



**André da Costa
Resende**

**Conceção, modelação e simulação de um secador
de pão moído**



**André da Costa
Resende**

**Conceção, modelação e simulação de um secador
de pão moído**

Dissertação apresentada à Universidade de Aveiro para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação científica do Doutor Vítor António Ferreira da Costa, Professor Associado com Agregação do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro

Dedico este trabalho à minha família pela oportunidade que me deu de concluir os meus estudos.

o júri

Presidente

Professora Doutora Mónica Sandra Abrantes de Oliveira Correia
Professora Auxiliar do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro

Arguente

Professor Doutor António Rui de Almeida Figueiredo
Professor Associado com Agregação do Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra

Orientador

Professor Doutor Vítor António Ferreira da Costa
Professor Associado com Agregação do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro

agradecimentos

ao professor Doutor Vítor Costa pelo apoio concedido, dedicação e orientação durante este trabalho; a todos os colegas e professores de curso

palavras-chave

Secador rotativo, Pão moído, Cinética de secagem, Humidade de equilíbrio

resumo

O pão que não é vendido pode ser usado para vários fins, em que se inclui a incorporação de rações para animais. No entanto, como o pão possui um poder calorífico elevado, um possível aproveitamento desse pão é usá-lo como combustível para ser usado na própria indústria da panificação. Trata-se de usar o pão que já não pode ser aproveitado para a alimentação como biocombustível.

O pão não vendido é triturado num moinho, as partículas de pão são submetidas a um processo de secagem, e posteriormente usadas como combustível para obter calor para alimentar o próprio processo de secagem ou de aquecimento dos fornos de panificação.

Neste trabalho foram estudados os diversos parâmetros de um secador rotativo e efetuados testes de secagem, sendo obtidas curvas de cinética de secagem e humidade de equilíbrio.

Através das equações de balanços mássicos e energéticos foi desenvolvido um algoritmo para a simulação do processo de secagem num secador rotativo com escoamento em contracorrente. Este algoritmo foi implementado no programa Excel e foram realizadas várias simulações com o objetivo de estudar a influência dos diferentes parâmetros e avaliar a eficiência global do processo de secagem.

keywords

Rotary dryer, Milled bread, Drying kinetics, Equilibrium moisture content

abstract

The bread that is not sold can be used for various purposes, which includes its incorporation in animal food. However, as the bread has a high calorific value, a possible exploitation of it is to use it as a fuel in the bakery industry. It is bread that cannot be used to feed people or animals, as biofuel.

The bread not sold is milled, the particles are then submitted to a drying process and then used as fuel to the drying process itself or to the baking ovens.

In this work, several parameters of a rotary dryer were analysed and made drying tests were accomplished to obtain drying curves and equilibrium moisture content.

Using the mass and energy balance equations, an algorithm was developed to simulate the drying process in a rotary dryer with counter-current flow. This algorithm was implemented in a Excel program, and some simulations were performed with the objective of studying the influence of the different parameters and evaluate the overall drying efficiency.

Índice de figuras

FIGURA 1 – IMAGEM REPRESENTATIVA DO SECADOR ROTATIVO DIRETO (FERNANDES, 2008).....	20
FIGURA 2 – CUSTO DE OPERAÇÃO EM FUNÇÃO DA CAPACIDADE DE PRODUÇÃO PARA OS TIPOS DE SECADORES ESTUDADOS (ADAPTADO) (KIRANOUDIS ET AL., 1996).....	21
FIGURA 3 – TIPOS DE SECADORES ROTATIVOS (FERNANDES, 2008).....	22
FIGURA 4 – SECADOR ROTATIVO COM TUBOS DE VAPOR (ADAPTADO) (PERRY & GREEN, 1997).....	23
FIGURA 5 – SECADOR ROTATIVO DO TIPO ROTO-LOUVRE (ADAPTADO) (PERRY & GREEN, 1997).....	23
FIGURA 6 – SECADOR ROTATIVO DO TIPO ROTO-FLUIDIZADO (ARRUDA, 2008).....	24
FIGURA 7 – CONