fluidizado o ar tende a ser desviado no mesmo sentido de escoamento do sólido e, com isso, o aumento da velocidade do ar proporciona maior arraste das partículas nesse sentido e diminui o tempo de residência das mesmas no secador roto-fluidizado. Isto explica também o fato do Roto 09 mm ter apresentado tempos de residência, em média, 16 % menores que os observados para Roto 20 mm.

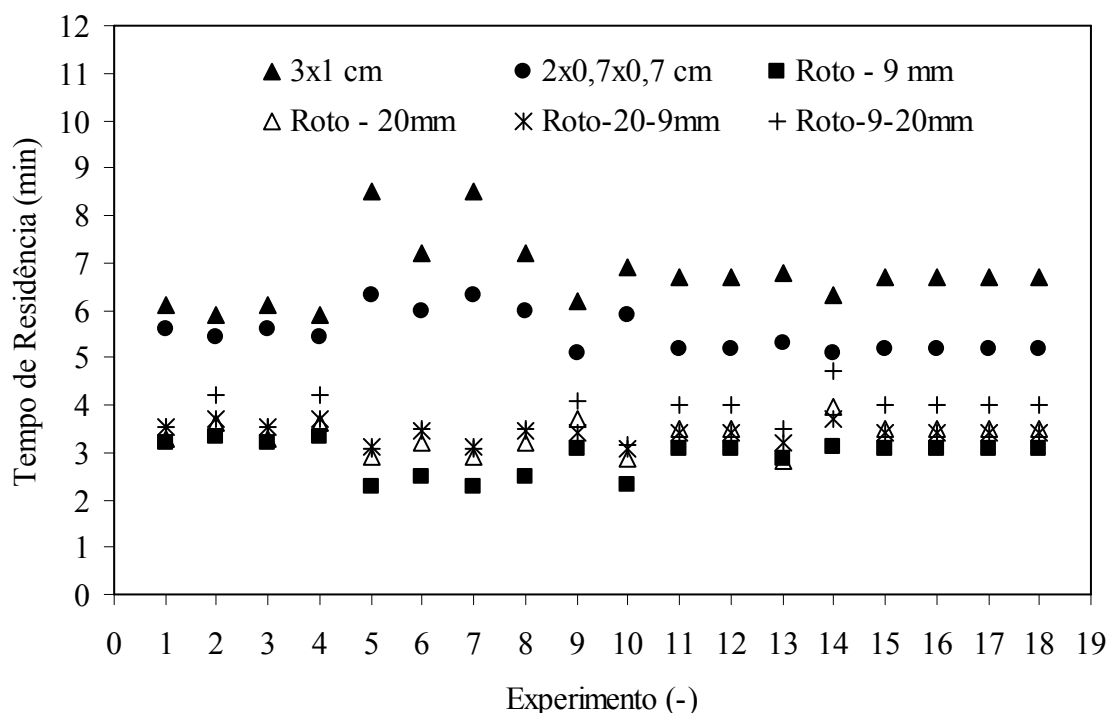


Figura VI.1 – Tempos de residência obtidos experimentalmente para todos os secadores, convencionais e roto-fluidizados.

Com relação às versões híbridas do secador roto-fluidizado, o Roto 20-9 mm apresentou tempos de residência em média 19 % maiores que os do Roto 9 mm, com valores muito próximos aos do roto 20 mm. O roto 9-20 mm, por sua vez, obteve tempos de residência em média 31 % superiores aos do Roto 9 mm. Além disso, foi observado que as versões híbridas proporcionaram carregamentos diferentes em cada etapa de mini-tubos, sendo que a carga de material tendia a escoar mais rapidamente na região em que se localizavam os tubos maiores. Isto ocorre porque, nas versões híbridas, a seção onde eram usados tubos de 9 mm a vazão de ar era muito inferior à observada na parte montada com tubos de 20 mm, por onde saía a maior parcela do ar alimentado devido à baixa restrição oferecida em relação aos tubos de 9 mm., como mostrado e discutido na Figura III.19 do Capítulo III. Com isso, quando o material atravessava a região com tubos de 9 mm o escoamento era mais lento devido a baixa velocidade do ar na saída desses tubos, o que conduzia a um maior acúmulo de material nessa parte do secador. Isso propiciava retenção de sólidos na seção com tubos de 9 mm e acarretava em aumento do tempo de residência em relação às versões não híbridas do secador roto-fluidizado.

### Taxa de Secagem

A Figura VI.2 mostra os resultados globais de taxa de secagem obtidos em cada experimento, para os secadores estudados.

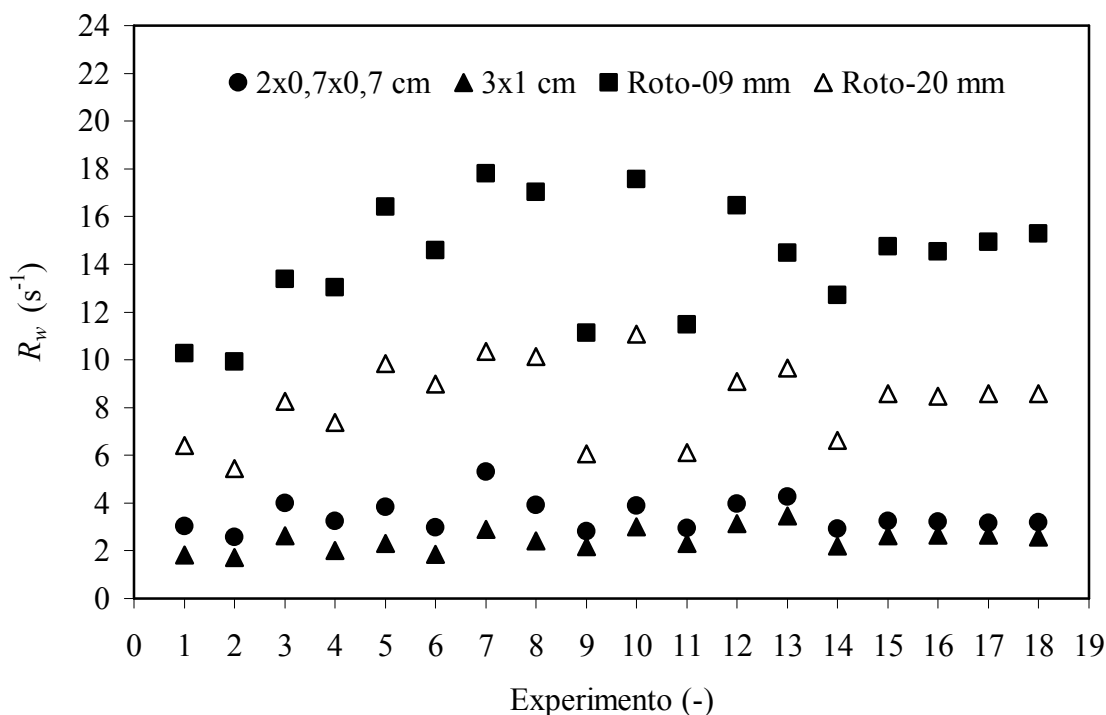


Figura VI.2 – Taxas de secagem globais obtidas experimentalmente para as configurações de secador rotatório estudadas.

Com base nos resultados experimentais mostrados na Figura VI.2, foi observado que, para os secadores convencionais, a versão equipada com suspensores de três segmentos foi a que proporcionou os maiores valores globais de taxa de secagem. Isto já era esperado, pois, conforme apresentado no Capítulo III, essa geometria de suspensor promove um melhor espalhamento do material através da seção transversal do secador, melhorando desta forma o contato entre os gases quentes e o material particulado.

Os secadores do tipo roto-fluidizado apresentaram taxas de secagem variando de 3,1 a 4,9 vezes maiores que as obtidas com as versões convencionais do secador rotatório, para as mesmas condições de operação. Esse acréscimo na taxa de secagem deve-se ao fato de que, no secador roto-fluidizado, o material permanece em contato com o ar quente do momento em que entra no tambor, até a sua saída. Esse resultado, somado com a sensível redução no tempo de residência, obtida com o roto-fluidizado, evidencia a melhora na eficiência de transferência de massa entre gás e sólido úmido na nova configuração.

### Variação na Temperatura do Sólido

A Figura VI.3 mostra resultados da diferença entre as temperaturas de entrada e saída do sólido nos experimentos realizados com todas as configurações de secadores estudadas nesta etapa. Pode-se observar que, entre as versões convencionais, o secador, operando com suspensores de três segmentos, foi o que obteve maior aquecimento dos sólidos. Este resultado confirma a análise feita no Capítulo III, que, para o secador convencional, a configuração com três segmentos é aquela que promove um melhor contato fluido-partícula, devido ao melhor espalhamento do material através da seção transversal do secador. Entretanto, os secadores do tipo roto-fluidizado apresentaram variações de temperatura de 1,7 a 3,3 vezes maiores que nas versões convencionais. Tal fato, assim como observado para a taxa de secagem, é reflexo direto da melhor eficiência de troca térmica entre os gases quentes e o sólido úmido nesta nova configuração, que proporciona um aumento do tempo de contato efetivo gás-partícula.

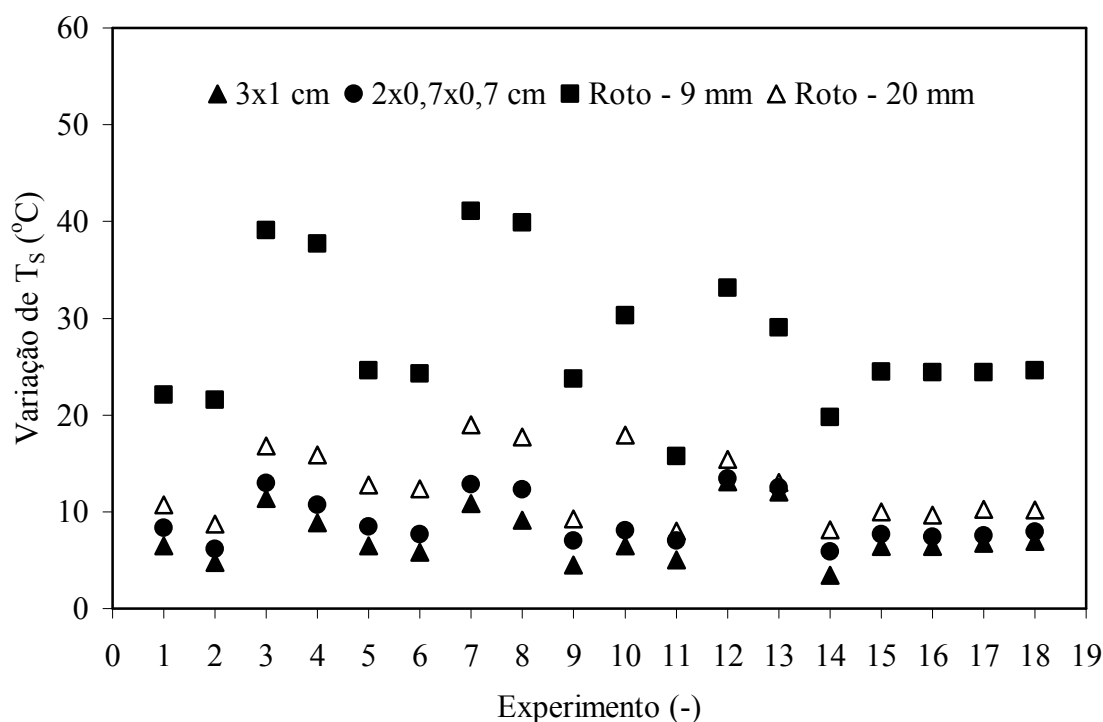


Figura VI.3 – Diferença entre a temperatura do sólido na entrada e na saída do secador em cada experimento, para as quatro versões principais do secador rotatório.

### Variação na Temperatura do Ar

A Figura VI.4 mostra a temperatura do ar que deixa o secador e a Figura VI.5 apresenta a variação de temperatura do ar em cada experimento.

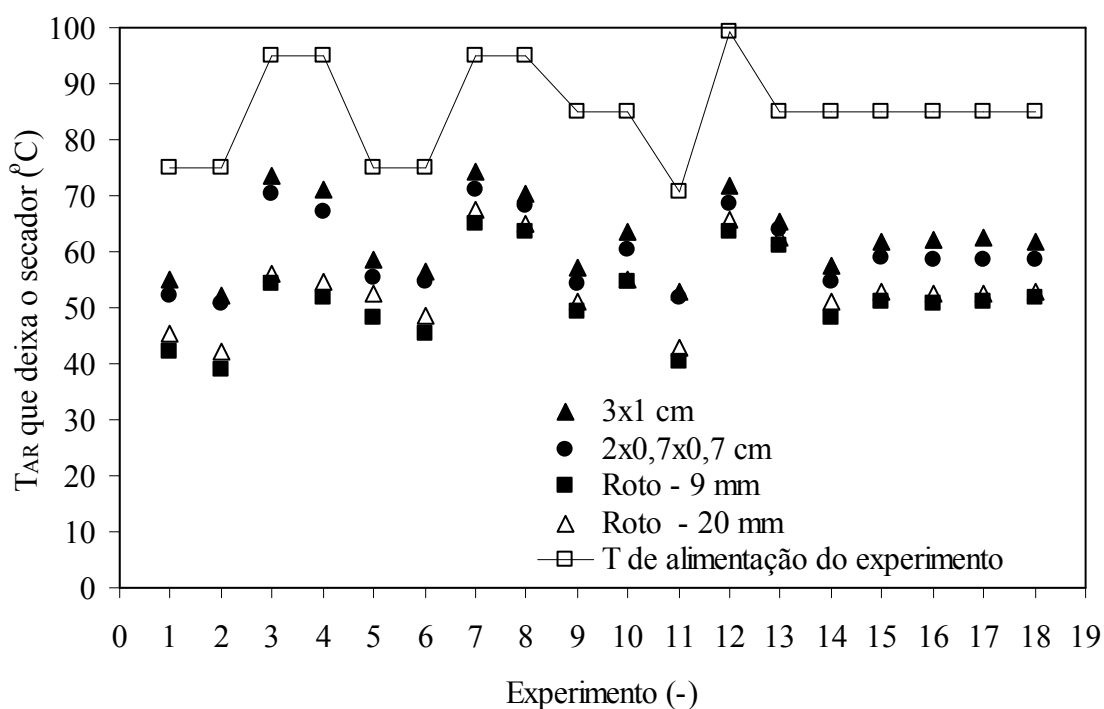


Figura VI.4 – Temperatura do ar que deixa o secador em cada experimento.

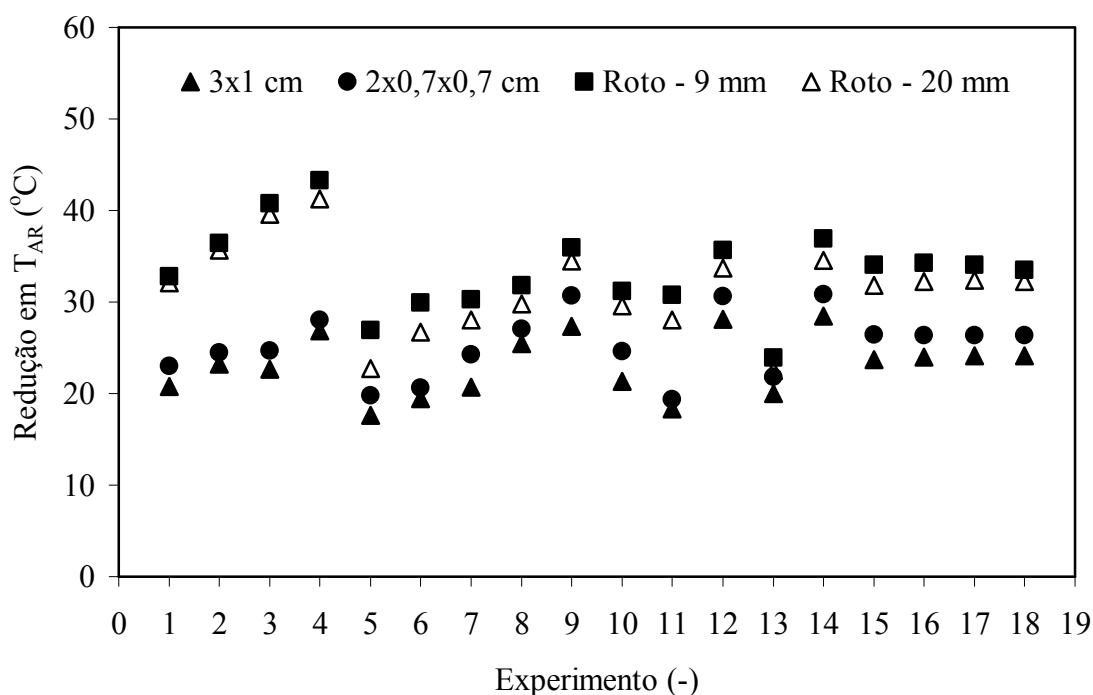


Figura VI.5 – Diferença entre a temperatura do ar na entrada e na saída do secador em cada experimento para os quatro equipamentos.

As variações de temperatura do ar foram de 1,1 a 1,7 vezes superiores nas versões do secador roto-fluidizado, quando comparadas com as variações obtidas nas configurações

convencionais. Esse fato tem relação direta com as melhores condições para a transferência de calor observada nos secadores roto-fluidizados, conforme analisado anteriormente sobre o tempo efetivo de contato gás-partícula.

### **Coefficiente Global Volumétrico de Transferência de Calor**

A Figura VI.6 mostra os resultados obtidos do coeficiente global volumétrico de transferência de calor para os secadores convencionais e roto-fluidizados. Os resultados experimentais evidenciam que, o secador roto-fluidizado com mini-tubos de 9 mm, foi a configuração que obteve maiores eficiências de troca térmica. Quando esta configuração foi comparada com a versão convencional na sua melhor configuração, foram observados acréscimos de 2,1 a 4,4 vezes no coeficiente global volumétrico de transferência de calor. Essa melhoria na eficiência da transferência de calor com o uso do secador roto-fluidizado se deve, principalmente, ao aumento no tempo efetivo de contato entre os gases quentes e os sólidos úmidos. No secador roto-fluidizado, este tempo de contato corresponde ao próprio tempo de residência das partículas no secador, enquanto, no secador convencional, a troca de calor ocorre principalmente durante o tempo em que as partículas estão caindo dos suspensores.

Com base nos resultados experimentais, dentre os equipamentos estudados nesse trabalho, o secador roto-fluidizado Roto 09 mm foi o que mais se destacou, obtendo os maiores valores de taxa de secagem e as maiores variações nas temperaturas do sólido e do ar de secagem e com os menores tempos de residência das partículas no interior do secador. Isso leva a crer que a redução no diâmetro e o aumento no número de mini-tubos do secador roto-fluidizado favorecem o processo de secagem, devido ao acréscimo da área de contato entre o material úmido e os gases quentes.

Com as medidas experimentais de temperatura e umidade do ar e do fertilizante na entrada e saída do secador convencional com cascadeamento e do roto-fluidizado foi possível fazer o ajuste das equações empíricas para os coeficientes globais de transferência de calor. Assim, a Equação (II.78), proposta por FRIEDMAN e MARSHALL (1949b) e a Equação (II.81) proposta por MYKLESTAD (1963), para o coeficiente global volumétrico de transferência de calor ( $U_{va}$ ) e para o coeficiente de calor perdido ( $U_P$ ), respectivamente, foram ajustadas aos dados experimentais e usadas nos cálculos das distribuições de temperatura e umidade no interior do secador, como será apresentado no Capítulo VII. Os parâmetros dessas equações foram estimados por regressão não linear utilizando o software Statística<sup>®</sup>, sendo os

parâmetros estimados pela minimização dos quadrados dos resíduos. Os valores dos parâmetros dessas equações são mostrados na Tabela VI.4.

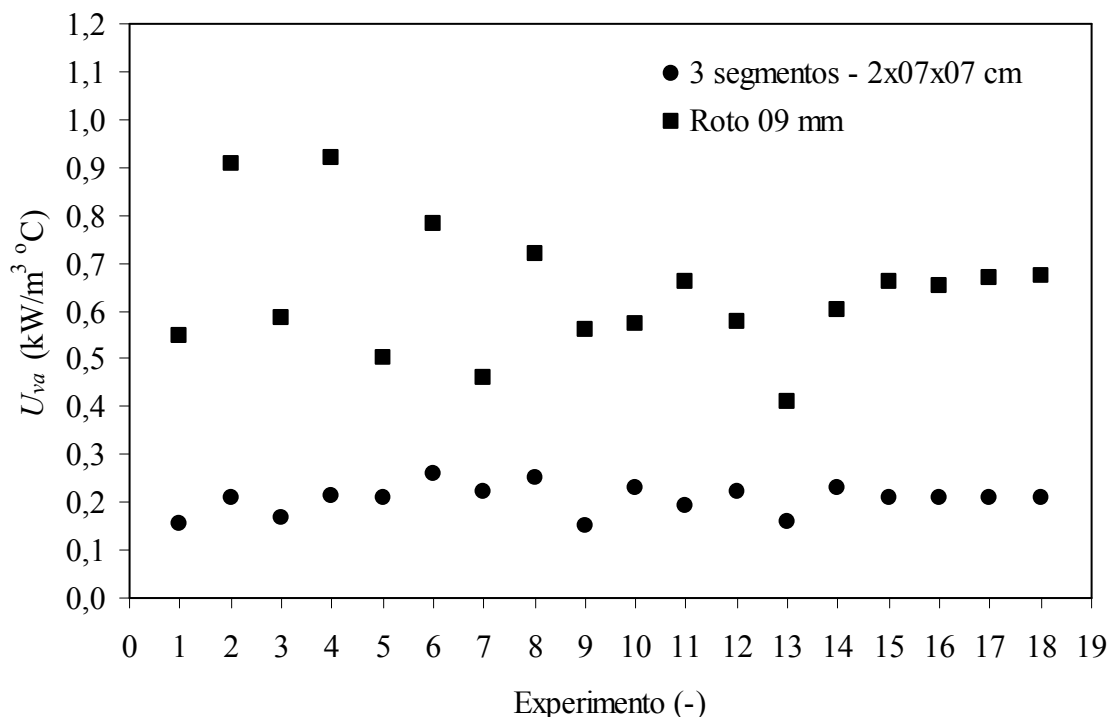


Figura VI.6 – Coeficiente global volumétrico de transferência de calor dos secadores convencional e roto-fluidizado.

Tabela VI.4 – Parâmetros das equações de FRIEDMAN e MARSHALL (1949b) e MYKLESTAD (1963) para  $U_{va}$  e  $U_P$ , com  $G_f$  e  $G_S$  em kg/s.

	$U_{va}$ (kJ/m³s°C)				$U_P$ (kJ/m²s°C)		
	$k$	$m$	$n$	$R^2$ (%)	$k_P$	$m_P$	$R^2$ (%)
2x0,7x0,7cm	3,535	0,289	0,541	89,13	0,227	0,879	67,13
Roto-09mm	63,235	-0,080	1,120	86,24	0,362	1,096	70,98

O coeficiente global volumétrico de transferência de calor ( $U_{va}$ ) e o coeficiente de calor perdido ( $U_P$ ) para o secador rotatório convencional com suspensores 2x0,7x0,7 cm, obtidos pelo ajuste dos dados experimentais, são apresentados nas Equações (VI.3) e (VI.4).

$$U_{va} = 3,535G_f^{0,289}G_S^{0,541} \quad (VI.3)$$

$$U_P = 0,227G_f^{0,879} \quad (\text{VI.4})$$

Para os secador roto-fluidizado Roto-09 mm, as expressões para o cálculo desses coeficientes são apresentados nas Equações (VI.5) e (VI.6):

$$U_{va} = 29,765G_f^{-0,129}G_S^{0,968} \quad (\text{VI.5})$$

$$U_P = 0,387G_f^{1,148} \quad (\text{VI.6})$$

Os gráficos dos valores experimentais contra os preditos para o coeficiente global volumétrico de transferência de calor ( $U_{va}$ ) podem ser vistos nas Figuras VI.7 e VI.8. Nesse ajuste,  $G_f$  e  $G_{SU}$  foram utilizados em kg/s e em base seca.

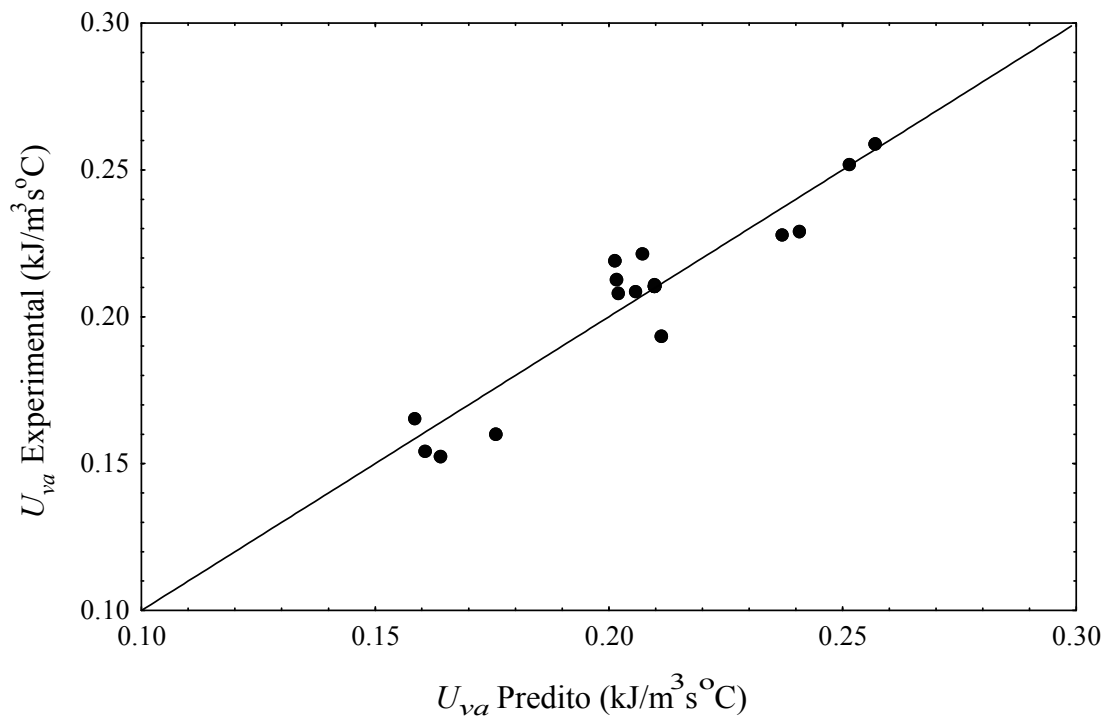


Figura VI.7 – Valores observados contra preditos pela equação de FRIEDMAN e MARSHALL (1949b), para o coeficiente global volumétrico de transferência de calor em secador rotatório convencional com suspensores 2x0,7x0,7 cm.



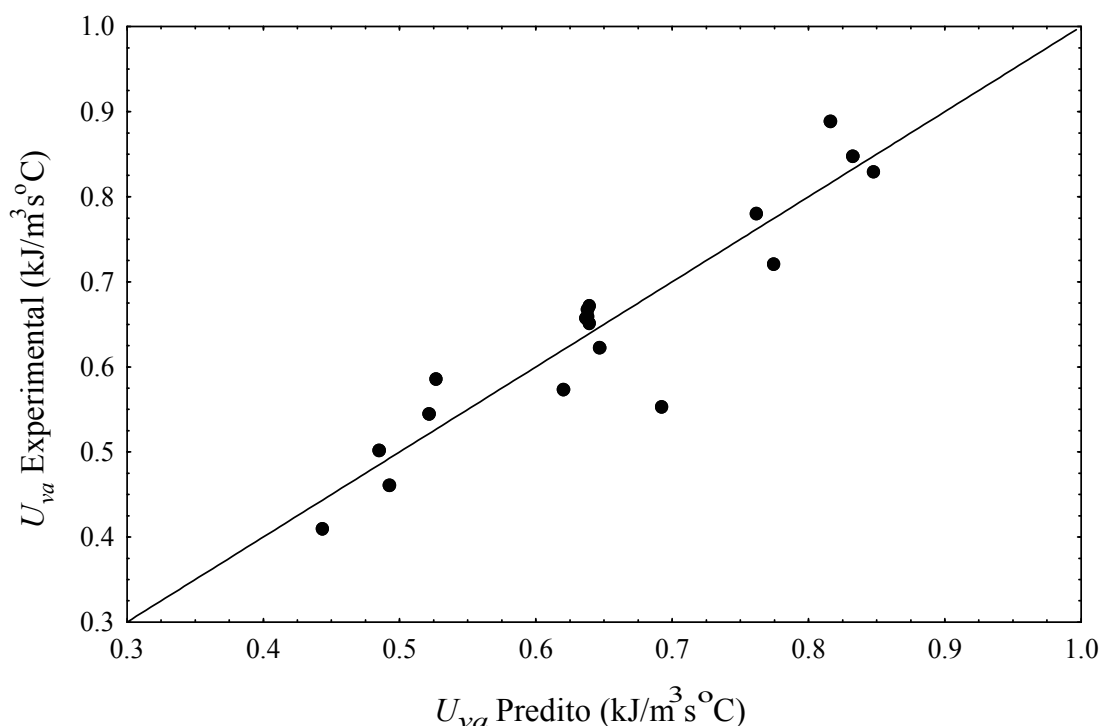


Figura VI.8 – Valores observados contra preditos pela equação de FRIEDMAN e MARSHALL (1949b), para o coeficiente global volumétrico de transferência de calor para o secador roto-fluidizado Roto-09 mm.

Diante da análise dos resultados experimentais globais de taxa de secagem e variações de temperatura do ar e do fertilizante, para as configurações convencional e roto-fluidizado, torna-se interessante estudar como ocorrem essas variações dentro do equipamento. Isso pode ser feito experimentalmente, bem como por simulação, com o auxílio da modelagem do processo de transferência simultânea de calor e massa. Este assunto será tratado no próximo Capítulo.

### VI.3 – CONCLUSÕES

Baseado nos resultados experimentais apresentados neste Capítulo pode-se concluir que:

- Os secadores roto-fluidizado apresentaram tempos de residência das partículas em média 48 % menores comparados com os secadores convencionais, levando a um aumento da capacidade de processamento em relação ao convencional,
- As versões do secador roto-fluidizado obtiveram taxas de secagem de 3,1 a 4,9 vezes maiores que as obtidas com as versões convencionais operando nas suas condições

ótimas principalmente. Esse acréscimo deve-se ao aumento no tempo efetivo de contato gás-partícula, que foi muito superior comparada com o observado para as versões convencionais,

- Similarmente à taxa de secagem do fertilizante, as variações na temperatura do sólido após o processamento foram de 1,7 a 3,3 vezes maiores nas versões roto-fluidizados, em relação aos secadores convencionais operando nas mesmas condições experimentais,
- Em decorrência das variações nas temperaturas do sólido, as reduções na temperatura do ar foram de 1,1 a 1,7 vezes superiores nas versões do secador roto-fluidizados, quando comparadas com as variações obtidas nas configurações convencionais,
- Os coeficientes globais volumétricos de transferência de calor foram de 2,1 a 4,4 vezes superiores nos secadores roto-fluidizados quando comparados ao secador convencional,
- Dentre todos os secadores convencionais e roto-fluidizados estudados, o modelo Roto 09 mm foi o que apresentou o melhor desempenho, com os mais elevados valores de taxa de secagem e transferência de calor, e com os menores tempos de residência,
- A modificação proposta para substituir o sistema convencional com suspensores pela configuração roto-fluidizado proporcionou uma melhoria significativa no desempenho geral do secador rotatório, proporcionando um aumento considerável nas eficiências de transferência de massa e energia gás-partícula.

## CAPÍTULO VII

### MODELAGEM DA TRANSFERÊNCIA SIMULTÂNEA DE MASSA E ENERGIA EM SECADORES ROTATÓRIOS

#### VII.1 – MODELO

Com vistas à descrição das distribuições de umidade e temperatura do ar e do material úmido ao longo do comprimento do secador rotatório, foi desenvolvido um modelo geral que pudesse ser aplicado para qualquer tipo de material particulado e tanto para secadores rotatórios com cascadeamento quanto para o secador roto-fluidizado. Esse modelo é baseado nas características fluidodinâmicas do equipamento, discutidas no Capítulo III, e também do material, apresentadas nos Capítulos IV e V. A Figura VII.1 mostra o esquema do elemento infinitesimal de volume de um secador rotatório operando com fluxo contracorrente, sobre o qual foram realizados os balanços de massa e energia que deram origem a um sistema de equações diferenciais que devem ser resolvidas simultaneamente para as variáveis envolvidas no processo de secagem de materiais particulados, neste tipo de secador.

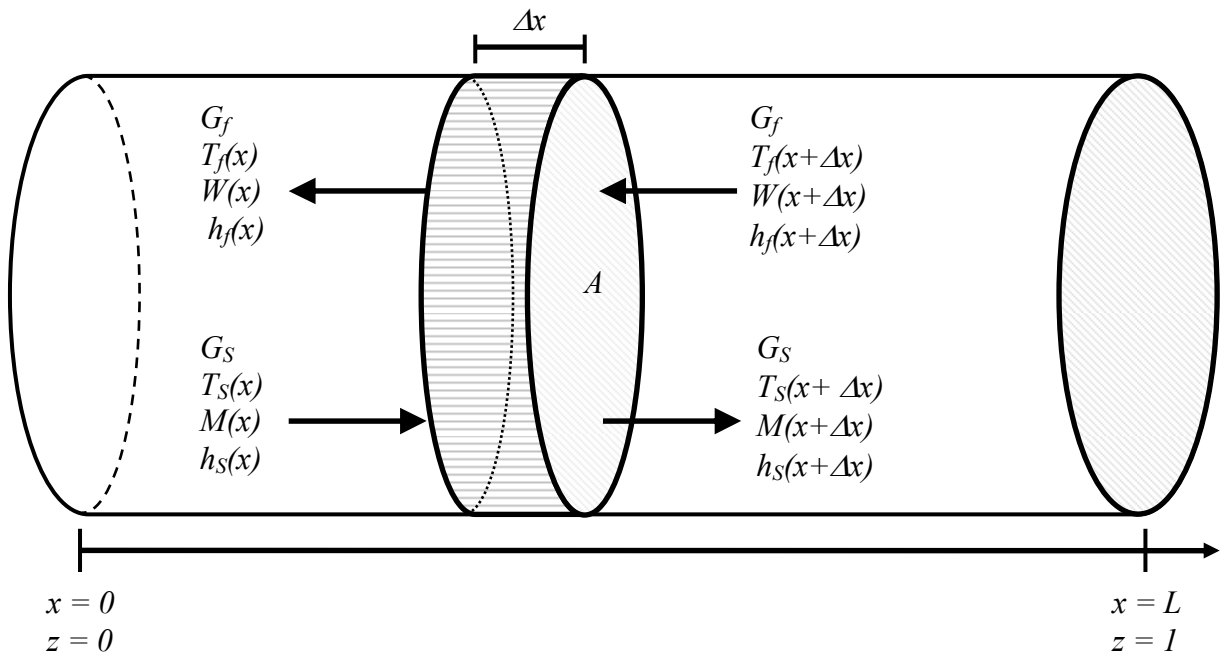


Figura VII.1 – Esquema do elemento infinitesimal de volume do secador rotatório operando com fluxo contracorrente.

Suposições adotadas para o desenvolvimento do modelo:

- A velocidade de escoamento do sólido ao longo do tambor é constante.
- A taxa de secagem é avaliada no elemento infinitesimal de volume do secador.
- As propriedades termodinâmicas do material e do ar são constantes ao longo do secador.
- O formato das partículas não se altera durante a secagem.
- As propriedades físicas do sólido não se alteram.
- As condições experimentais iniciais de vazão, temperatura e umidade do sólido e do ar são constantes, como condição inicial, durante todo o processo.
- A inclinação e a rotação do tambor são constantes durante a secagem.

### Equações Auxiliares

Para o desenvolvimento da modelagem proposta foi necessário estabelecer, com base nas suposições adotadas, um conjunto de equações auxiliares que devem aparecer de forma implícita no modelo.

Velocidade de escoamento dos sólidos no tambor ( $v_{sól}$ ):

$$v_{sól} = \frac{\Delta x}{\Delta t} = \frac{dx}{dt} = \frac{L}{\tau} \quad (\text{VII.1})$$

Equação da taxa de secagem pontual ( $R_w$ ):

$$-R_w = \frac{\Delta M}{\Delta t} = \frac{[M - M_0]}{\Delta t} = \frac{dM}{dt} \quad (\text{VII.2})$$

$$-R_w = \frac{(MR - 1)(M_0 - M_{eq})}{t} \quad (\text{VII.3})$$

Adimensional de comprimento ( $z$ ):

$$z = \frac{x}{L} \quad (\text{VII.4})$$

Carga total de sólidos no secador ( $H^*$ ):

$$H^* = \bar{\tau} \times G_s \quad (\text{VII.5})$$

Entalpia do ar úmido ( $h_f$ ):

$$h_f = C p_f T_f + W(\lambda + C p_v T_f) \quad (\text{VII.6})$$

Entalpia do sólido úmido ( $h_s$ ):

$$h_s = C p_s T_s + M C p_l T_s \quad (\text{VII.7})$$

Nos cálculos efetuados a partir do modelo proposto nesse trabalho, que avalia as distribuições de temperatura e umidade do fertilizante e do ar de secagem ao longo do comprimento do secador rotatório, foram empregadas a correlação de HALSEY modificada, para a umidade de equilíbrio do fertilizante, conforme o Capítulo IV, a equação de PAGE (1949), para a cinética de secagem desse material, apresentada no Capítulo V, e as equações de FRIEDMAN e MARSHALL (1949b) e de MYKLESTAD (1963), para o coeficiente global volumétrico de transferência de calor ( $U_{va}$ ) e para o coeficiente de calor perdido ( $U_p$ ), respectivamente, ajustadas experimentalmente e apresentadas no Capítulo VI. Estas correlações são apresentadas na sequência.

Equação de HALSEY modificada, para a umidade de equilíbrio:

$$M_{eq} = \left( \frac{-\exp(-0,0445T_s - 2,0795)}{\ln(UR)} \right)^{\frac{1}{1,4349}} \quad (\text{VII.8})$$

Equação de PAGE (1949), para o adimensional de umidade:

$$MR = \exp \left[ -0,431 \exp \left( \frac{-121,845}{T_f} \right) t^{0,392} \right] \quad (\text{VII.9})$$

As equações de FRIEDMAN e MARSHALL (1949b) e de MYKLESTAD (1963), para  $U_{va}$  e  $U_P$ , respectivamente, foram ajustadas experimentalmente para os secadores que apresentaram o melhor desempenho dentre as duas versões estudadas, a convencional e a roto-fluidizado. Assim, foram escolhidos os secadores com suspensores de 3 segmentos, 2x0,7x0,7 cm, e o roto-fluidizado com mini-tubos de 9 mm.

Assim, o coeficiente global volumétrico de transferência de calor ( $U_{va}$ ) e o de calor perdido ( $U_P$ ) para o secador rotatório convencional com suspensores 2x0,7x0,7 cm, são calculados pelas Equações (VII.10) e (VII.11).

$$U_{va} = 3,535 G_f^{0,289} G_S^{0,541} \quad (\text{VII.10})$$

$$U_P = 0,227 G_f^{0,879} \quad (\text{VII.11})$$

Para o roto-fluidizado Roto-09 mm, esses coeficientes podem ser calculados pelas Equações (VI.12) e (VI.13).

$$U_{va} = 29,765 G_f^{-0,129} G_S^{0,968} \quad (\text{VII.12})$$

$$U_P = 0,387 G_f^{1,148} \quad (\text{VII.13})$$

### Balanço de Massa para a Água

Com base no esquema da Figura VII.1, o balanço global de massa para a água que entra e sai no elemento de volume do secador com o sólido úmido e com o ar de secagem foi escrito de acordo com a Equação (VII.14):

$$G_S M(x) + G_f W(x + dx) = G_S M(x + dx) + G_f W(x) \quad (\text{VII.14})$$

$$G_f [W(x + dx) - W(x)] = G_S [M(x + dx) - M(x)]$$

Dividindo os dois lados da expressão por  $\Delta x$  e aplicando  $\lim_{\Delta x \rightarrow 0}$ :

$$G_f \frac{dW}{dx} = G_s \frac{dM}{dx} \quad (\text{VII.15})$$

Como:  $\frac{dM}{dx} = \frac{\tau}{L} \frac{dM}{dt} = -R_w \frac{\tau}{L}$ , a Equação (VII.16) fica:

$$G_f \frac{dW}{dx} = -G_s \frac{\tau}{L} R_w \quad (\text{VII.16})$$

Substituindo a Equação (VII.5) na Equação (VII.16), obtém-se a Equação (VII.17).

$$G_f \frac{dW}{dx} = -R_w \frac{H^*}{L} \quad (\text{VII.17})$$

Escrevendo Equação (VII.17) em função do adimensional de comprimento (z) obteve-se a Equação (VII.18).

$$G_f \frac{dW}{Ldz} = -R_w \frac{H^*}{L} \quad (\text{VII.18})$$

A expressão final do balanço de massa para a variação da umidade absoluta do ar em função do comprimento adimensional do secador é expressa pela Equação (VII.19).

$$\frac{dW}{dz} = -\frac{R_w H^*}{G_f} \quad (\text{VII.19})$$

### **Variação da Quantidade de Água no Sólido**

A variação da quantidade de água no sólido é descrita pela expressão (VII.20).

$$G_s M(x) = G_s M(x + dx) + R_w G_s \Delta t \quad (\text{VII.20})$$

$$G_s [M(x + dx) - M(x)] = -R_w G_s \Delta t \quad (\text{VII.21})$$

Dividindo os dois lados da expressão por  $\Delta x$  e aplicando  $\lim_{\Delta x \rightarrow 0}$ :

$$G_S \frac{dM}{dx} = -R_w G_S \frac{dt}{dx} = -R_w G_S \frac{\tau}{L} \quad (\text{VII.22})$$

Escrevendo a Equação (VII.22) em função do adimensional de comprimento:

$$G_S \frac{dM}{Ldz} - R_w G_S \frac{\tau}{L} \quad (\text{VII.23})$$

A expressão final do balanço de massa que avalia a variação da umidade do sólido ao longo do secador é dada pela Equação (VII.24):

$$\frac{dM}{dz} = -\frac{R_w H^*}{G_S} \quad (\text{VII.24})$$

### Balanço de Energia para o Ar

O balanço de energia para a fase gasosa considera que, de toda energia que entra no secador com o ar quente, uma parte é transferida para o sólido, outra é perdida através da parede do tambor rotativo e o restante deixa o secador com a corrente de ar de saída. A parcela de energia transferida para o sólido pode ser calculada usando o conceito do coeficiente global volumétrico de transferência de calor ( $U_{va}$ ).

Dessa forma, o balanço de energia para fase gasosa é dado pela Equação (VII.25).

$$G_f h_f(x+dx) = G_f h_f(x) + U_{va} A \Delta x (T_f - T_s) + Q_p \quad (\text{VII.26})$$

O calor perdido é expresso pela relação de DOUGLAS *et al.* (1993), definida pela Equação (VII.27).

$$Q_p = U_p \pi D L (T_f - T_{amb}) \quad (\text{VII.27})$$

Substituindo a Equação (VII.27) na Equação (VII.26), e rearranjando algebricamente, obtém-se a Equação (VII.28).

$$G_f [h_f(x+dx) - h_f(x)] = U_{va} A \Delta x (T_f - T_s) + U_p \pi D \Delta x (T_f - T_{amb}) \quad (\text{VII.28})$$



Dividindo por  $\Delta x$ , e fazendo  $\lim_{\Delta x \rightarrow 0}$ :

$$G_f \frac{dh_f}{dx} = U_{va} A (T_f - T_s) + U_p \pi D (T_f - T_{amb}) \quad (\text{VII.29})$$

A variação de entalpia do fluido ao longo do secador rotatório é obtida derivando-se a Equação (VII.6) em função do comprimento do secador, Equação (VII.30).

$$\frac{dh_f}{dx} = (Cp_f + W Cp_v) \frac{dT_f}{dx} + (\lambda + Cp_v T_f) \frac{dW}{dx} \quad (\text{VII.30})$$

Substituindo a Equação (VII.30) na Equação (VII.29), obtém-se a Equação (VII.31):

$$G_f \left[ (Cp_f + W Cp_v) \frac{dT_f}{dx} + (\lambda + Cp_v T_f) \frac{dW}{dx} \right] = U_{va} A (T_f - T_s) + U_p \pi D (T_f - T_{amb}) \quad (\text{VII.31})$$

Substituindo a Equação (VII.13) na Equação (VII.31), obtém-se a Equação (VII.32):

$$G_f (Cp_f + W Cp_v) \frac{dT_f}{dx} - R_w H (\lambda + Cp_v T_f) = U_{va} A (T_f - T_s) + U_p \pi D (T_f - T_{amb}) \quad (\text{VII.32})$$

Escrevendo a Equação (VII.32) em função do adimensional de comprimento ( $z$ ):

$$G_f (Cp_f + W Cp_v) \frac{dT_f}{dz} = U_{va} V (T_f - T_s) + R_w H (\lambda + Cp_v T_f) + U_p \pi D L (T_f - T_{amb}) \quad (\text{VII.33})$$

Explicitando a Equação (VII.33), a equação final do balanço de energia para a fase gasosa pode, então, ser expressa pela Equação (VII.34).

$$\frac{dT_f}{dz} = \frac{[U_{va} V (T_f - T_s) + R_w H (\lambda + Cp_v T_f) + U_p \pi D L (T_f - T_{amb})]}{G_f (Cp_f + W Cp_v)} \quad (\text{VII.34})$$

### Balanço de Energia para o Sólido

O balanço de energia para a fase sólida considera que o aquecimento do fertilizante se deve ao calor recebido do ar, descontando-se o calor necessário para vaporizar a água presente no sólido e aquecê-la até a temperatura do gás.

Dessa forma, o balanço de energia para fase sólida é expresso pela Equação (VII.35).

$$G_s h_s(x + dx) = G_s h_s(x) + U_{va} A \Delta x (T_f - T_s) - G_s [M(x) - M(x + dx)] [\lambda + Cp_v (T_f - T_s)] \quad (\text{VII.35})$$

A expressão da taxa de secagem, descrita pela Equação (VII.2), é obtida multiplicando-se o 3º termo do lado direito da Equação (VII.35) por  $\Delta t / \Delta t$ , o que deu origem à Equação (VII.36):

$$G_s h_s(x + dx) = G_s h_s(x) + U_{va} A \Delta x (T_f - T_s) - G_s \left[ \frac{M(x) - M(x + dx)}{\Delta t} \right] [\lambda + Cp_v (T_f - T_s)] \Delta t \quad (\text{VII.36})$$

Substituindo a Equação (VII.2) na Equação (VII.36) e fazendo  $\Delta t = (\tau / L) \Delta x$ :

$$G_s [h_s(x + dx) - h_s(x)] = U_{va} A \Delta x (T_f - T_s) - G_s R_w \left[ \lambda + Cp_v (T_f - T_s) \right] \frac{\tau}{L} \Delta x \quad (\text{VII.36})$$

Dividindo por  $\Delta x$ , e fazendo  $\lim_{\Delta x \rightarrow 0}$ :

$$G_s \frac{dh_s}{dx} = U_{va} A (T_f - T_s) - \frac{R_w H}{L} \left[ \lambda + Cp_v (T_f - T_s) \right] \quad (\text{VII.37})$$

A variação da entalpia do sólido com o comprimento do secador é obtida derivando-se a Equação (VII.7), como mostra a Equação (VII.38).

$$\frac{dh_s}{dx} = (Cp_s + MCp_l) \frac{dT_s}{dx} + Cp_l T_s \frac{dM}{dx} \quad (\text{VII.38})$$

Substituindo a Equação (VII.38) na Equação (VII.37).

$$G_s \left[ (Cp_s + MCp_l) \frac{dT_s}{dx} + Cp_l T_s \frac{dM}{dx} \right] = U_{va} A (T_f - T_s) - \frac{R_w H}{L} [\lambda + Cpv(T_f - T_s)] \quad (\text{VII.39})$$

Escrevendo a Equação (VII.39) em função do adimensional de comprimento ( $z$ ) obtém-se a Equação (VII.40):

$$G_s (Cp_s + MCp_l) \frac{dT_s}{Ldz} = U_{va} A (T_f - T_s) - G_s Cp_l T_s \frac{dM}{Ldz} - \frac{R_w H}{L} [\lambda + Cpv(T_f - T_s)] \quad (\text{VII.40})$$

Substituindo a Equação (VII.18) na Equação (VII.40) e multiplicando tudo por  $L$ :

$$G_s (Cp_s + MCp_l) \frac{dT_s}{dz} = U_{va} V (T_f - T_s) + R_w H Cp_l T_s - R_w H [\lambda + Cpv(T_f - T_s)] \quad (\text{VII.41})$$

Assim, a equação final do balanço de energia para a fase sólida que descreve a distribuição de temperatura do sólido em função do comprimento do secador pode ser expressa pela Equação (VII.42).

$$\frac{dT_s}{dz} = \frac{[U_{va} V (T_f - T_s) + R_w H Cp_l T_s - R_w H [\lambda + Cpv(T_f - T_s)]]}{G_s (Cp_s + MCp_l)} \quad (\text{VII.42})$$

Dessa forma, o modelo para determinação dos perfis de umidade e temperatura do sólido e do ar de secagem no interior do secador rotatório operando com sentido de fluxo contracorrente pode ser descrito pelo seguinte sistema de equações diferenciais:

$$\frac{dW}{dz} = - \frac{R_w H^*}{G_f} \quad (\text{VII.19})$$

$$\frac{dM}{dz} = - \frac{R_w H^*}{G_s} \quad (\text{VII.24})$$

$$\frac{dT_f}{dz} = \frac{[U_{va}V(T_f - T_s) + R_w H^* (\lambda + C_{p_v} T_f) + U_p \pi D L (T_f - T_{amb})]}{G_f (C_{p_f} + W C_{p_v})} \quad (\text{VII.34})$$

$$\frac{dT_s}{dz} = \frac{[U_{va}V(T_f - T_s) + R_w H^* C_{p_l} T_s - R_w H [\lambda + C_{p_v} (T_f - T_s)]]}{G_s (C_{p_s} + M C_{p_l})} \quad (\text{VII.42})$$

As variáveis desse modelo são:  $T_f(z)$ ,  $T_s(z)$ ,  $W(z)$  e  $M(z)$ .

No caso do secador rotatório operando com sentido de escoamento contracorrente entre o material e o ar, o sistema de equações diferenciais obtido nesse trabalho deve ser resolvido simultaneamente para as quatro variáveis envolvidas, levando-se em consideração as seguintes condições de contorno:

$$T_f(1) = T_{f0}$$

$$T_s(0) = T_{s0}$$

$$W(1) = W_0$$

$$M(0) = M_0$$

### Tempo Efetivo de Contato entre o Gás Quente o Material Úmido ( $t_{ef}$ )

É importante observar o fato de que, na obtenção das equações de cinética secagem em camada fina do material, assume-se que o material permanece em contato com o ar de secagem durante todo o tempo do experimento. Porém, no secador rotatório com cascadeamento, esse contato ocorre apenas durante a queda das partículas dos suspensores, ou seja, a secagem ocorre em regime intermitente. Uma análise completa do movimento das partículas foi realizada por MATCHETT e BAKER (1987), e leva em conta a fase aérea, em que as partículas estão caindo contra a corrente de ar e na qual ocorre quase toda a secagem do material, e a fase densa, na qual as partículas encontram-se no fundo do secador ou sendo conduzidas pelos suspensores. Assim, o material permanece na fase densa aproximadamente de 90-95 % do tempo que fica no secador e, praticamente, não se verifica secagem nesse período.

Diante disso, é conveniente empregar no cálculo do adimensional de umidade ( $MR$ ) para a configuração convencional, o tempo efetivo de contato do sólido com o ar de secagem ( $t_{ef}$ ). Este tempo foi avaliado neste trabalho por meio da determinação do número de ciclos que o material efetua no interior do secador rotatório convencional.

A Figura VII.2 mostra a trajetória percorrida pelo sólido durante um ciclo de cascata, que compreende o tempo necessário para a elevação de uma partícula até o ponto de descarga mais o tempo de queda até o leito de partículas no fundo do tambor, onde ela é coletada novamente.

Dessa maneira, o comprimento que o sólido avança em um ciclo de cascata devido à inclinação do tambor ( $l$ ) pode ser então, avaliado pela Equação (VII.42).

$$l = \bar{Y}_q \sin(\alpha) \quad (\text{VII.42})$$

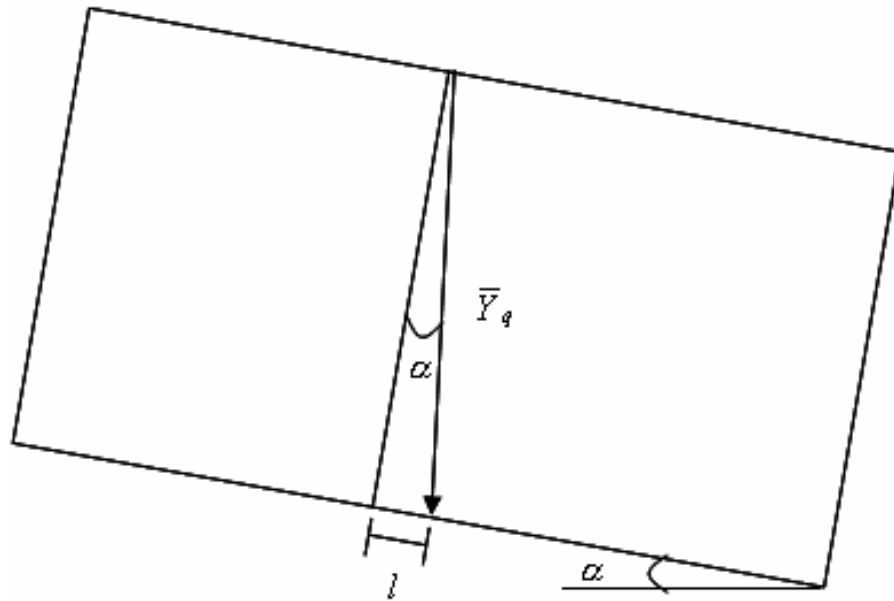


Figura VII.2 – Esquema do caminho percorrido pelo sólido em um ciclo de cascata.

O número de ciclos ( $N_{Ci}$ ) é a relação entre o comprimento total do secador e o comprimento que o sólido avança devido à inclinação do tambor em conjunto com a ação dos suspensores em cada ciclo, sendo calculado de acordo com a Equação (VII.43):

$$N_{Ci} = \frac{L}{l} = \frac{L}{\bar{Y}_q \sin(\alpha)} \quad (\text{VII.43})$$

Sendo  $t_C$  o tempo de um ciclo, o tempo médio de residência pode ser calculado pela Equação (VII.44).

$$\bar{\tau} = N_{Ci} t_{Ci} \quad (\text{VII.44})$$

Dessa forma, a fração que corresponde ao tempo efetivo de contato entre o sólido e o ar de secagem ( $f$ ) é obtida pela relação entre o tempo de queda e o tempo total de um ciclo, de acordo com a Equação (VII.45).

$$f_{tef} = \frac{\bar{t}_q}{\bar{t}_{Ci}} \times \frac{N_{Ci}}{N_{Ci}} = \frac{N_{Ci} \bar{t}_q}{\bar{\tau}} \quad (\text{VII.45})$$

Assim, o tempo efetivo de contato entre o sólido e o ar de secagem ( $t_{ef}$ ) pode ser calculado pela Equação (VII.46).

$$t_{ef} = f_{tef} \times \bar{\tau} \quad (\text{VII.46})$$

Assim, para secadores rotatórios com cascadeamento, o tempo efetivo de contato gás-partícula deve ser usado na avaliação do adimensional de umidade ( $MR$ ), que é determinado considerando que a amostra de material úmido fica em contato com o ar de secagem durante todo o tempo do experimento.

Assim, para o secador convencional, a equação de PAGE (1949) deve ser escrita levando-se em consideração o tempo efetivo de contato gás-partícula, de acordo com a Equação (VII.47).

$$MR = \exp \left[ -0,431 \exp \left( \frac{-121,845}{T_f} \right) t_{ef}^{0,392} \right] \quad (\text{VII.47})$$

Esse procedimento é válido para secadores convencionais equipados com suspensores. No caso de um secador roto-fluidizado, assume-se que o sólido fica em contato com ar quente durante toda sua permanência no interior do tambor e, assim, o tempo efetivo é igual ao tempo médio de residência. Nesse caso, tem-se  $f_{tef} = 1$ .

### **Resolução do Modelo**

Para a resolução do modelo proposto neste trabalho, foi utilizada a técnica de colocação normal com 10 pontos de colocação para a aproximação polinomial de quarta ordem. Esse número de pontos foi empregado mediante testes que mostraram que valores acima deste não traziam melhorias na precisão dos resultados obtidos com o modelo. A tolerância relativa utilizada foi da ordem de  $10^{-6}$ . Para resolução do modelo foi empregada a subrotina 'BVP4C' do software Matlab<sup>®</sup> 7.1.

## **VII. 2 – METODOLOGIA EXPERIMENTAL**

As medidas da distribuição de temperatura do ar ao longo do secador foram realizadas com o auxílio de uma sonda dotada de um termopar em sua extremidade, especificamente projetada para percorrer toda a extensão longitudinal do secador. Os termopares eram montados no interior de uma tela em forma de cilindro, para que houvesse contato apenas com o ar de secagem.

Para se obter a distribuição de temperatura dos sólidos ao longo do secador, um termopar foi instalado no interior de um recipiente termicamente isolado e cuja função era realizar a coleta de material sólido ao longo do secador, de forma a permitir a obtenção da temperatura do mesmo por calorimetria.

As medidas de umidade do sólido foram obtidas mediante a coleta de amostras ao longo do secador para uma dada condição experimental. Para isso, foi usado um recipiente fixado na ponta de um bastão que percorria toda a extensão interna do secador. Assim, uma vez coletada essa amostra, o recipiente era rapidamente retirado do secador e o sólido coletado era imediatamente transferido para um peneira e pesado em balança analítica digital de precisão  $10^{-4}$  g. As amostras de fertilizantes eram colocadas em uma estufa com temperatura de  $105 \pm 2$  °C por 24 horas e depois novamente pesadas.

A Tabela VII.1 mostra as posições de medida, sendo que a posição zero foi adotada no ponto em que o material era alimentado, localizado a dez centímetros da entrada do secador, ou seja, do lado em que se alimentava o sólido úmido. Com isso, o comprimento efetivo do secador usado nos cálculos foi de 1,4 m. Os perfis de umidade do sólido e as temperaturas do ar e do material foram obtidos para todos os experimentos da Tabela VI.1. As propriedades físicas do material e do ar necessárias à resolução do modelo encontram-se resumidas no Anexo A.

Tabela VII.1 – Pontos de medida dos perfis de umidade e temperatura do ar e do sólido ao longo do comprimento do secador.

Ponto de medida (-)	Posição no secador ( $L$ ) (m)	Adimensional de comprimento ( $z$ )
1	0,00	0,00
2	0,30	0,21
3	0,70	0,50
4	1,10	0,79
5	1,40	1,00

### VII.3 – RESULTADOS EXPERIMENTAIS E SIMULADOS PELO MODELO

Com base no que foi exposto anteriormente, foi possível realizar a comparação entre os resultados experimentais e os calculados pelo modelo para a distribuição de umidade do fertilizante, bem como para os perfis de temperatura do ar e do sólido ao longo dos secadores rotatórios nas versões convencional e roto-fluidizado. Para esta comparação foi escolhido o secador convencional com 6 suspensores de 3 segmentos (2x0,7x0,7 cm) e o secador roto-fluidizado com mini-tubos de 9 mm de diâmetro interno (Roto-09 mm). A escolha destes foi devido ao fato de apresentarem os melhores desempenhos dentre as suas versões.

#### Secador Rotatório Convencional

As Figuras VII.3 a VII.5 mostram resultados típicos da comparação entre perfis experimentais e calculados pelo modelo para o secador convencional com 6 suspensores de 2x0,7x0,7 cm e nas condições ótimas de operação previamente determinadas. Na determinação dos perfis simulados, foi levado em consideração o tempo efetivo de contato entre os gases quentes e o fertilizante, de acordo com a Equação (VII.43).

Os resultados da comparação mostraram uma boa concordância entre os perfis calculados pelo modelo e os obtidos experimentalmente para o secador rotatório convencional com cascadeamento. Os maiores desvios entre os resultados simulados e experimentais foram obtidos para a temperatura dos sólidos (Figura VII.4). Este resultado era esperado, pois a medida experimental de temperatura dos sólidos é aquela sujeita aos maiores erros experimentais, devido a perda de calor para o ambiente durante a medida. Observe que os resultados medidos experimentalmente são inferiores aos previstos por simulação.



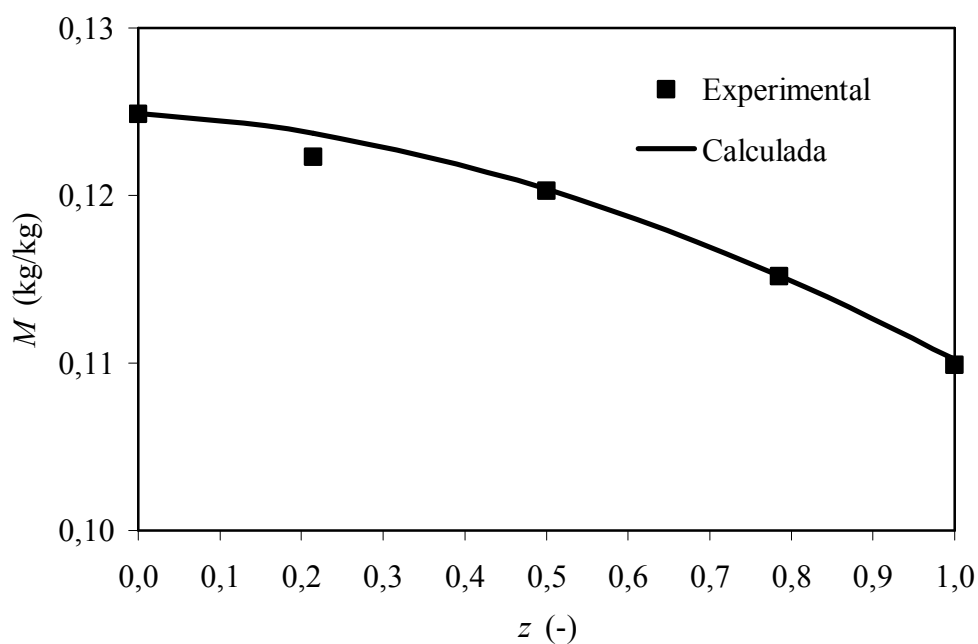


Figura VII.3 – Gráfico típico comparando resultados experimentais e calculados pelo modelo, para o perfil de umidade do fertilizante nas condições do experimento 12 da Tabela VI.1.

$$[v_{AR} = 2,5 \text{ m/s}; T_f = 99,14 \text{ }^{\circ}\text{C}; G_{SU} = 1,0 \text{ kg/min}]$$

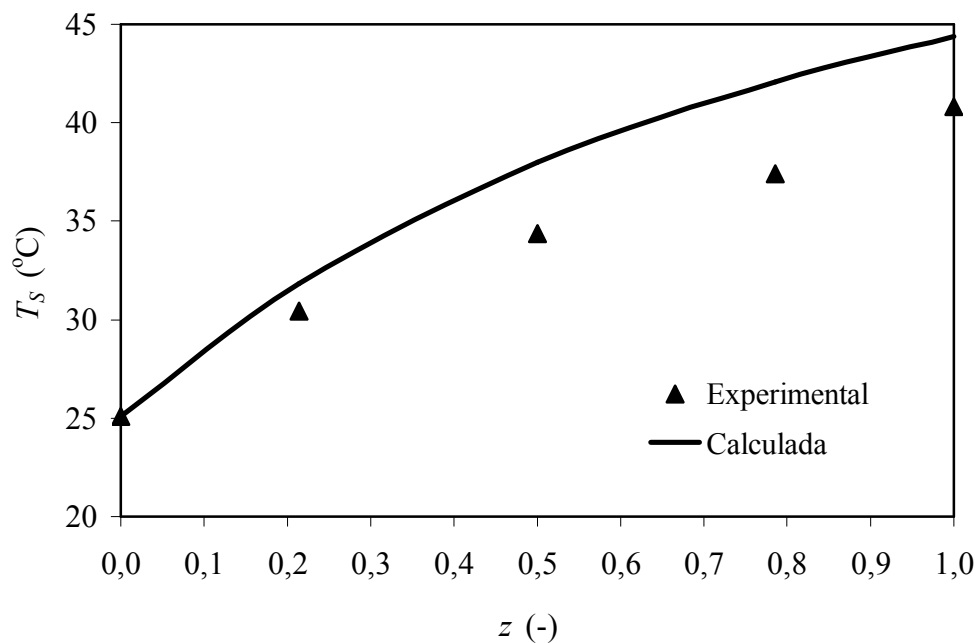


Figura VII.4 – Gráfico típico comparando resultados experimentais e calculados pelo modelo, para a temperatura do sólido nas condições do experimento 12 da Tabela VI.1.

$$[v_{AR} = 2,5 \text{ m/s}; T_f = 99,14 \text{ }^{\circ}\text{C}; G_{SU} = 1,0 \text{ kg/min}]$$

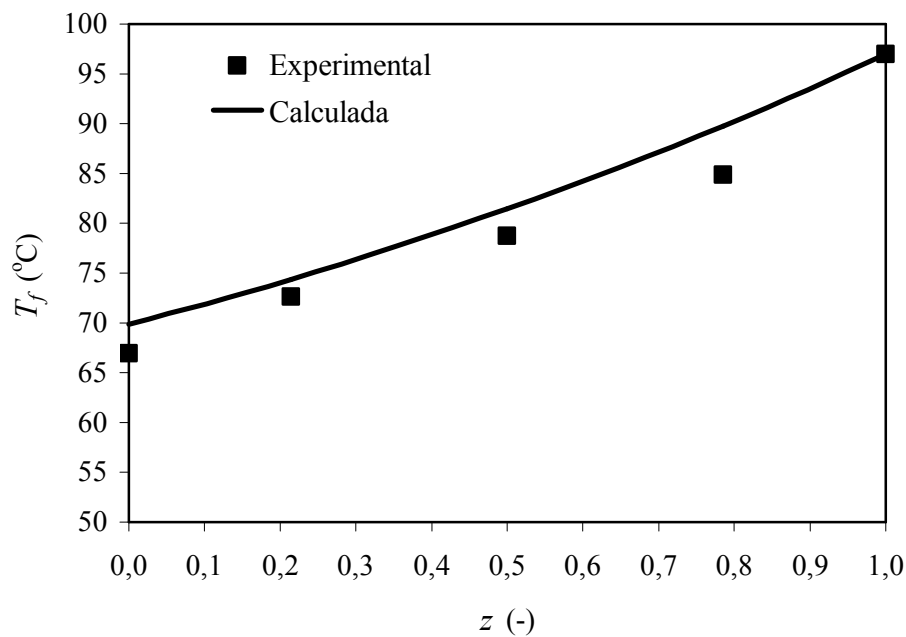


Figura VII.5 – Gráfico típico comparando resultados experimentais e calculados pelo modelo, para a temperatura do fluido obtidos nas condições do experimento 12 da Tabela VI.1.

$$[v_{AR} = 2,5 \text{ m/s}; T_f = 99,14 \text{ °C}; G_{SU} = 1,0 \text{ kg/min}]$$

As distribuições de temperatura e umidade ao longo do comprimento do secador, experimental e simulada pelo modelo de secagem proposto nessa tese, foram obtidas para todos os experimentos do planejamento mostrado na Tabela VI.1. Com isso, foi possível comparar os valores de umidade e temperatura do sólido e do ar na saída do secador, ou seja, os resultados finais para cada experimento. As Figuras VII.6 a VII.8 mostram a comparação realizada entre resultados globais, experimentais e calculados, obtidos na saída do secador rotatório convencional com cascadeamento, para a umidade do material e para as temperaturas do sólido e do ar.

Foi observado que houve uma boa concordância entre os resultados simulados pela resolução do modelo com os dados experimentais. O desvio médio em relação aos resultados experimentais para a umidade do material foi de 7,7 %, em valores absolutos, 12,8 % para a temperatura do sólido e 4,6 % para a temperatura do ar. Os desvios observados podem ser explicados pelos erros experimentais e desvios oriundos da imprecisão das correlações empíricas usadas no modelo. Cabe entretanto ressaltar, que não houve, nesta etapa do trabalho (Cap. VII), ajuste de parâmetros do modelo aos dados experimentais. Ou seja, os valores dos parâmetros das equações constitutivas do modelo foram estimados em estudos específicos, conforme descrito nos Capítulos anteriores desta tese.

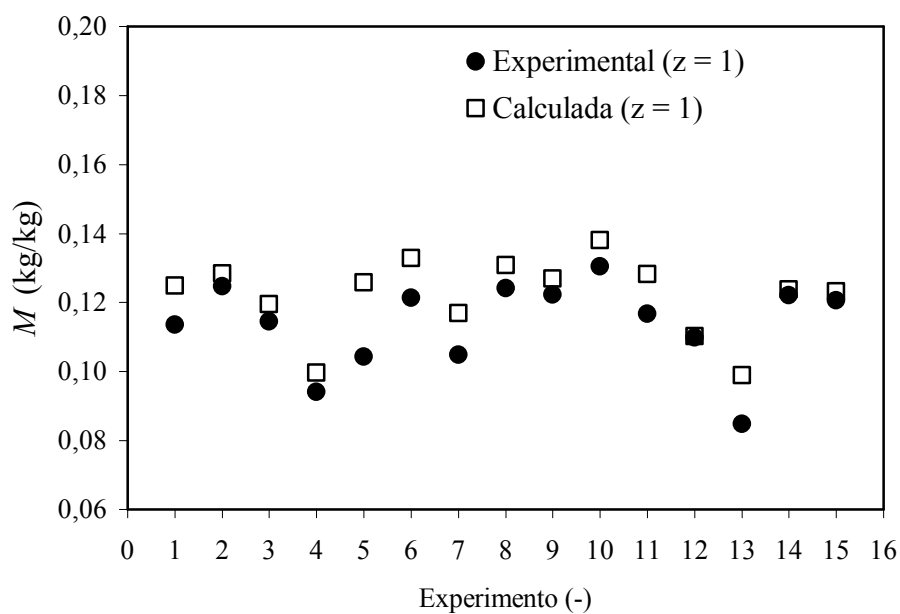


Figura VII.6 – Resultados experimentais e calculados para a umidade do fertilizante na saída do secador rotatório convencional, para os experimentos da Tabela VI.1.

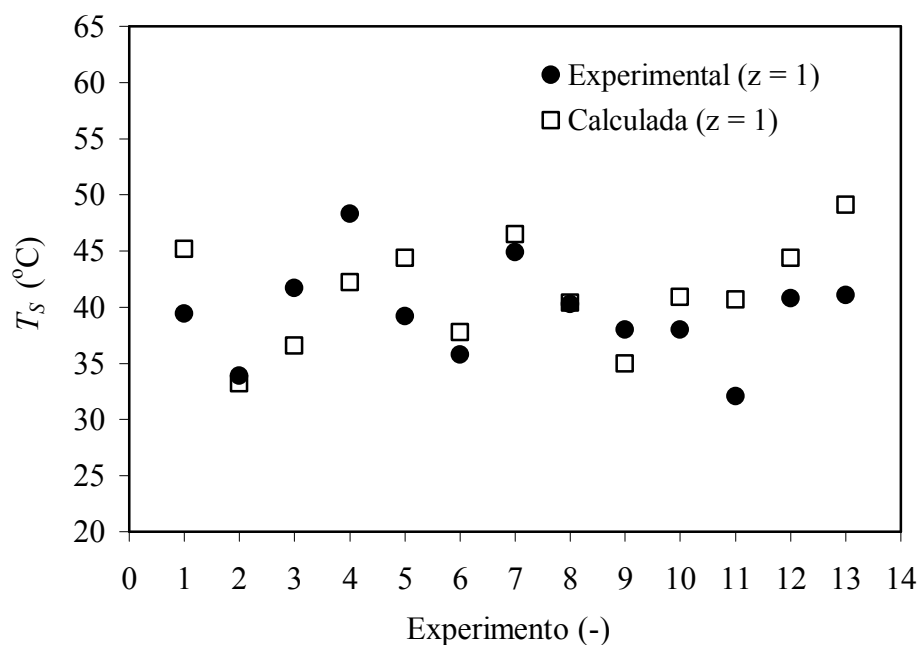


Figura VII.7 – Resultados experimentais e calculados para a temperatura do fertilizante na saída do secador rotatório convencional, para os experimentos da Tabela VI.1.

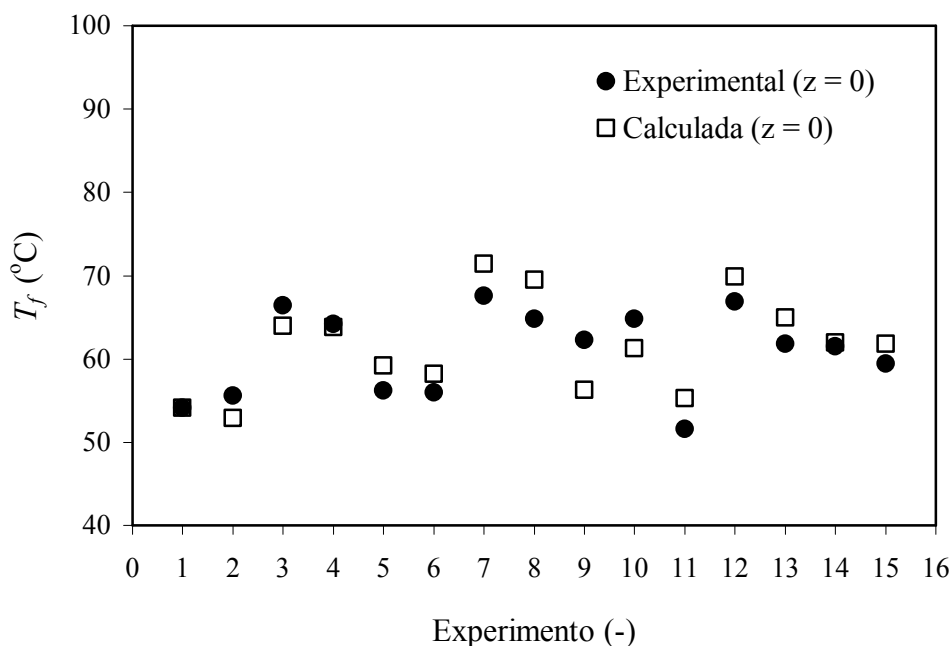


Figura VII.8 – Resultados experimentais e calculados para a temperatura do fluido na saída do secador rotatório convencional, para os experimentos da Tabela VI.1.

### Secador Roto-fluidizado

Os resultados experimentais e os calculados pelo modelo para as distribuições de umidade e temperatura do fertilizante e do ar ao longo do comprimento do secador roto-fluidizado (Roto-09 mm) são mostrados na Figuras VII.9 a VII.11, podendo-se observar uma boa aproximação entre os resultados experimentais e os calculados pelo modelo.

As Figuras VII.12 a VII.14 mostram a comparação entre os resultados experimentais e calculados na saída do secador roto-fluidizado (Roto-09 mm). Esses resultados foram obtidos considerando-se que o fertilizante no fundo do secador permanece em contato com o ar quente durante todo o tempo em que percorre o secador, ou seja, o fator  $f_{tef}$ , relacionado ao tempo efetivo de contato ( $t_{ef}$ ) e calculado pela Equação (VII.43), foi considerado como sendo igual a um. A comparação dos resultados globais experimentais e calculados pelo modelo na saída do secador roto-fluidizado mostrou uma boa concordância para os experimentos do planejamento experimental mostrado na Tabela VI.1. O desvio médio em relação aos resultados experimentais observados foi, em valores absolutos, de 14,5 % para a umidade do material, 8 % para a temperatura do sólido e, para a temperatura do ar, 10 %.

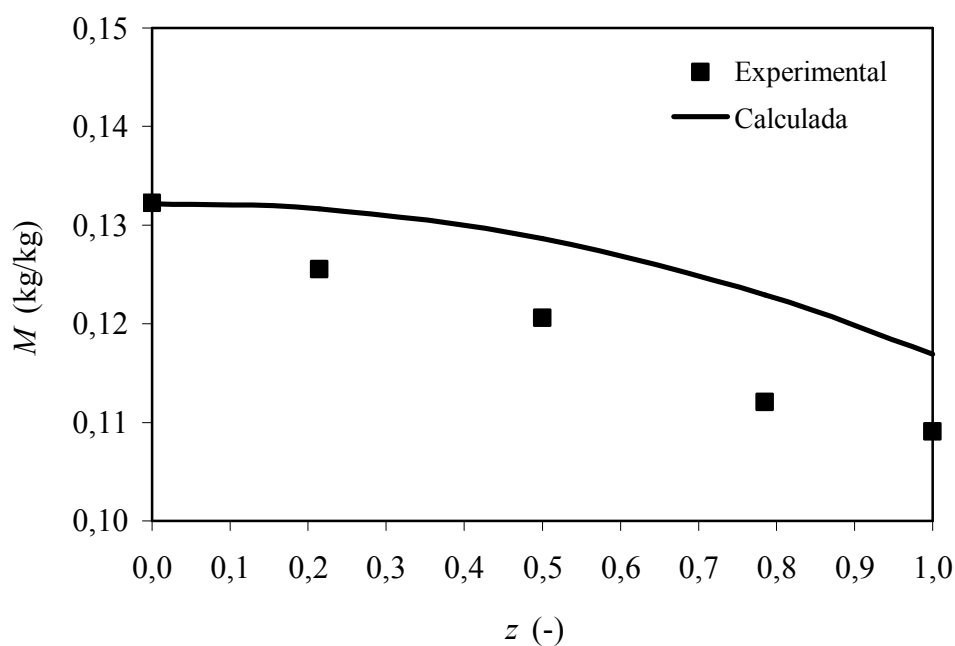


Figura VII.9 – Resultados experimentais e calculados para o perfil de umidade do fertilizante no secador roto-fluidizado (Roto-09mm) para as condições do experimento 1 da Tabela VI.1.

$[v_{AR}=1,5 \text{ m/s}; T_f=75 \text{ }^{\circ}\text{C}; G_{SU}=0,8 \text{ kg/min}]$

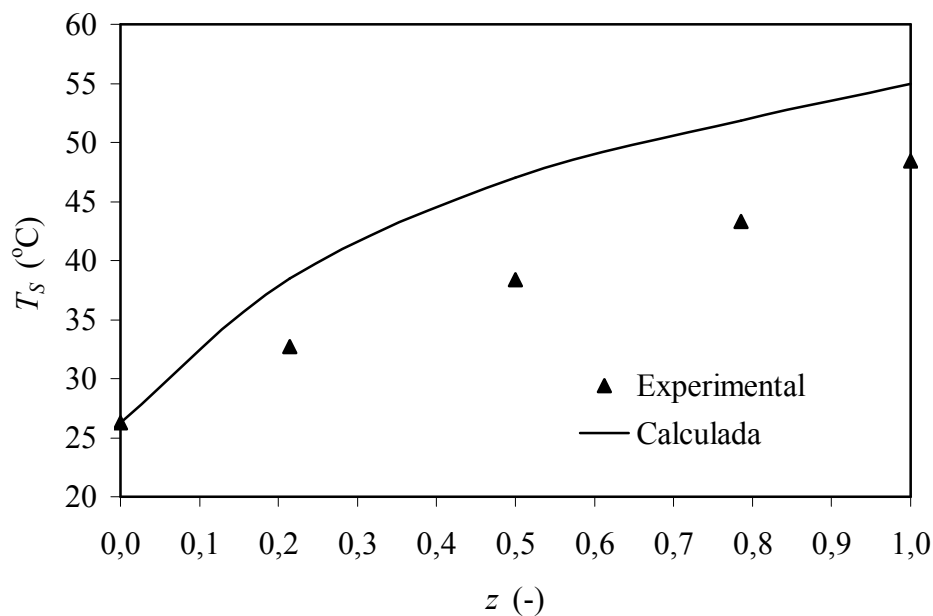


Figura VII.10 – Resultados experimentais e calculados para o perfil de temperatura do fertilizante no secador roto-fluidizado (Roto-09mm) para as condições do experimento 1 da Tabela VI.1.

$[v_{AR}=1,5 \text{ m/s}; T_f=75 \text{ }^{\circ}\text{C}; G_{SU}=0,8 \text{ kg/min}]$

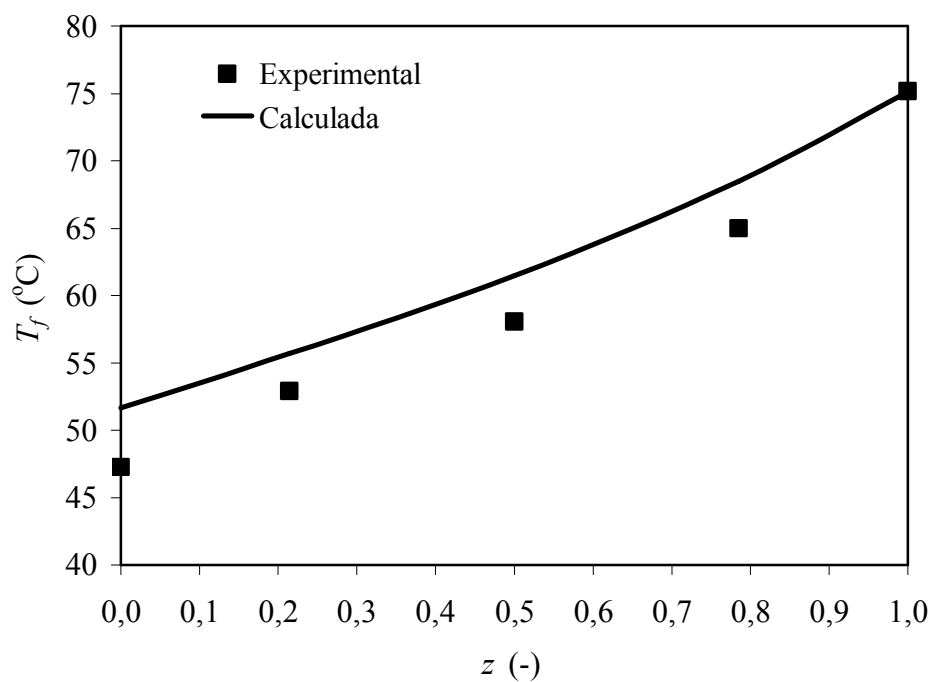


Figura VII.11 – Resultados experimentais e calculados para o perfil de temperatura do ar no secador roto-fluidizado (Roto-09mm) para as condições do experimento 1 da Tabela VI.1.  
 $[v_{AR}=1,5 \text{ m/s}; T_f=75 \text{ °C}; G_{SU}=0,8 \text{ kg/min}]$

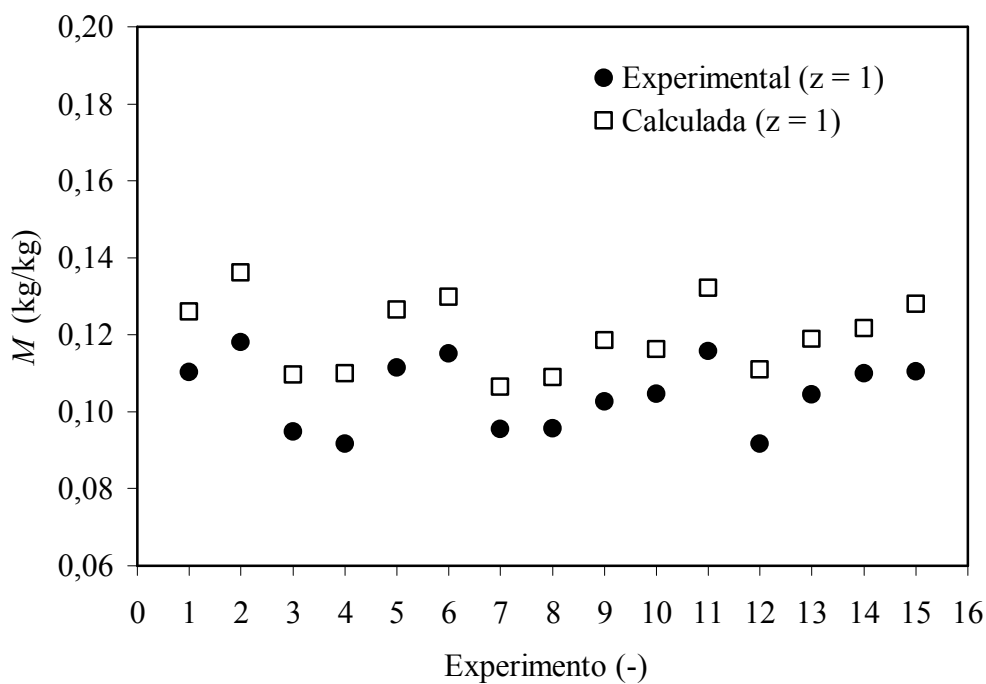


Figura VII.12 – Resultados experimentais e calculados para a umidade do fertilizante na saída do secador roto-fluidizado (Roto-09mm), para os experimentos da Tabela VI.1.

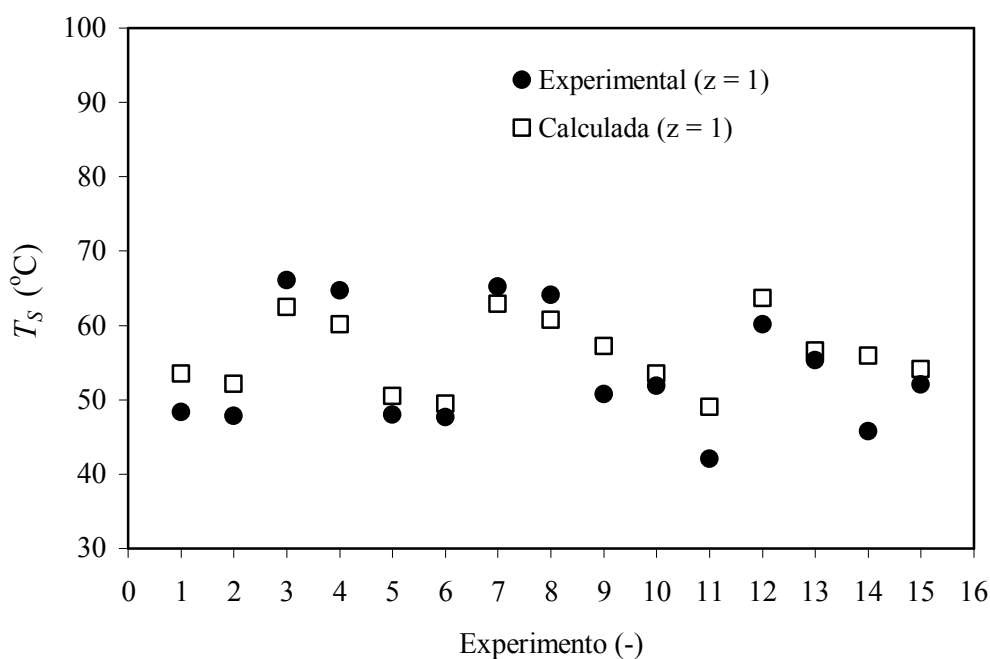


Figura VII.13 – Resultados experimentais e calculados para a temperatura do fertilizante na saída do secador roto-fluidizado (Roto-09mm), para os experimentos da Tabela VI.1.

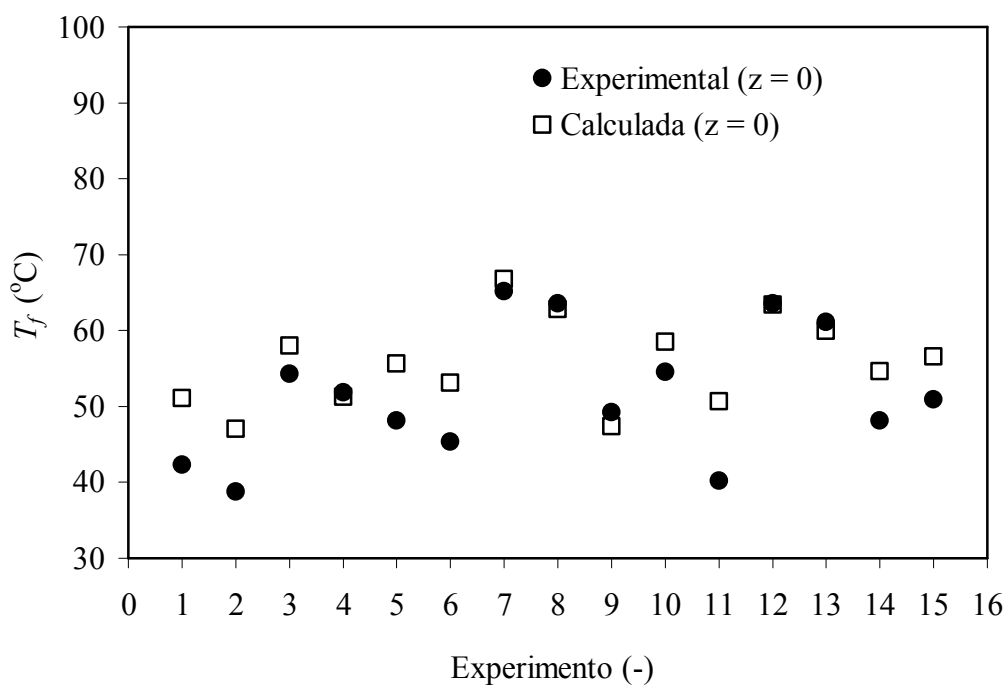


Figura VII.14 – Resultados experimentais e calculados para a temperatura do ar na saída do secador roto-fluidizado (Roto-09mm), para os experimentos da Tabela VI.1.

A partir da comparação entre os resultados experimentais e simulados, pode-se afirmar que o modelo proposto nesse trabalho, baseado nos balanços de massa e energia aplicados em elementos infinitesimais de volume do secador, atingiu os objetivos esperados. Dessa forma, esse modelo pode ser empregado em estudos de otimização de secadores rotatórios, tanto convencionais, quanto roto-fluidizados, uma vez que leva em consideração, simultaneamente, as características intrínsecas do material a ser secado e a fluidodinâmica de escoamento característica de cada tipo de secador rotatório e das condições operacionais.

Além disso, também com base nos resultados apresentados anteriormente, pode-se afirmar que a metodologia de REAY (1989), apresentada no Capítulo II e adotada neste trabalho, pode ser empregada no estudo de secadores rotatórios nas versões convencional com cascadeamento e roto-fluidizado. Essa metodologia divide o modelo global de secagem em: i) modelo do equipamento, que se refere ao estudo da fluidodinâmica e determinação do carregamento ótimo do secador; ii) modelo do material, que envolve a caracterização do material particulado a ser secado, com determinação da umidade de equilíbrio e da taxa de secagem do material, conforme os Capítulos IV e V, respectivamente. Dessa forma, essa sistemática constitui-se em mais uma ferramenta de grande importância nos estudos relacionados a secadores rotatórios.

#### VII.4 – CONCLUSÕES

Com base nos resultados apresentados neste Capítulo, pode-se concluir que:

- Por meio dos balanços de massa e energia realizados sobre elementos infinitesimais de volume do secador rotatório, foi proposto um modelo matemático composto por um sistema de equações diferenciais para descrever as distribuições de umidade e temperatura do ar e do sólido ao longo do comprimento dos secadores rotatórios convencional, operando em regime de fluxo contracorrente, e roto-fluidizado;
- Foi proposta, também, uma sistemática que avalia o tempo efetivo de contato gás-partícula em secadores rotatórios com cascadeamento, de acordo com a Equação (VII.43).
- Para o secador rotatório com suspensores de  $2 \times 0,7 \times 0,7$  cm, o desvio médio dos resultados simulados em relação aos experimentais observados foi, em valores absolutos, de 7,7 % para a umidade do material, 12,8 % para temperatura do sólido e 4,6 % para a temperatura do ar.



- Para o secador roto-fluidizado Roto-09 mm, o desvio médio dos resultados simulados em relação aos experimentais observados foi, em valores absolutos, de 14,5 %, para a umidade do material, 8 % para temperatura do sólido e 10 % para a temperatura do ar.
- Diante da comparação entre os resultados experimentais e os simulados, pode-se afirmar que o modelo proposto nessa tese, formado pelo sistema composto pelas Equações (VII.13), (VII.18), (VII.27) e (VII.36), apresentou uma boa concordância com os resultados experimentais obtidos para os secadores rotatórios estudados. Para reforçar a validade do modelo proposto, destaca-se que, nesta etapa do trabalho, não ocorreram ajustes de parâmetros do referido modelo aos dados experimentais. Ou seja, os valores dos parâmetros das equações constitutivas do modelo foram oriundos de estudos específicos.
- A divisão do modelo de secagem em modelo do equipamento e modelo do material se mostrou apropriada para o estudo de secagem de fertilizantes em secadores rotatórios, tanto convencionais, quanto o roto-fluidizado. Essa metodologia contempla uma abordagem completa das características do material e da fluidodinâmica de escoamento das partículas no secador, sendo que esta última leva em conta as características operacionais e de projeto do secador.

## CAPÍTULO VIII

### AJUSTE DE PARÂMETROS DE SECAGEM PELA TÉCNICA DA EVOLUÇÃO DIFERENCIAL

Neste Capítulo será dada ênfase na resolução do modelo de secagem proposto no Capítulo VII a partir de um método não-determinístico, a evolução diferencial. Esse procedimento visa a obtenção dos parâmetros de algumas das equações empíricas constitutivas do modelo de secagem para uma condição experimental específica. Assim, essa técnica visa a determinação dos perfis de umidade e temperatura do ar e do fertilizante usando, como informação, apenas os dados de entrada e saída do secador. Deve-se ressaltar que os valores dos parâmetros determinados por meio dessa técnica podem não ser coincidentes com aqueles obtidos nos estudos específicos, pois, neste caso, eles vão responder por todos os desvios entre a previsão do modelo e os dados experimentais.

#### VIII.1 – INTRODUÇÃO

##### Evolução Diferencial

A evolução diferencial é um algoritmo evolutivo proposto por STORN e PRICE (1995) inicialmente para problemas de otimização com um único objetivo e sem restrições. Sua aplicabilidade tem sido demonstrada na literatura ao longo da última década para problemas com um único objetivo, dentre os quais podemos citar: projeto de um filtro digital (STORN, 1995), estimação de parâmetros cinéticos no processo de fermentação batelada alimentada (CHIOU e WANG, 1999), estimação de parâmetros de transferência de calor em reatores (BABU e SASTRY, 1999), otimização do processo de craqueamento térmico (BABU e ANGIRA, 2001), estimação de parâmetros radiativos em um problema de transferência radiativa (LOBATO *et al.*, 2007a) e resolução de problemas de controle ótimo com restrições de desigualdade com índice flutuante (LOBATO *et al.*, 2007b). No contexto multi-objetivo, destacam-se os trabalhos de BABU *et al.* (2005), com a otimização multi-objetivo do processo de produção de estireno, a solução de problemas de controle ótimo multi-objetivos com índice flutuante (LOBATO *et al.*, 2007c), o projeto de sistemas mecânicos (LOBATO *et al.*, 2007d), projeto de uma estrutura veicular tri-dimensional tipo *space frame* (VIANA *et al.*, 2007) e outras aplicações (PRICE *et al.*, 2005).

Como principal característica, essa abordagem possui concepção conceitual puramente matemática, baseada em operações vetoriais, sendo, por este motivo, considerada uma abordagem estrutural (COELHO, 2003). A Figura VIII.1 apresenta a fundamentação teórica do algoritmo de Evolução Diferencial.

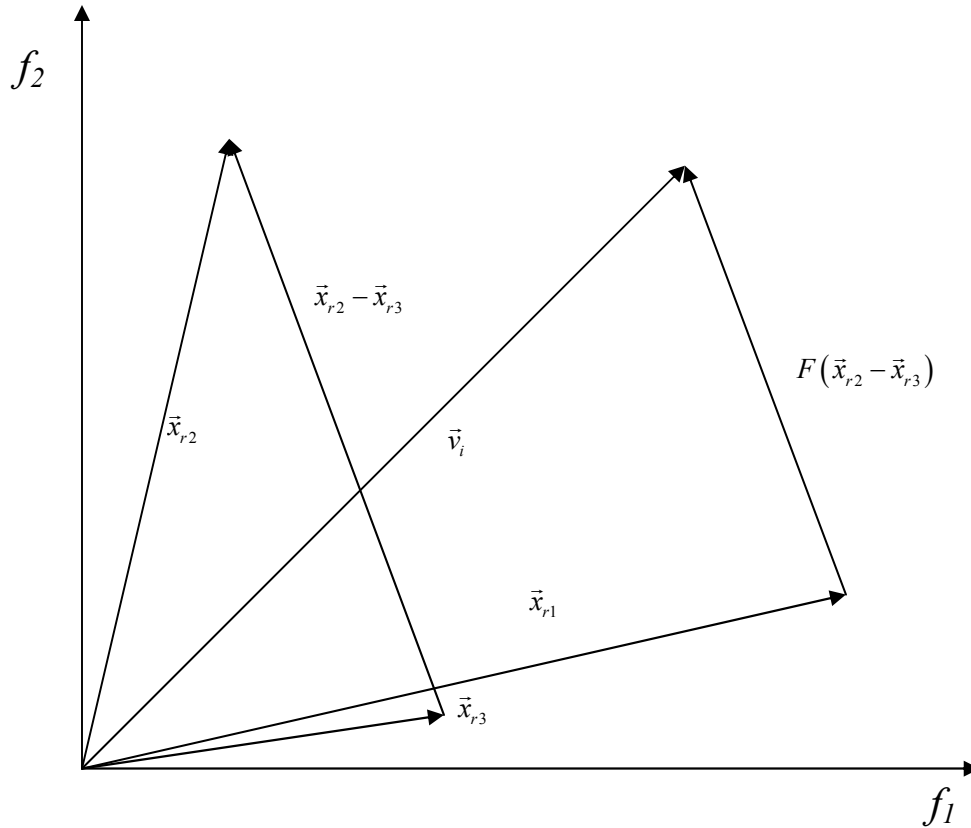


Figura VIII.1 – Fundamentação teórica do algoritmo de ED (reproduzido de PRICE *et al.*, 2005).

A Figura VIII.1 mostra que, a partir de três vetores  $\vec{x}_{r1}$ ,  $\vec{x}_{r2}$  e  $\vec{x}_{r3}$ , são escolhidos aleatoriamente dois deles (nesse caso,  $\vec{x}_{r2}$  e  $\vec{x}_{r3}$ ), sendo realizada a subtração dos mesmos. O resultado é multiplicado por um escalar  $F$ , gerando assim um vetor com módulo diferente da subtração original. Esse novo vetor é então somado ao vetor  $\vec{x}_{r1}$  fornecendo assim um novo vetor  $\vec{v}_i$ . Esse vetor  $\vec{v}_i$  indicará uma nova posição no espaço, isto é, em termos do algoritmo de ED, um novo indivíduo.

No algoritmo da ED, o valor de cada variável é representado por um valor real (ponto flutuante) e o seu procedimento de otimização é regido pelas seguintes etapas:

- gera-se uma população inicial com soluções factíveis para o problema em questão, no qual garante-se, por “regras de reparo”, que os valores atribuídos às variáveis estão dentro das fronteiras delimitadas pelo projetista;
- seleciona-se um indivíduo, de forma aleatória, para ser substituído. Três diferentes indivíduos são selecionados como genitores (pais), sendo um destes selecionado como genitor principal;
- modifica-se cada variável do genitor principal com alguma probabilidade;
- adiciona-se, ao valor atual da variável (genitor principal), a diferença entre duas outras variáveis (genitores secundários) ponderada por uma taxa de perturbação  $F$ . Este procedimento representa o operador de cruzamento na Evolução Diferencial;
- se o vetor resultante apresenta uma função de aptidão melhor que o escolhido, ele o substitui; caso contrário, o vetor escolhido para ser eventualmente substituído é mantido na população.

Em outras palavras, adotando-se um formalismo matemático, na evolução diferencial uma solução  $l_s$ , na geração  $w$  é um vetor multidimensional  $x_{G=NP}^{l_s} = (x_1^{l_s}, x_2^{l_s}, \dots, x_n^{l_s})^T$ . Uma população  $P_{G=ki}$  na geração  $G = ki$  é um vetor de  $NP$  soluções, em que  $NP > 4$ . A população inicial  $P_{G=0}^l = (x_0^l, x_0^l, \dots, x_0^l)^T$ , é gerada, inicialmente, com distribuição uniforme, adotando-se:

$$x_{G=0}^l = l_{inf}(x_i) + rand_i(l_{sup}(x_i) - l_{inf}(x_i)) \quad (\text{VIII.1})$$

em que  $l_{inf}(x_i)$  e  $l_{sup}(x_i)$  são os limites inferior e superior de valores admissíveis para a variável  $x_i$ , respectivamente;  $NP$  é o tamanho da população;  $N_d$  é a dimensão da solução e  $rand_i$  gera um número aleatório, com distribuição uniforme, no intervalo entre 0 e 1. A seleção é realizada para selecionar quatro diferentes índices de solução  $r_1, r_2, r_3$  e  $j \in [1; NP]$ . Os valores de cada variável, na solução descendente (filha), são modificados com uma mesma probabilidade de cruzamento,  $CR$ , para  $\forall i \in N$ :

$$x_{G=k}^l = \begin{cases} x_{i,G=k-l}^{r_3} + F(x_{i,G=k-l}^{r_1} - x_{i,G=k-l}^{r_2}) & \text{se } rand_i \leq CR \\ x_{i,G=k-l}^{r_j} & \text{caso contrário} \end{cases} \quad (\text{VIII.2})$$

em que  $F_x \in (0; 1)$  é uma taxa de “perturbação” a ser adicionada a uma solução escolhida aleatoriamente denominada genitor (ancestral) principal. A nova solução substitui a solução anterior (antiga) se for melhor que ela e se pelo menos uma das variáveis é modificada, esta solução é representada na evolução diferencial pela seleção aleatória de uma variável  $[1; N_d]$ .

O algoritmo implementado por STORN e PRICE (1995) possibilita ao usuário a escolha do tipo de estratégia que será utilizada durante a sua execução. A Tabela VIII.1 mostra as possíveis estratégias que podem ser adotadas.

Tabela VIII.1 – Estratégias propostas em STORN e PRICE (1995).

1 – DE/best/1/exp	6 – DE/best/1/bin
2 – DE/rand/1/exp	7 – DE/rand/1/bin
3 – DE/rand-to-best/1/exp	8 – DE/rand-to-best/1/bin
4 – DE/best/2/exp	9 – DE/best/2/bin
5 – DE/rand/2/exp	10 – DE/rand/2/bin

A convenção geral usada é DE/x/y/z. DE para Evolução Diferencial (*Differential Evolution*),  $x$  representa o vetor que será perturbado,  $y$  é o número de vetores que são utilizados para a perturbação de  $x$  e  $z$  representa o tipo de cruzamento que será utilizado (exp=exponencial; bin=binomial).

A escolha dos valores dos parâmetros  $NP$ ,  $F_x$ ,  $CR$  não é uma tarefa trivial e depende de cada problema. Normalmente,  $NP$  é em torno de 5 a 10 vezes o número de variáveis de projeto do problema e  $F_x$  é tomado como sendo um valor entre 0,1 a 2,0. Uma boa escolha para  $CR$  é 0,5, mas, em geral,  $CR$  poderá ser tão grande quanto possível (STORN e PRICE, 1995).

Os problemas de identificação de parâmetros, também conhecidos como problemas inversos, surgem da necessidade de obtenção de parâmetros de modelos teóricos, de forma que esses possam ser utilizados para simular o comportamento do sistema estudado para diferentes condições de operação. Tradicionalmente, este tipo de problema tem sido tratado por técnicas de otimização clássicas (BALTES *et al.*, 1994; CAZZADOR e LUBENOVA, 1995). Contudo, nos últimos anos, com o surgimento das técnicas não-determinísticas, o uso destas, ou o seu acoplamento com técnicas clássicas por meio de métodos híbridos, vem ganhando importância devido à simplicidade oriunda destas metodologias evolutivas (WANG *et al.*, 2001; SILVA NETO e SOEIRO, 2002, 2003; SILVA NETO e SILVA NETO, 2003; CHALHOUB *et al.*, 2007, LOBATO *et al.*, 2007).

### Formulação do Problema Inverso

Para o caso estudado neste trabalho, o problema inverso consiste na determinação dos parâmetros da equação de PAGE ( $A$ ,  $B$  e  $n$ ), Equação (II.97), e dos coeficientes de perda de calor ( $k_p$  e  $m_p$ ), Equação (II.80) proposta por MYKLESTAD (1963), que minimizam a diferença entre os valores experimentais e calculados:

$$f = \frac{1}{M_{max}^2} \sum_{i=1}^n (M^{sim} - M^{exp})^2 + \frac{1}{T_{smax}^2} \sum_{i=1}^n (T_s^{sim} - T_s^{exp})^2 + \frac{1}{T_{fmax}^2} \sum_{i=1}^n (T_f^{sim} - T_f^{exp})^2 \quad (VIII.3)$$

sujeito ao sistema de equações diferenciais formado pelas equações (VII.19), (VII.24), (VII.34), (VII.42) e pelo espaço de variáveis de projeto:  $-10 \leq A, B, n, k_p, m_p \leq 500$ .

As variáveis  $\Omega^{sim}$  e  $\Omega^{exp}$  são os valores simulados e experimentais ( $\Omega = [M \ W \ T_s \ T_f]$ ),  $M_{max}$ ,  $T_{smax}$  e  $T_{fmax}$  são os máximos valores experimentais observados e  $n$  é o número de dados experimentais.

Para a solução do problema inverso aqui descrito, será usada a técnica da evolução diferencial (ED) (STORN e PRICE, 1995).

### Procedimento para Solução do Problema Inverso

A Figura VIII.2 apresenta o fluxograma que detalha o procedimento utilizado para a resolução do problema inverso.

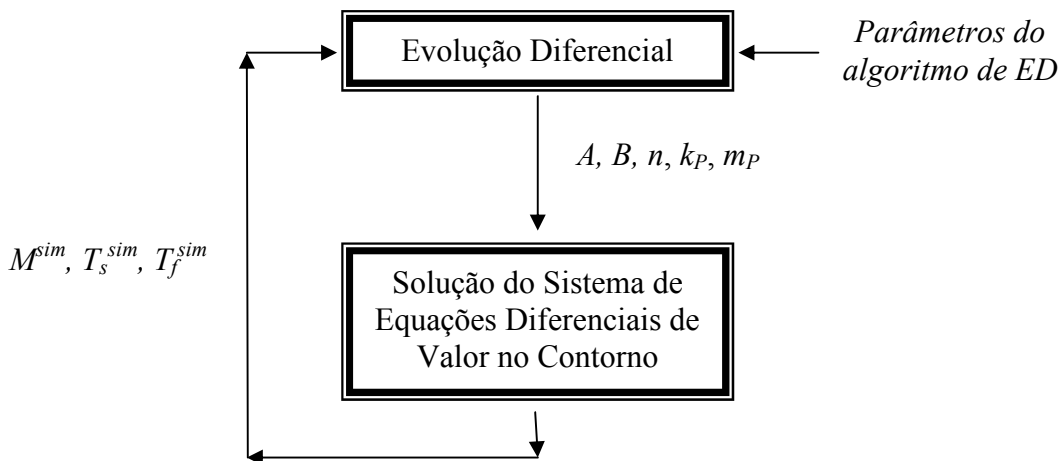


Figura VIII.2 – Procedimento para solução do Problema Inverso usando ED.

Nessa estrutura, inicialmente foram definidos os parâmetros de entrada do algoritmo de ED: número de indivíduos na população ( $N_{ind}$ ), a taxa de perturbação ( $F$ ), a probabilidade de cruzamento ( $CR$ ), o número de gerações ( $N_{gen}$ ), os limites para as variáveis de projeto  $A$ ,  $B$ ,  $C$ ,  $k_p$  e  $m_p$  e a estratégia que será utilizada para a geração de candidatos. Em seguida, foi acoplado um “solver” para a resolução do sistema de equações diferenciais de valor no contorno (EDVC) ao otimizador. O procedimento iterativo começa com a geração da população inicial de forma randômica. A partir dessa população, novas soluções candidatas para as variáveis de projeto são geradas e avaliadas segundo o “solver de EDVC”. Com essa solução, a função objetivo definida pela Equação (VIII.3) é avaliada e o otimizador, ao final de uma geração, decide qual destas soluções candidatas será ou não aceita no processo evolutivo. Tal procedimento continua até que um critério de parada seja satisfeito, no nosso caso, o número de gerações.

## VIII.2 - RESULTADOS OBTIDOS PELA TÉCNICA DE EVOLUÇÃO DIFERENCIAL

Foram utilizados os seguintes parâmetros no algoritmo de ED:  $N=15$ ,  $N_{gen}=250$ ,  $F=0,8$ ;  $CR=0,8$  e a estratégia 7 (*DE/rand/1/bin strategy*, Tabela VIII.1). A solução do problema de valor no contorno foi obtida com o auxílio do método de colocação ortogonal com 10 pontos. A Tabela VIII.2 apresenta os resultados obtidos para duas condições experimentais considerando 20 execuções do algoritmo para a obtenção dos valores médios. A Tabela VIII.2 mostra os experimentos que foram testados e a Tabela VIII.3 apresenta os resultados obtidos para os dois estudos de caso.

Tabela VIII.2 – Condições experimentais para os testes da técnica da Evolução Diferencial.

Experimento 1	$M(z=0)=0,1124$ , $W(z=1)=0,0057$ , $UR=0,1721$ $T_s(z=0)=32,3\text{ }^{\circ}\text{C}$ , $T_f(z=1)=94,8\text{ }^{\circ}\text{C}$
Experimento 2	$M(z=0)=0,1384$ , $W(z=1)=0,0048$ , $UR=0,1902$ $T_s(z=0)=25,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ , $T_f(z=1)=74,6\text{ }^{\circ}\text{C}$

Tabela VIII.3 – Resultados obtidos para os casos estudados.

	$A$	$B$	$n$	$k_p$	$m_p$	$f$ Equação (VIII.3)
Experimento 1	98,922	368,079	-0,697	46,373	3,016	0.017
Experimento 2	44,924	386,232	0,161	42,556	3,155	0.0079

As Figuras VIII.3 e VIII.4 mostram os perfis experimentais (exp) e simulados (sim) para os dois estudos de caso. Foi possível observar uma ótima concordância entre os resultados obtidos por meio da otimização, quando comparados com os pontos experimentais.

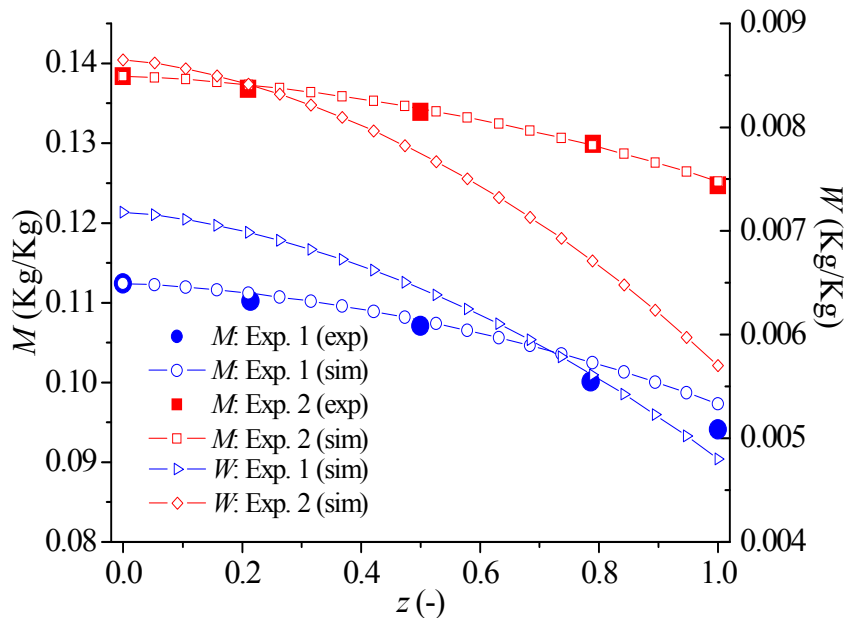


Figura VIII.3 – Perfis de umidade experimental (exp) e simulado (sim), para a umidade do sólido ( $M$ ) e do ar ( $W$ ).

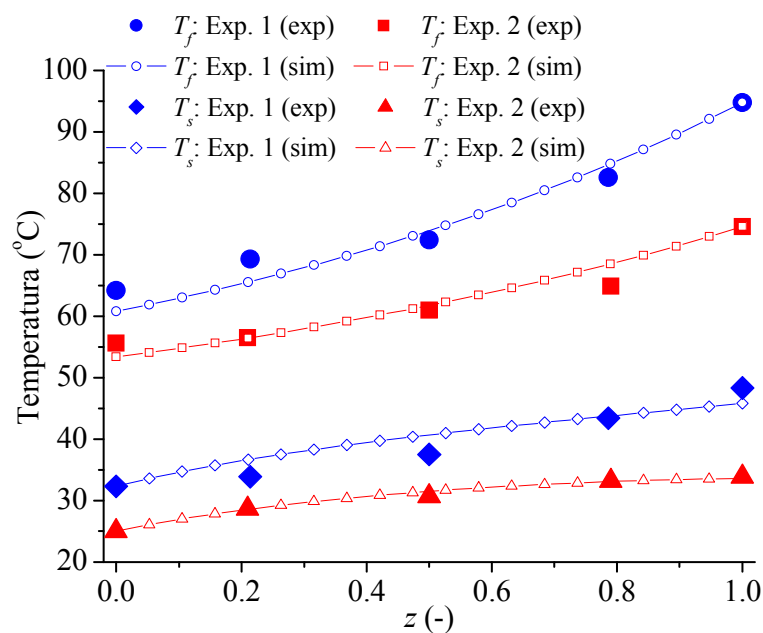


Figura VIII.4 – Perfis de temperatura do sólido e do gás experimental (exp) e simulado (sim).



A Figura VIII.5 mostra a evolução da função objetivo ao longo do processo evolutivo.

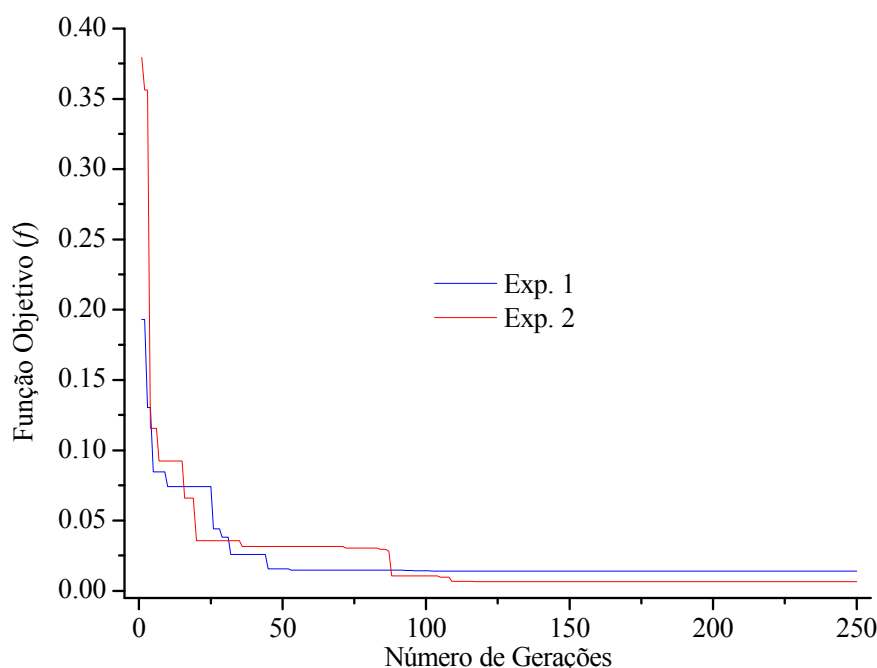


Figura VIII.5 – Função objetivo com o número de gerações.

É possível observar na Figura VIII.5 que o número de gerações utilizado é suficiente para o processo evolutivo e que, além disso, poder-se-ia usar um número menor de gerações para ambos os casos. Outro aspecto a ser destacado é que rapidamente o algoritmo de ED encontra a região onde o ótimo possivelmente se localiza, o que caracteriza a possibilidade de posteriores refinamentos por meio de métodos híbridos formados pelo acoplamento deste método com métodos clássicos (DEB, 2001). O aumento do número de pontos de colocação usados no procedimento para a resolução do problema de valor de contorno não trouxe nenhum benefício, em termos de precisão, para os perfis de umidade e de temperatura.

Deve ser ressaltado que foram gastos, para cada execução do algoritmo de ED, 3765 avaliações da função objetivo e aproximadamente 14,2 minutos do tempo de processamento.

Como se pode observar nas Figuras de VIII.3 a VIII.5, a técnica da Evolução Diferencial usada para ajustar parâmetros do modelo que descreve os perfis de umidade e temperatura do ar e do material particulado constitui-se em mais uma ferramenta útil para estudos futuros, especialmente quando não se dispõe de tempo para a realização de todos os experimentos discutidos nos Capítulos IV, V e VI, nem de flexibilidade para a execução de

um planejamento experimental completo englobando os modelos do equipamento e do material (REAY, 1989) conforme mostrado no Capítulo II pela Figura II.2.

Neste estudo, foram escolhidos os parâmetros para as equações de PAGE (1949) e de MYKLESTAD (1963). A escolha desses parâmetros foi aleatória. Em alguns casos em que aparecem parâmetros ou constantes difíceis de serem quantificados, pode-se empregar essa técnica numérica como uma alternativa para a avaliação dos mesmos em determinadas condições experimentais e, com isso, resolver o modelo matemático do referido processo.

Cabe ainda ressaltar que, diferentemente dos parâmetros obtidos por meio das técnicas clássicas mencionadas nos Capítulos IV, V e VI, que tem validade para uma ampla faixa de condições experimentais, os parâmetros encontrados por meio desta otimização têm validade apenas para as condições em que foram encontrados. Isto se deve ao fato de que, essa técnica (evolução diferencial), tem o objetivo específico de promover uma solução puramente numérica para satisfazer a uma determinada condição, que, neste caso são os dados de umidade e temperatura na entrada e saída do secador.

### VIII.3 – CONCLUSÕES

Com base nos resultados encontrados neste capítulo, pode-se concluir que:

- Por meio da técnica da evolução diferencial foi possível realizar o ajuste dos parâmetros das equações de PAGE (1949) e de MYKLESTAD (1963), para a taxa de secagem ( $R_w$ ) e para o coeficiente de calor perdido ( $U_p$ ), obtendo-se parâmetros para condições experimentais específicas e com a exigência de um pequeno número informações. Isso mostra que esse método pode ser usado na determinação dos perfis de umidade e temperatura do sólido e do ar de secagem em situações em que existam poucas possibilidades de variação nas condições experimentais, como é o caso de ensaios na indústria.

## CAPÍTULO IX

### CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O presente trabalho teve como objetivos principais a comparação do secador roto-fluidizado com o secador convencional com cascadeamento operando nas suas condições ótimas e a proposição de um modelo matemático para descrever as distribuições de umidade e temperatura do ar e do sólido no interior desses dois equipamentos.

Com base no estudo da fluidodinâmica de escoamento no secador rotatório convencional foi determinado que as melhores condições operacionais que satisfazem as recomendações da literatura quanto ao carregamento ocorreram nas seguintes condições: inclinação do tambor,  $\alpha = 3^\circ$ , rotação,  $N_R = 3,6$  rpm e número suspensores,  $N = 6$ . Foi verificado que estas condições se aplicaram para os três suspensores estudados.

O coeficiente dinâmico de fricção encontrado foi de 0,984 com intervalo de confiança de 95 % (0,974 – 0,994). Este é usado no cálculo do ângulo dinâmico de repouso do material em função da posição angular, informação fundamental para o uso da metodologia de REVOL *et al.* (2001) para a carga de sólidos nos suspensores em função da posição angular, a qual se mostrou adequada para tal previsão.

As equações de predição do tempo de residência das partículas em secadores rotatórios convencionais tiveram bons ajustes aos dados experimentais, com destaque para a equação de SAEMAN e MITCHELL (1954), devido a sua boa fundamentação teórica, podendo ser empregada em estudos de projeto, desempenho e *scale up* de secadores rotatórios.

O estudo da fluidodinâmica de escoamento do ar nos mini-tubos do roto-fluidizado mostrou que os mini-tubos de diâmetro menor (9 mm) proporcionam perfis de distribuição homogêneos, devido a restrição que impõe ao fluxo de ar, enquanto que os de diâmetro maior (20 mm) e os híbridos levaram a um perfil de distribuição de ar heterogêneo.

A reprodutibilidade das réplicas nos ensaios de umidade de equilíbrio mostrou que o método estático com a utilização de soluções salinas saturadas foi aplicado com êxito na obtenção das isotermas de equilíbrio do fertilizante estudado. Com base na análise estatística, pode-se concluir que a equação de Halsey modificada foi a que apresentou o melhor ajuste aos dados experimentais de umidade de equilíbrio do fertilizante super-fosfato simples granulado. A análise mostrou que 96,6 % da variabilidade dos dados foram explicados pela

referida equação. Além disso, os gráficos de resíduos dos modelos e a comparação entre os resultados observados e preditos pelo modelo também reforçam essa conclusão.

No estudo da cinética de secagem do fertilizante super-fosfato simples granulado nas condições experimentais utilizadas, as equações de PAGE (1949) e OVERHUTZ (1973) foram as que melhor representaram os dados de cinética de secagem em camada fina. A análise mostrou que 97,09 % da variabilidade dos dados foram explicados pelas referidas equações. O valor do teste F também foi muito superior para estes dois modelos, quando comparados aos demais, fato este reforçado pelos gráficos de resíduos e pela comparação entre os resultados observados e preditos pelo modelo.

A comparação da versão convencional operando nas condições ótimas com a versão roto-fluidizado mostrou que a modificação proposta para substituir o sistema convencional com suspensores pela configuração roto-fluidizado proporcionou uma melhoria significativa no desempenho geral do secador rotatório, proporcionando um aumento considerável nas eficiências de transferência de massa e energia gás-partícula. Tal fato foi verificado mediante os acréscimos ocorridos nos valores de taxa de secagem, ganho de temperatura do sólido e maiores reduções de temperatura do ar, quando se usava a versão roto-fluidizado. Além disso, em todos os casos foram observadas reduções significativas no tempo de residência das partículas no secador, o que reflete em aumento de capacidade do mesmo para uma mesma condição experimental.

Por meio dos balanços de massa e energia realizados sobre elementos infinitesimais de volume do secador rotatório, foi proposto um modelo matemático composto por um sistema de equações diferenciais para descrever as distribuições de umidade e temperatura do ar e do sólido ao longo do comprimento do secador rotatório, tanto o convencional operando em regime de fluxo contracorrente, quanto para o roto-fluidizado. Os resultados para as distribuições de umidade e temperatura simulados pelo modelo apresentaram boa concordância com os obtidos experimentalmente.

A divisão do modelo global de secagem em modelo do equipamento e modelo do material, adotada neste trabalho, se mostrou apropriada para o estudo de secagem de fertilizantes em secadores rotatórios, tanto convencionais, quanto roto-fluidizados. Essa metodologia contempla uma abordagem completa das características do material e da fluidodinâmica de escoamento das partículas no secador, sendo que esta última leva em conta as características operacionais e de projeto do secador.

Como alternativa à obtenção das distribuições de temperatura e umidade ao longo do secador, a técnica da evolução diferencial foi testada para realizar o ajuste dos parâmetros das equações de PAGE (1949) e de MYKLESTAD (1963), para a taxa de secagem ( $R_w$ ) e para o coeficiente de calor perdido ( $U_p$ ), respectivamente. Foram obtidos os parâmetros dessas equações para condições experimentais específicas e com a exigência de um pequeno número informações. Isso mostra que esse método pode ser usado na determinação dos perfis de umidade e temperatura do sólido e do ar de secagem em situações em que existem poucas possibilidades de variação nas condições experimentais, como é o caso de ensaios na indústria. Deve-se ressaltar que os parâmetros encontrados por esse método têm validade apenas para as condições experimentais em que foram obtidos.

Como sugestões para trabalhos futuros, têm-se o estudo sobre a secagem nos secadores rotatórios convencionais operando com sentido de fluxo concorrente, permitindo, assim, uma comparação com os resultados obtidos neste trabalho.

Testar outras configurações de secadores rotatórios, como o secador de venezianas, no qual também não existe cascadeamento de material e a fluidização ocorre no fundo do secador. Com este estudo, pode-se analisar o efeito da perda de carga no sistema, que tem relação direta com o dimensionamento dos sopradores, e estas informações obtidas, aplicadas em projetos futuros desse tipo de secador.

Também pode ser estudada a secagem de outros materiais particulados em secadores rotatórios. Estes estudos além de permitir a verificação da validade da metodologia clássica utilizada, a qual divide o modelo global de secagem em modelo do equipamento e modelo do material, estarão disponibilizando mais informações a respeito do assunto na literatura.

## **APÊNDICE A**

### **RESULTADOS EXPERIMENTAIS DE CINÉTICA DE SECAGEM EM CAMADA FINA DO FERTILIZANTE SUPER-FOSFATO SIMPLES**

Tabela A1 – Resultados experimentais dos experimentos 1 e 2.

Experimento 01			Experimento 02		
$T_f = 65,0\text{ }^{\circ}\text{C}$		$v_F = 1,0\text{ (m/s)}$	$T_f = 65,0\text{ }^{\circ}\text{C}$		$v_F = 5,0\text{ m/s}$
$M_{eq} = 0,0256\text{ kg/kg}$			$M_{eq} = 0,0219\text{ kg/kg}$		
tempo (s)	$M$ (kg/kg)	$MR$ (-)	tempo (s)	$M$ (kg/kg)	$MR$ (-)
0	0,1676	1,0000	0	0,1537	1,0000
60	0,1350	0,7708	60	0,1187	0,7347
180	0,1127	0,6132	180	0,0993	0,5877
300	0,1010	0,5308	300	0,0888	0,5076
420	0,0931	0,4753	420	0,0820	0,4560
600	0,0849	0,4180	600	0,0760	0,4102
900	0,0776	0,3660	900	0,0699	0,3644
1200	0,0727	0,3320	1200	0,0651	0,3282
1500	0,0689	0,3051	1500	0,0619	0,3034
1800	0,0671	0,2926	1800	0,0561	0,2595
2400	0,0626	0,2604	2400	0,0526	0,2327
3000	0,0582	0,2299	3000	0,0498	0,2117
3600	0,0552	0,2084	3600	0,0478	0,1965
4500	0,0529	0,1923	4500	0,0450	0,1755
5400	0,0496	0,1690	6300	0,0412	0,1468
6300	0,0473	0,1529	8100	0,0377	0,1201
7200	0,0458	0,1421	9000	0,0365	0,1106
8100	0,0440	0,1296	9900	0,0355	0,1030
9000	0,0430	0,1224	10800	0,0347	0,0972
9900	0,0415	0,1117	12000	0,0337	0,0896
10800	0,0402	0,1027	13200	0,0327	0,0820
12000	0,0394	0,0974	14400	0,0317	0,0743
13200	0,0384	0,0902	15600	0,0309	0,0686
14400	0,0376	0,0848	17400	0,0304	0,0648
15600	0,0366	0,0777	19200	0,0297	0,0591
17400	0,0361	0,0741	21000	0,0294	0,0571
19200	0,0354	0,0687	22800	0,0292	0,0552
21000	0,0346	0,0633	24600	0,0289	0,0533
22800	0,0346	0,0633	26400	0,0287	0,0514
24600	0,0343	0,0616	28200	0,0284	0,0495
26400	0,0341	0,0598	30000	0,0282	0,0476

Tabela A2 – Resultados experimentais dos experimentos 3 e 4.

Experimento 03			Experimento 04		
$T_f = 95,0\text{ }^{\circ}\text{C}$		$v_F = 1,0\text{ m/s}$	$T_f = 95,0\text{ }^{\circ}\text{C}$		$v_F = 5,0\text{ m/s}$
$M_{eq} = 0,0104\text{ kg/kg}$			$M_{eq} = 0,0084\text{ kg/kg}$		
tempo (s)	$M$ (kg/kg)	$MR$ (-)	tempo (s)	$M$ (kg/kg)	$MR$ (-)
0	0,1514	1,0000	0	0,1442	1,0000
60	0,1063	0,6799	60	0,0968	0,6509
180	0,0749	0,4577	180	0,0694	0,4488
300	0,0576	0,3350	300	0,0531	0,3293
420	0,0444	0,2408	420	0,0402	0,2338
600	0,0318	0,1519	600	0,0272	0,1382
900	0,0261	0,1110	900	0,0197	0,0831
1200	0,0246	0,1003	1200	0,0177	0,0684
1500	0,0236	0,0932	1500	0,0172	0,0647
1800	0,0233	0,0914	1800	0,0170	0,0629
2400	0,0226	0,0861	2400	0,0167	0,0611
3000	0,0221	0,0825	3000	0,0162	0,0574
3600	0,0218	0,0807	3600	0,0160	0,0556
4500	0,0216	0,0790	4500	0,0155	0,0519
5400	0,0208	0,0736	5400	0,0152	0,0500
6300	0,0203	0,0701	6300	0,0147	0,0464
7200	0,0201	0,0683	7200	0,0145	0,0445
8100	0,0198	0,0665	8100	0,0142	0,0427
9000	0,0198	0,0665	9000	0,0140	0,0409
9900	0,0195	0,0647	9900	0,0140	0,0409
10800	0,0195	0,0647	10800	0,0137	0,0390
12000	0,0193	0,0630	12000	0,0135	0,0372
13200	0,0190	0,0612	13200	0,0132	0,0353
14400	0,0190	0,0612	14400	0,0130	0,0335
15600	0,0188	0,0594	15600	0,0127	0,0317
17400	0,0185	0,0576	17400	0,0125	0,0298
19200	0,0183	0,0558	19200	0,0122	0,0280
21000	0,0180	0,0541	21000	0,0122	0,0280
22800	0,0178	0,0523	22800	0,0120	0,0262
24600	0,0175	0,0505	24600	0,0120	0,0262
26400	0,0173	0,0487	26400	0,0117	0,0243
28200	0,0173	0,0487	28200	0,0117	0,0243
30000	0,0170	0,0469	30000	0,0117	0,0243



Tabela A3 – Resultados experimentais dos experimentos 5 e 6.

Experimento 05			Experimento 06		
$T_f = 80,0\text{ }^{\circ}\text{C}$		$v_F = 0,58\text{ m/s}$	$T_f = 80,0\text{ }^{\circ}\text{C}$		$v_F = 5,42\text{ m/s}$
$M_{eq} = 0,0146\text{ kg/kg}$			$M_{eq} = 0,0181\text{ kg/kg}$		
tempo (s)	$M$ (kg/kg)	$MR$ (-)	tempo (s)	$M$ (kg/kg)	$MR$ (-)
0	0,1545	1,0000	0	0,1611	1,0000
60	0,1203	0,7558	60	0,1136	0,6675
180	0,0977	0,5941	180	0,0901	0,5030
300	0,0847	0,5007	300	0,0754	0,4004
420	0,0766	0,4433	420	0,0701	0,3633
600	0,0688	0,3876	600	0,0635	0,3173
900	0,0600	0,3247	900	0,0554	0,2607
1200	0,0522	0,2691	1200	0,0506	0,2271
1500	0,0475	0,2350	1500	0,0458	0,1935
1800	0,0435	0,2062	1800	0,0410	0,1599
2400	0,0392	0,1757	2400	0,0349	0,1175
3000	0,0354	0,1487	3000	0,0321	0,0980
3600	0,0334	0,1344	3600	0,0306	0,0874
4500	0,0324	0,1272	4500	0,0299	0,0821
5400	0,0306	0,1146	5400	0,0283	0,0715
6300	0,0294	0,1056	6300	0,0276	0,0662
7200	0,0286	0,1003	7200	0,0266	0,0591
8100	0,0279	0,0949	8100	0,0261	0,0556
9000	0,0271	0,0895	9000	0,0256	0,0520
9900	0,0264	0,0841	9900	0,0250	0,0485
10800	0,0256	0,0787	10800	0,0250	0,0485
12000	0,0249	0,0733	12000	0,0243	0,0432
13200	0,0244	0,0697	13200	0,0240	0,0414
14400	0,0239	0,0661	14400	0,0240	0,0414
15600	0,0234	0,0625	15600	0,0240	0,0414
17400	0,0226	0,0572	17400	0,0233	0,0361
19200	0,0221	0,0536	19200	0,0230	0,0343
21000	0,0216	0,0500	21000	0,0228	0,0326
22800	0,0214	0,0482	22800	0,0225	0,0308
24600	0,0211	0,0464	24600	0,0225	0,0308
26400	0,0206	0,0428	26400	0,0223	0,0290
28200	0,0201	0,0392	28200	0,0223	0,0290
30000	0,0198	0,0374	30000	0,0223	0,0290

Tabela A4 – Resultados experimentais dos experimentos 7e 8.

Experimento 07			Experimento 08		
$T_f = 61,85\text{ }^{\circ}\text{C}$ $v_F = 3,0\text{ m/s}$			$T_f = 98,15\text{ }^{\circ}\text{C}$ $v_F = 3,0\text{ m/s}$		
$M_{eq} = 0,0186\text{ kg/kg}$			$M_{eq} = 0,0088\text{ kg/kg}$		
tempo (s)	$M$ (kg/kg)	$MR$ (-)	tempo (s)	$M$ (kg/kg)	$MR$ (-)
0	0,1568	1,0000	0	0,1489	1,0000
60	0,1229	0,7551	60	0,0937	0,6059
180	0,0977	0,5723	180	0,0565	0,3401
300	0,0868	0,4938	300	0,0357	0,1921
420	0,0798	0,4426	420	0,0297	0,1493
600	0,0735	0,3969	600	0,0217	0,0922
900	0,0672	0,3512	900	0,0197	0,0780
1200	0,0626	0,3183	1200	0,0190	0,0726
1500	0,0603	0,3019	1500	0,0182	0,0673
1800	0,0576	0,2818	1800	0,0180	0,0655
2400	0,0533	0,2507	2400	0,0172	0,0601
3000	0,0492	0,2215	3000	0,0165	0,0548
3600	0,0470	0,2050	3600	0,0160	0,0512
4200	0,0449	0,1904	4500	0,0157	0,0494
4800	0,0434	0,1794	5400	0,0152	0,0459
5700	0,0414	0,1648	6300	0,0147	0,0423
6600	0,0394	0,1502	7200	0,0145	0,0405
7500	0,0384	0,1429	8100	0,0142	0,0387
8400	0,0369	0,1319	9000	0,0140	0,0370
9600	0,0353	0,1209	9900	0,0137	0,0352
10800	0,0338	0,1100	10800	0,0135	0,0334
12000	0,0326	0,1008	12000	0,0130	0,0298
13200	0,0313	0,0917	13200	0,0127	0,0280
14400	0,0308	0,0880	14400	0,0125	0,0263
15600	0,0303	0,0844	15600	0,0122	0,0245
17400	0,0298	0,0807	17400	0,0120	0,0227
19200	0,0295	0,0789	19200	0,0117	0,0209
21000	0,0293	0,0771	21000	0,0117	0,0209
22800	0,0290	0,0752	22800	0,0115	0,0191
24600	0,0288	0,0734	24600	0,0115	0,0191
26400	0,0285	0,0716	26400	0,0112	0,0173
28200	0,0285	0,0716	28200	0,0112	0,0173
30000	0,0283	0,0698	30000	0,0112	0,0173

Tabela A5 – Resultados experimentais dos experimentos 9e 10.

Experimento 09			Experimento 10		
$T_f = 80,0\text{ }^{\circ}\text{C}$		$v_F = 3,0\text{ m/s}$	$T_f = 80,0\text{ }^{\circ}\text{C}$		$v_F = 3,0\text{ m/s}$
$M_{eq} = 0,0162\text{ kg/kg}$			$M_{eq} = 0,0162\text{ kg/kg}$		
tempo (s)	$M$ (kg/kg)	$MR$ (-)	tempo (s)	$M$ (kg/kg)	$MR$ (-)
0	0,1604	1,0000	0	0,1627	1,0000
30	0,1304	0,7923	30	0,1318	0,7888
60	0,1160	0,6923	60	0,1193	0,7038
90	0,1067	0,6277	90	0,1113	0,6491
120	0,0989	0,5738	120	0,1044	0,6020
240	0,0841	0,4708	240	0,0877	0,4880
360	0,0741	0,4015	360	0,0772	0,4166
600	0,0606	0,3077	600	0,0637	0,3240
900	0,0479	0,2200	900	0,0525	0,2480
1200	0,0446	0,1969	1200	0,0450	0,1963
1800	0,0362	0,1384	1800	0,0367	0,1401
2400	0,0335	0,1200	2400	0,0332	0,1158
3600	0,0302	0,0969	3600	0,0292	0,0885
4800	0,0284	0,0846	4800	0,0274	0,0763
6000	0,0273	0,0769	6000	0,0256	0,0642
7200	0,0262	0,0692	7200	0,0247	0,0581
8400	0,0251	0,0615	8400	0,0238	0,0520
9600	0,0244	0,0569	9600	0,0232	0,0475
10800	0,0237	0,0523	10800	0,0225	0,0429
12000	0,0231	0,0477	12000	0,0218	0,0383
13200	0,0226	0,0446	13200	0,0214	0,0353
14400	0,0222	0,0415	14400	0,0211	0,0338

Tabela A6 – Resultados experimentais dos experimentos 11 e 12.

Experimento 11			Experimento 12		
$T_f = 80,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ $v_F = 3,0\text{ m/s}$			$T_f = 80,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ $v_F = 3,0\text{ m/s}$		
$M_{eq} = 0,0162\text{ kg/kg}$			$M_{eq} = 0,0162\text{ kg/kg}$		
tempo (s)	$M$ (kg/kg)	$MR$ (-)	tempo (s)	$M$ (kg/kg)	$MR$ (-)
0	0,1656	1,0000	0	0,1635	1,0000
30	0,1342	0,7897	30	0,1328	0,7916
60	0,1206	0,6987	60	0,1190	0,6980
90	0,1112	0,6360	90	0,1105	0,6406
120	0,1034	0,5838	120	0,1034	0,5923
240	0,0874	0,4764	240	0,0865	0,4775
360	0,0767	0,4048	360	0,0767	0,4110
600	0,0633	0,3153	600	0,0627	0,3159
900	0,0533	0,2481	900	0,0523	0,2449
1200	0,0466	0,2034	1200	0,0465	0,2057
1800	0,0388	0,1512	1800	0,0378	0,1468
2400	0,0343	0,1213	2400	0,0338	0,1196
3600	0,0308	0,0975	3600	0,0309	0,0999
4800	0,0290	0,0855	4800	0,0294	0,0894
6000	0,0272	0,0736	6000	0,0271	0,0743
7200	0,0265	0,0691	7200	0,0265	0,0697
8400	0,0256	0,0632	8400	0,0258	0,0652
9600	0,0250	0,0587	9600	0,0251	0,0607
10800	0,0243	0,0542	10800	0,0242	0,0546
12000	0,0236	0,0497	12000	0,0236	0,0501
13200	0,0230	0,0453	13200	0,0229	0,0456
14400	0,0225	0,0423	14400	0,0227	0,0441

## **APÊNDICE B**

### **RESULTADOS EXPERIMENTAIS DE COMPARAÇÃO DE DESEMPENHO ENTRE OS SECADORES**

Tabela B1 – Resultados experimentais de secagem para o secador rotatório convencional com 6 suspensores de 3 segmentos (2x0,7x0,7cm) operando com rotação  $N_R = 3,6$  rpm e inclinação  $\alpha = 3^\circ$ .

Exp.	$v_{AR}$	$T_{f0}$	$G_{SU}$	$\bar{\tau}$	$Y_0$	$Y$	$UR_0$	$UR$	$T_f$	$T_{S0}$	$T_S$	$M_0$	$M$	$R_W$
	m/s	°C	kg/min	min	g <sub>vp</sub> /kg <sub>AS</sub>	g <sub>vp</sub> /kg <sub>AS</sub>	(-)	(-)	°C	°C	°C	kg/kg	kg/kg	min <sup>-1</sup>
1	1,5	75	0,8	5,6	24,32	37,82	0,59	0,74	52,2	26,72	35,06	0,1557	0,1387	3,04
2	1,5	75	1,2	5,45	19,79	39,72	0,528	0,87	50,8	26,72	32,85	0,1567	0,1427	2,57
3	1,5	95	0,8	5,6	18,68	22,82	0,425	0,51	70,4	24,77	37,71	0,1596	0,1373	3,98
4	1,5	95	1,2	5,45	18,27	22,63	0,419	0,51	67,1	26,72	37,42	0,1581	0,1404	3,25
5	3,5	75	0,8	6,3	12,45	18,18	0,395	0,64	55,4	25,99	34,45	0,1536	0,1295	3,83
6	3,5	75	1,2	6,0	15,89	18,82	0,464	0,63	54,5	25,87	33,56	0,1495	0,1317	2,97
7	3,5	95	0,8	6,3	15,06	17,56	0,388	0,49	70,9	25,87	38,68	0,1697	0,1363	5,30
8	3,5	95	1,2	6,0	15,89	18,57	0,384	0,51	68,1	26,03	38,32	0,1588	0,1353	3,92
9	1,086	85	1	5,1	9,11	16,25	0,282	0,6	54,3	22,49	29,53	0,1594	0,145	2,82
10	3,914	85	1	5,9	7,9	16,17	0,252	0,63	60,3	22,45	30,51	0,1636	0,1407	3,88
11	2,5	70,86	1	5,2	13,18	19,76	0,432	0,68	51,8	25,43	32,44	0,1542	0,1389	2,94
12	2,5	99,14	1	5,2	10,88	19,37	0,279	0,56	68,6	25,43	38,85	0,1496	0,129	3,96
13	2,5	85	0,717	5,3	10,61	19,51	0,314	0,59	63,8	27,93	40,42	0,1409	0,1183	4,26
14	2,5	85	1,283	5,1	10,21	17,81	0,306	0,64	54,7	24,32	30,19	0,1391	0,1242	2,92
15	2,5	85	1	5,2	12,34	18,45	0,28	0,61	58,9	28,97	36,66	0,1372	0,1203	3,25
16	2,5	85	1	5,2	12,44	18,92	0,355	0,61	58,7	24,16	31,54	0,1375	0,1207	3,23
17	2,5	85	1	5,2	12,44	18,92	0,355	0,61	58,7	25,03	32,58	0,1374	0,1209	3,17
18	2,5	85	1	5,2	12,44	18,92	0,355	0,61	58,7	24,20	32,13	0,137	0,1204	3,19

Tabela B2 – Resultados experimentais de secagem para o secador rotatório convencional com 6 suspensores de 2 segmentos (3x1 cm) e operando com rotação  $N_R = 3,6$  rpm e inclinação  $\alpha = 3^\circ$ .

Exp.	$v_{AR}$	$T_{f0}$	$G_{SU}$	$\bar{\tau}$	$Y_0$	$Y$	$UR_0$	$UR$	$T_f$	$T_{S0}$	$T_S$	$M_0$	$M$	$R_W$
	m/s	°C	kg/min	min	g <sub>vp</sub> /kg <sub>AS</sub>	g <sub>vp</sub> /kg <sub>AS</sub>	(-)	(-)	°C	°C	°C	kg/kg	kg/kg	min <sup>-1</sup>
1	1,5	75	0,8	6,1	16,08	19,61	0,469	0,71	55,1	28,24	34,74	0,1143	0,1032	1,82
2	1,5	75	1,2	5,9	11,5	18,11	0,374	0,65	52,2	28,24	32,99	0,1161	0,1059	1,73
3	1,5	95	0,8	6,1	9,33	20,51	0,255	0,71	73,5	26,89	38,28	0,1336	0,1175	2,64
4	1,5	95	1,2	5,9	11,22	21,43	0,29	0,72	71,0	30,55	39,45	0,1304	0,1186	2,00
5	3,5	75	0,8	8,5	13,95	16,24	0,423	0,6	58,4	30,55	37,01	0,1100	0,0903	2,32
6	3,5	75	1,2	7,2	14,03	16,14	0,425	0,59	56,4	28,24	34,04	0,114	0,1007	1,85
7	3,5	95	0,8	8,5	14,08	16,99	0,352	0,55	74,2	30,55	41,4	0,1198	0,0951	2,91
8	3,5	95	1,2	7,2	12,58	19,12	0,322	0,62	70,3	26,89	36,04	0,1346	0,1172	2,42
9	1,086	85	1	6,2	10,74	22,51	0,322	0,75	57,1	27,14	31,63	0,1604	0,1469	2,18
10	3,914	85	1	6,9	15,2	20,35	0,409	0,62	63,5	26,53	32,99	0,1389	0,1181	3,01
11	2,5	70,86	1	6,7	7,58	18,22	0,29	0,65	52,7	25,19	30,23	0,1355	0,1200	2,31
12	2,5	99,14	1	6,7	13,02	20,16	0,317	0,64	71,8	26,53	39,65	0,1327	0,1116	3,15
13	2,5	85	0,717	6,8	16,81	20,29	0,436	0,64	65,5	25,19	37,26	0,1538	0,1302	3,47
14	2,5	85	1,283	6,3	13,35	20,3	0,373	0,64	57,3	26,77	30,22	0,1596	0,1458	2,19
15	2,5	85	1	6,7	12,22	17,35	0,344	0,57	61,7	25,39	31,81	0,1305	0,1129	2,63
16	2,5	85	1	6,7	12,85	18,64	0,361	0,6	62,3	25,39	31,81	0,1227	0,1049	2,66
17	2,5	85	1	6,7	12,85	18,64	0,361	0,6	62,6	24,90	31,65	0,1239	0,1062	2,64
18	2,5	85	1	6,7	12,85	18,64	0,361	0,6	61,9	24,70	31,65	0,1570	0,1397	2,58

Tabela B3 – Resultados experimentais de secagem para o secador roto-fluidizado com mini-tubos de 9 mm (Roto 09mm) e operando com rotação  $N_R = 3,6$  rpm e inclinação  $\alpha = 3^\circ$ .

Exp.	$v_{AR}$	$T_{f0}$	$G_{SU}$	$\bar{\tau}$	$Y_0$	$Y$	$UR_0$	$UR$	$T_f$	$T_{S0}$	$T_S$	$M_0$	$M$	$R_W$
	m/s	°C	kg/min	min	g <sub>vp</sub> /kg <sub>AS</sub>	g <sub>vp</sub> /kg <sub>AS</sub>	(-)	(-)	°C	°C	°C	kg/kg	kg/kg	min <sup>-1</sup>
1	1,5	75	0,8	3,19	19,55	30,91	0,525	0,83	75,13	26,29	48,38	0,1431	0,1103	10,28
2	1,5	75	1,2	3,33	23,28	37,54	0,576	0,9	75,21	26,29	47,86	0,1511	0,1181	9,91
3	1,5	95	0,8	3,19	20,85	31,9	0,46	0,72	95,1	27,02	66,1	0,1376	0,0949	13,39
4	1,5	95	1,2	3,33	19,17	32,69	0,437	0,76	95,14	27,02	64,72	0,135	0,0916	13,03
5	3,5	75	0,8	2,28	11,65	12,27	0,397	0,54	75,08	23,36	47,96	0,1488	0,1114	16,40
6	3,5	75	1,2	2,49	12,86	13,41	0,428	0,59	75,29	23,36	47,61	0,1514	0,1151	14,58
7	3,5	95	0,8	2,28	14,15	14,74	0,351	0,49	95,43	24,15	65,25	0,1361	0,0955	17,81
8	3,5	95	1,2	2,49	15,99	16,48	0,383	0,52	95,37	24,21	64,13	0,1381	0,0957	17,03
9	1,086	85	1	3,09	23,05	36,28	0,528	0,85	85,14	27,02	50,78	0,1371	0,1027	11,13
10	3,914	85	1	2,31	7,57	13,78	0,242	0,54	85,73	21,59	51,88	0,1452	0,1046	17,58
11	2,5	70,86	1	3,06	17,65	26,47	0,516	0,85	70,98	26,29	42,05	0,1508	0,1157	11,47
12	2,5	99,14	1	3,06	22,54	35,78	0,462	0,8	99,21	27,02	60,17	0,142	0,0916	16,47
13	2,5	85	0,717	2,85	18,34	26,13	0,46	0,69	85,1	26,29	55,33	0,1457	0,1044	14,49
14	2,5	85	1,283	3,10	23,23	32,72	0,528	0,84	85,05	26	45,76	0,1493	0,1099	12,71
15	2,5	85	1	3,06	19,8	29,99	0,482	0,79	85,01	27,54	52,04	0,1555	0,1104	14,74
16	2,5	85	1	3,06	19,28	30,05	0,474	0,79	85,1	27,5	51,92	0,1508	0,1063	14,54
17	2,5	85	1	3,06	18,87	30,21	0,468	0,79	84,97	27,5	51,92	0,1531	0,1074	14,93
18	2,5	85	1	3,06	19,74	29,44	0,48	0,87	85,14	27,59	52,2	0,1528	0,106	15,29



Tabela B4 – Resultados experimentais de secagem para o secador roto-fluidizado com mini-tubos de 20 mm (Roto 20 mm)  
e operando com rotação  $N_R = 3,6$  rpm e inclinação  $\alpha = 3^\circ$ .

Exp.	$v_{AR}$	$T_{f0}$	$G_{SU}$	$\bar{\tau}$	$Y_0$	$Y$	$UR_0$	$UR$	$T_f$	$T_{S0}$	$T_S$	$M_0$	$M$	$R_W$
	m/s	°C	kg/min	min	g <sub>vp</sub> /kg <sub>AS</sub>	g <sub>vp</sub> /kg <sub>AS</sub>	(-)	(-)	°C	°C	°C	kg/kg	kg/kg	min <sup>-1</sup>
1	1,5	75	0,8	3,27	5,68	12,93	0,211	0,6	45,43	22,5	33,2	0,1286	0,1076	6,42
2	1,5	75	1,2	3,62	5,29	15,5	0,198	0,69	42,16	22,02	30,76	0,1425	0,1228	5,44
3	1,5	95	0,8	3,27	4,56	11,63	0,142	0,51	56,24	22,11	38,9	0,1358	0,1088	8,26
4	1,5	95	1,2	3,62	8,75	23,76	0,238	0,74	54,57	22,07	37,97	0,1437	0,1170	7,38
5	3,5	75	0,8	2,91	6,69	12,65	0,248	0,57	52,37	22,04	34,78	0,1436	0,1150	9,83
6	3,5	75	1,2	3,18	5,85	13,37	0,225	0,61	48,43	20,56	32,91	0,1487	0,1201	8,99
7	3,5	95	0,8	2,91	7,68	13,38	0,219	0,51	67,53	23,6	42,58	0,1381	0,1080	10,34
8	3,5	95	1,2	3,18	6,72	13,27	0,198	0,51	65,17	25,72	43,43	0,1329	0,1007	10,13
9	1,086	85	1	3,71	3,69	16,03	0,131	0,64	51,13	23,6	32,88	0,1474	0,1249	6,06
10	3,914	85	1	2,86	7,95	11,16	0,254	0,49	55,15	20,68	38,59	0,1289	0,0972	11,08
11	2,5	70,86	1	3,51	11,04	15,09	0,383	0,64	42,80	25,72	33,72	0,1417	0,1202	6,13
12	2,5	99,14	1	3,51	10,12	15,81	0,267	0,58	65,59	25,8	41,23	0,1421	0,1102	9,09
13	2,5	85	0,717	2,84	9,9	14,05	0,3	0,56	62,5	25,07	38,07	0,1402	0,1128	9,65
14	2,5	85	1,283	3,94	8,44	17,36	0,264	0,66	50,97	25,07	33,18	0,1387	0,1126	6,62
15	2,5	85	1	3,51	10,81	15,5	0,322	0,62	52,98	26,39	36,38	0,1324	0,1023	8,58
16	2,5	85	1	3,51	9,98	18,08	0,304	0,68	52,46	26,38	36,06	0,1494	0,1197	8,46
17	2,5	85	1	3,51	9,4	15,11	0,289	0,64	52,6	26,39	36,64	0,1346	0,1045	8,58
18	2,5	85	1	3,51	9,28	15,06	0,286	0,63	52,7	26,39	36,58	0,1319	0,1018	8,58

Tabela B5 – Resultados experimentais de secagem para o secador roto-fluidizado híbrido com mini-tubos de 20 mm início e 9 mm no final (Roto 20-9mm) e operando com rotação  $N_R = 3,6$  rpm e inclinação  $\alpha = 3^\circ$ .

Exp.	$v_{AR}$	$T_{f0}$	$G_{SU}$	$\bar{\tau}$	$Y_0$	$Y$	$UR_0$	$UR$	$T_f$	$T_{S0}$	$T_S$	$M_0$	$M$	$R_W$
	m/s	°C	kg/min	min	g <sub>vp</sub> /kg <sub>AS</sub>	g <sub>vp</sub> /kg <sub>AS</sub>	(-)	(-)	°C	°C	°C	kg/kg	kg/kg	min <sup>-1</sup>
1	1,5	75	0,8	3,55					39,92	21,05	31,61	0,1229	0,1097	3,72
2	1,5	75	1,2	3,70					38,02	21,05	39,41	0,1318	0,1207	3,00
3	1,5	95	0,8	3,55					45,31	21,05	39,41	0,1320	0,1077	6,85
4	1,5	95	1,2	3,70										0,00
5	3,5	75	0,8	3,11	5,34	10,54	0,207	0,52	46,04	25,07	38,35	0,1371	0,1110	8,39
6	3,5	75	1,2	3,45	5,65	12,73	0,216	0,62	42,07	25,07	36,58	0,1387	0,1122	7,68
7	3,5	95	0,8	3,11	0,9	8,78	0,031	0,41	53,52	26,16	46,76	0,1372	0,1106	8,55
8	3,5	95	1,2	3,45					42,6	18,73	39,08	0,1259	0,1011	7,19
9	1,086	85	1	3,41					43,32	27,5	35,55	0,1321	0,1121	5,87
10	3,914	85	1	3,09	2,74	10,43	0,100	0,49	49,72	26,16	44,32	0,1351	0,1105	7,96
11	2,5	70,86	1	3,43	2,89	12,51	0,128	0,66	37,98	19,83	34,69	0,1155	0,1019	3,97
12	2,5	99,14	1	3,43					42,96	20,56	39,26	0,1281	0,1029	7,35
13	2,5	85	0,717	3,21	1,12	11,43	0,043	0,55	45,75	26,16	39,39	0,1312	0,1076	7,35
14	2,5	85	1,283	3,71	1,43	14,44	0,054	0,68	40,45	26,16	37,07	0,1330	0,1135	5,26
15	2,5	85	1	3,43	0,77	12,71	0,03	0,65	39,48	23,48	37,29	0,1261	0,1068	5,63
16	2,5	85	1	3,43	1,31	13,51	0,056	0,65	40,77	23,24	37,01	0,1227	0,0990	6,91
17	2,5	85	1	3,43					40,17	23,24	36,1	0,1214	0,0997	6,33
18	2,5	85	1	3,43	2,12	13,4	0,079	0,65	40,41	23,24	35,67	0,1216	0,1039	5,16

Tabela B6 – Resultados experimentais de secagem para o secador roto-fluidizado híbrido com mini-tubos de 9 mm início e 20 mm no final (Roto 9-20 mm) e operando com rotação  $N_R = 3,6$  rpm e inclinação  $\alpha = 3^\circ$ .

Exp.	$v_{AR}$	$T_{f0}$	$G_{SU}$	$\bar{\tau}$	$Y_0$	$Y$	$UR_0$	$UR$	$T_f$	$T_{S0}$	$T_S$	$M_0$	$M$	$R_W$
	m/s	°C	kg/min	min	g <sub>vp</sub> /kg <sub>AS</sub>	g <sub>vp</sub> /kg <sub>AS</sub>	(-)	(-)	°C	°C	°C	kg/kg	kg/kg	min <sup>-1</sup>
1	1,5	75	0,8	3,55	5,85	17,15	0,223	0,73	41	27,38	35,73	0,1122	0,0917	5,77
2	1,5	75	1,2	4,22										
3	1,5	95	0,8	3,55	2,37	16,26	0,078	0,65	47,98	29,82	40,18	0,1144	0,0930	6,03
4	1,5	95	1,2	4,22	2,08	19,35	0,069	0,72	46,34	29,82	42,43	0,1141	0,0951	4,50
5	3,5	75	0,8	3,09	5,92	15,3	0,225	0,65	45,91	31,16	39,08	0,1156	0,0928	7,38
6	3,5	75	1,2	3,49	4,57	13,81	0,181	0,63	44,21	23,36	36,52	0,1134	0,0888	7,05
7	3,5	95	0,8	3,09	3,01	14,49	0,097	0,55	55,14	27,38	44,32	0,1133	0,0881	8,16
8	3,5	95	1,2	3,49	5,02	15,14	0,154	0,59	51,8	29,82	43,41	0,1196	0,0924	7,79
9	1,086	85	1	4,07	2,69	19,23	0,099	0,72	45,49	31,16	35,43	0,1167	0,1011	3,83
10	3,914	85	1	3,15	2,37	15,22	0,088	0,62	48,79	31,16	39,08	0,1180	0,0863	10,06
11	2,5	70,86	1	4,01	6,59	15,57	0,26	0,68	43,00	27,38	38,47	0,1069	0,0862	5,16
12	2,5	99,14	1	4,01	4,85	11,41	0,144	0,43	62,98	31,4	47,31	0,1100	0,0835	6,61
13	2,5	85	0,717	3,51	3,25	13,99	0,117	0,59	49,07	31,16	39,08	0,1128	0,0874	7,24
14	2,5	85	1,283	4,70	4,62	16,26	0,161	0,67	45,06	27,87	39,75	0,1142	0,0917	4,79
15	2,5	85	1	4,01	15,03	18,05	0,404	0,64	52,84	28,48	49,75	0,1134	0,0864	6,73
16	2,5	85	1	4,01	14,57	15,51	0,39	0,57	55,39	28,48	49,87	0,1144	0,0885	6,46
17	2,5	85	1	4,01	14,74	17,47	0,401	0,63	52,78	28,48	49,44	0,1100	0,0831	6,71
18	2,5	85	1	4,01	15,51	17,19	0,414	0,61	54,74	28,48	49,87	0,1060	0,0807	6,31

## **ANEXO A**

### **PROPRIEDADES FÍSICAS DO MATERIAL E DO AR DE SECAGEM**

Na sequência encontram-se os valores das principais propriedades físicas do fertilizante e do ar de secagem usadas na solução numérica do modelo apresentado no capítulo VII.

$$Cp_s = 1.02577 \text{ kJ/(kg}^\circ\text{C)}$$

$$Cp_f = 1 \text{ kJ/(kg}^\circ\text{C)}$$

$$Cp_l = 4.1868 \text{ kJ/(kg}^\circ\text{C)}$$

$$Cp_v = 1.1723 \text{ kJ/(kg}^\circ\text{C)}$$

$$MMar = 28.9 \text{ g/gmol}$$

$$R = 8.2 \times 10^{-5} \text{ (atm m}^3\text{)/(mol K)}$$

$$P = 0.91 \text{ atm}$$

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ALVAREZ, P. I. e SHENE, C., Experimental Study of Residence Time in the Direct Rotary Dryer, *Drying Technology*, n. 12 v. 7-p. 1629-1651, 1994.
- BABU, B. V., ANGIRA, R., "Optimization of Thermal Cracker Operation using Differential Evolution," in *Proceedings of International Symposium and 54th Annual Session of IChE (CHEMCON-2001)*, 2001.
- BABU, B. V., CHAKOLE, P. G., MUBEEN, J. H. S., "Multi-objective Differential Evolution (MODE) for Optimization of Adiabatic Styrene Reactor". *Chemical Engineering Science*. Vol 60, pp. 4822-4837, 2005.
- BABU, B. V., SASTRY, K. K. N., "Estimation of Heat-transfer Parameters in a Trickle-bed Reactor using Differential Evolution and Orthogonal Collocation," *Computers & Chemical Engineering*, Vol. 23, pp. 327-339, 1999.
- BAKER, C. G. J. Chapter 1: Cascading rotary dryers. *Advances in Drying*, Hemisphere, New York, Mujumdar A. S (ed)., v. 2, p. 1-51, 1983.
- BAKER, C. G. J. The design of flights in cascading rotary dryers, *Drying Technology*, v. 6, p 631-653, 1988.
- BALTES, M., SCHNEIDER, R., STURM, C., REUSS, M., Optimal experimental design for parameter estimation in unstructured growth models. *Biotechnology Programming*, vol. 10, pp. 480-491, 1994.
- BARROZO, M. A. S., Transferência de Calor e Massa entre o Ar e Sementes de Soja em Leito Deslizante e Escoamentos Cruzados, Tese de Doutorado, UFSCar, São Carlos-SP, 1995.
- BARROZO, M. A. S., ENRIQUE H. M., SARTORI D. J. M., A Study on the Diffusional Model Applied to Soybean Drying. *Anais do V Congresso Latino americano de Transferência de Calor y Matéria*, Vol. 1, p. ib67, Caracas, 1994.
- BOX, M. J., HUNTER, W. G. e HUNTER, J. S. *Statistics for Experimenters, An Introduction to Design, Data Analysis, and Model Building*, John Wiley and Sons, New York, 1978.
- BROOKER, D. B., BAKKER-ARKEMA, F. W. e HALL, C. W., *Drying Cereal Grains*. The Avi Publishing Company, Inc., Westport, 1974.
- CAZZADOR, L., LUBENOVA, V., Nonlinear estimation of specific growth rate for aerobic fermentation processes. *Biotechnology and Bioengineering*, vol. 47, pp. 626-634, 1995.

- CHALHOUB, E. S., CAMPOS VELHO, H. F., SILVA NETO, A. J., A comparison of the one-dimensional radiative transfer problem solutions obtained with the monte carlo method and three variations of the discrete ordinates method. In *Proceedings in 19<sup>th</sup> International Congress of Mechanical Engineering*, 03-05 de novembro, Brasília - DF, 2007.
- CHEN, C.S. e CLAYTON, J.T., The Effect of Temperature on Sorption Isotherms of Biological Materials. *Transactions of the ASAE*, Vol. 14(5), p. 927-929, 1971.
- CHUNG, D.S. e PFOST, H.B., Adsorption and desorption of Water Vapour by cereal grains and their products Part II. *Transactions of the ASAE*, Vol. 10(4), p. 549-551, 1967.
- CHIOU, J. P., WANG, F. S., "Hybrid Method of Evolutionary Algorithms for Static and Dynamic Optimization Problems with Application to a Fed-batch Fermentation Process," *Computers & Chemical Engineering*, vol. 23, pp. 1277-1291, 1999.
- COELHO, L. S., *Fundamentos, potencialidades e aplicações de algoritmos evolutivos*. Notas em Matemática Aplicada, Volume 2, SBMAC, 94 pp., São Carlos - SP, 2003.
- CRISTO, H. P., "Modelagem, Simulação e Projeto de Secadores Rotatórios Diretos", MSc., Universidade Federal de Minas Gerais, Brasil, 2004.
- DEB, K. *Multi-Objective Optimization using Evolutionary Algorithms*. John Wiley and Sons, New York, 2001.
- DOUGLAS, P. L., KWADE, A., LEE, P. L., MALLICK, S. K., WHALEY, M. G. Simulation of Rotary Dryer for Sugar Crystalline, *Drying Technology*, v. 11, p. 129-155, 1993.
- EDGAR, T. F., HIMMELBLAU, D. M., LASDON, L. S. *Optimization of chemical process*. Second Edition, McGraw-Hill Chemical Engineering Series, 651 pp, 2001.
- FORTES, C.C. e OKOS, M.R., Drying Theories: Their Bases and Limitations as Applied to Food and Grains. In: *Advances in Drying*. Washington, Ed. Arum S. Mujundar, Hemisphere Publishing Corporation. P. 119-154, 1980.
- FOUST, A. S., WENZEL, L. A., CLUMP, C. W., MAUS, L., ANDERSEN, L. B., *Princípios das Operações Unitárias*, Guanabara Dois, Rio de Janeiro, 1982.
- FAN, L. T., AHN, Y. K., *Axial Dispersion of Solids in Rotary Solid Flow Systems*, *Appl. Sci. Res.*, A10, p. 465, 1961.
- FRIEDMAN, S. J., MARSHAL, W. R., "Studies in rotary drying, Part. I: Holdup and Dusting ". *Chemical Engineering Progress*", v.45, p. 482-573, 1949-a.
- FRIEDMAN, S. J., MARSHAL, W. R., *Studies in rotary drying. Part II: Heat and mass transfer*. *Chemical Engineering Progress*, 45(9), 573-588, 1949-b.

- GLIKIN, P. G. "Transport of Solids Through Flighted Rotation Drums". Trans IchemE, v 56, p. 120-126, 1978.
- GREENSPAN, L., Humidity fixed Points of Binary Saturated Aqueous Solutions. Journal Res. Natl. Bureau of Standards, Vol. 81(A), p. 89-93, 1977.
- HARKINS, W. D., JURA, G. A, Vapor Adsorption Method for the Determination of the Área of a Solid. J. Am. Chem. /soc., Vol. 66, p. 1366-1371, 1944.
- HENDERSON, S. M. A Basic Concept of Equilibrium Moisture Content. Agricultural Engineerig, Vol. 33(2), p. 29-31, 1952.
- HENDERSON, J. M. e HENDERSON, S. M. A Computational Procedure for Deep-bed Drying Analysis. Journal of Agricultural Engineerig Research, Vol. 13, p. 85-95, 1968.
- IGUAZ, A., ESNOZ, A., MARTINEZ, G., LÓPEZ, A., VÍRSEDA, P., Mathematical Modelling and Simulation for the Drying Process of Vegetable Wholesale by-products in a Rotary Dryer. Journal of Food Engineering 59, p. 151-160, 2003.
- JOHNSTONE, H. F. and SINGH A. D., Bull. University ILL, v. 324, p. 56, 1940.
- KAMKE, F. A. e WILSON, J. B. " Computer simulation of a Rotary Dryer – Part I: Retention Time", AIChE Journal, v. 32, p. 263-268, 1986.
- KAMKE, F. A. e WILSON, J. B. " Computer simulation of a Rotary Dryer – Part II: "Heat and Mass Transfer", AIChE Journal, v. 32, p. 269-275, 1986.
- KEEY, R. B. Transport Phenomena. In: Drying Principles and Patrice. 1 ed. Pergammon Press, Oxford, England, p. 50 a 76, 1972.
- KELLY, J. J. *Bull. Inst. Ind.. Res. Standards*, vol. 5, p. 361, 1968.
- KELLY, J. J., O'DONNELL, J. P., *Chemical Engineering Symposium Series*, 29, 38, 1968.
- KELLY, J. J., Flight design in rotary dryers, *Drying Technology*, v. 10. p. 979-993, 1992.
- KELLY, J. J., O'DONNELL, P. "Residence Time Model for Rotary Rums", Trans IchemE, v 55, p. 243-252, 1977.
- KEMP, I. C., OAKLEY, D. E., Simulation and Scale-up of Pneumatic Conveying and Cascading Rotary Dryers., *Drying Technology*, v. 15, p. 1699-1710, 1997.
- KEMP, I. C., OAKLEY, D. E., Modeling of Particulate Drying in Theory and Practice. *Drying Technology*, v. 20, p. 1699-1750, 2002.
- KEMP, I. C., "Comparison of Particles Motion Correlations For Cascading Rotary Dryers". Proceedings of the 14<sup>th</sup> International Drying Symposium (IDS) 2000, v. B, p.790-797. São Paulo, Brazil, 2004.



- LABUZA, T. P., KAAANANE, A., CHEN, J. Y., Effect of Temperature on the Moisture Sorption Isotherms and Water Activity Shift of Two Dehydrated Foods. *Journal of Food Science*, Vol. 50, p. 385-390, 1985.
- LEWIS, W. K. The rate of Drying of Solid Material. *Ind. Eng. Chem.*, Vol. 13, p. 427, 1921.
- LISBOA, M. H., Estudo de Secadores Rotatórios na Secagem de Fertilizantes, Dissertação de Mestrado, UFU, Uberlândia/MG, 2005.
- LOBATO, F. S., STEFFEN JR, V., SILVA NETO, A. J. Um Estudo Comparativo usando Evolução Diferencial e Recozimento Simulado Aplicado a um Problema Inverso de Transferência Radiativa. X Encontro de Modelagem Computacional, 21 à 23 de Novembro, Nova Friburgo - RJ, 2007-a.
- LOBATO, F. S., OLIVEIRA-LOPES, L. C., MURATA, V. V., STEFFEN Jr, V., Evolução Diferencial Aplicada à Solução de Problemas de Controle Ótimo com Restrições de Desigualdade. X Encontro de Modelagem Computacional, 21 à 23 de Novembro, Nova Friburgo - RJ, 2007b.
- LOBATO, F. S., MURATA, V. V., OLIVEIRA-LOPES, L. C., STEFFEN, V., "Solution of Multi-objective Optimal Control Problems with Index Fluctuation using Differential Evolution". In CD Rom of 6<sup>o</sup> Brazilian Conference on Dynamics, Control and Their Applications. UNESP, Campus de São José do Rio Preto, SP, Brazil, 2007c.
- LOBATO, F. S., STEFFEN Jr., V., Engineering System Design With Multi-objective Differential Evolution. In *Proceedings in 19<sup>th</sup> International Congress of Mechanical Engineering*, 03-05 de novembro, Brasília - DF, 2007d.
- MATCHETT, A. J., BAKER, C. G. J. "Particle residence times in Cascading rotary dryers". Part 1: Derivation of the two-stream model, *Journal of Separation Process Technology*, v. 8, p. 11-17, 1987.
- MATCHETT, A. J., BAKER, C. G. J. "Particle residence times in Cascading rotary dryers". Part 2: Application of the two-stream model to experimental and industrial data, *Journal of Separation Process Technology*, v. 9, 1988.
- MCCORMIK, P. Y., Gas Velocity Effects on Heat Transfer in Direct Heat Rotary Dryers. *Chemical Engineering Progress*, v. 56, p. 57-61, 1962.
- METROPOLIS, N., ROSENBLUTH, A.W., ROSENBLUTH, M. N., TELLER, A. H., Equations of state calculations by fast computing machines, *Journal of Chemical Physics*, v. 21, p. 1087-1092, 1953.

- MILLER, C. O., SMITH, B. A., SCHUETTE, W. H. “ Factor Influencing the operation of Rotary Dryers”, Trans AIChE, v. 38, p. 841, 1942.
- MISKELL, F., MARSHALL, W. R., “A Study of retention Time in the Rotary Dryer”, Chemical Engineering Process, v. 52, n. 1, p.35-38, 1956.
- MUJUNDAR A. S., Handbook of Industrial Drying, 2ª Edição, Volume 1, Department of Chemical Engineering, Mc Gill University, Montreal, Québec, Canada, 1995.
- MYSKLESTAD, O. Heat and Mass transfer in rotary dryers. Chemical Engineering Progress, v. 13, p. 129-137, 1963.
- NETO, M. A. B., Panorama e Perspectivas do Mercado de Fertilizantes, Fórum Brasileiro de Fertilizantes. Associação Nacional para Difusão de Adubos, [www.anda.org.br](http://www.anda.org.br), 2006.
- NONHEBEL, M. A. G. MOSS, A. A. H., Drying of Solids in the Chemical Industry. Butterworths, Londres, Inglaterra, p. 301, 1971.
- OSBORN, G. S., WHITE, G.M. SULAIMAN, A.H., WELTON, L. R., Predicting Equilibrium Moisture Proportions of Soybeans. Transactions of the ASAE. Vol. 32 (6), p. 2109-2113. 1989.
- OSYCZKA, A., *Multicriterion Optimization in Engineering with Fortran Programs*. Ellis Horwood Limited, England, 1984.
- OVERHULTS, D. G., WHITE, G. M., HAMILTON, H. E., ROSS, I. J., Drying Soybeans with Heated Air. Transactions of the ASAE. p. 112-113, 1973.
- PAGE, G. E., Factors Influencing the Maximum Rates of Air Drying Shelled Corn in Thin-Layer. Indiana-USA, Purdue University, 1949. MSc.
- PERRY, R. H., GREEN, D. W., Perry’s Chemical Engineers’ Handbook. Mac Graw-Hill, 7 th Cd-ROM, Nova York, Estados Unidos, 1999.
- PORTER, S. J., The design of Rotary Dryers and Coolers, Transport Institute of Chemical Engineering, v. 41, p. 272-287, 1963.
- PRICE, K. V., STORN, R. M., LAMPINEM, J. A., "Differential Evolution, A Pratical Approach to Global Optimization", Springer-Verlag Berlin Heidelberg Media, 2005.
- PRUTTON, C. F., MILLER, C. O., SCHUETTE, W. H., Trans. AIChE, v. 38, p. 123-141, 1942.
- RANS, W. E., MARSHALL, W. R., Evaporation from drops, Chemical Engineering Process, v. 48, p. 141-146, 1952.
- REAY, D., A Scientific Approach to the Design of Continuous Flow Dryers for Particulate Solids. Multiphase Science. & Technology; Hewitt, G. F., Dlhaye, J. M., Zuber, N., Eds.; Hemisphere Pub. Corp.: ISBN 0891166491, Vol. 4, pp. 1-102, 1989.

- REVOL, D. BRIENS, C. L., CHABAGNO, J. M., The Design of Flights in Rotary Dryers”, Powder Technology, v.121, p. 230-238, 2001.
- SAEMAN, W. C., MITCHELL, T. R. Jr., Analysis of Rotary Dryer and Cooler performance, Chemical Engineering Progress, v. 50, p. 467-475, 1954.
- SARAMAGO, S. F. P. *Métodos de Otimização Randômica: Algoritmos Genéticos e Simulated Annealing*. Notas em Matemática Aplicada, Volume 6, SBMAC, 35 pp., São Carlos – SP, 2003.
- SCHOFIELD, F. R., GLIKIN, P. G.. Rotary coolers for granular fertilizer, Chemical and Process engineering resources, v. 40, p. 183, 1962.
- SILVA NETO, A. J., SOEIRO, F. J. C. P., Estimation of the phase function of anisotropic scattering with a combination of gradient based e stochastic global optimization methods. In *Proceedings of 5th World Congress on Computational Mechanics*, Vienna, Austria, July, 7-12, 2002.
- SILVA NETO, A. J., SOEIRO, F. J. C. P., Solution of implicitly formulated inverse heat transfer problems with hybrid methods. In *Mini-Symposium Inverse Problems from Thermal/Fluids e Solid Mechanics Applications, 2nd MIT Conference on Computational Fluid and Solid Mechanics*, Cambridge, USA, 2003.
- SILVA NETO, C. A., SILVA NETO, A. J., Estimation of optical thickness, single scattering albedo and difiuse reflectivities with a minimization algorithm based on an interior points method. In *Proceedings of 17th International Congress of Mechanical Engineering*, ABCM, São Paulo, Brazil, 2003.
- STORN, R., PRICE, K., Differential evolution: a simple and efficient adaptive scheme for global optimization over continuous spaces. *International Computer Science Institute*, vol. 12, pp. 1-16, 1995.
- STORN, R., "Differential Evolution Design of an IIR-Filter with Requirements for Magnitude and Group Delay, International Computer Science Institute, TR-95-026, 1995.
- SULLIVAN, J. D., MAIER, C. G., RALSTON, O. C. Passage of solid particles through rotary cylindrical kilns. U. S. Bureau of Mines, Tech paper 384, p. 44, 1927.
- THOMPSON, T. L., PEART, T. M., FOSTER, G. H. Mathematical Simulation of Corn Drying – a New Model. Transactions of the ASAE, Vol.11, p.582-586, 1968.
- VANDERPLAATS, G. N., *Numerical optimization techniques for engineering design*. VRD INC. Colorado Springs, CO, USA, Third Edition, 441p, 1999.

- VIANA, F. A. C., OLIVEIRA, F. C. G., BORGES, J. A. F., STEFFEN Jr, V., "Differential Evolution Applied to the Design of a Three-Dimensional Vehicular Structure", ASME – International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference, September, 4-7, Las Vegas - Nevada, 2007.
- WANG, F. Y., CAMERON, I. T., LITSTER, J. D., RUDOLPH, V., “ A Fundamental Study on Particle Transport Through Rotary Dryers for Flight Design and System Optimisation” *Drying Technology*, v. 13 (5-7), p. 1261-1278, 1995.
- WANG, F. S., SU, T. L., JANG, H. J., Hybrid differential evolution for problems of kinetic parameter estimation and dynamic optimization of an ethanol fermentation process. *Industry Engineering Chemical Research*, vol. 40, pp. 2876-2885, 2001.
- YOUNG, J. F., Humidity Control in the Laboratory Using Salt Solutions – A Review. *Journal Appl. Chem.*, Vol. 17, p. 241-245, 1967.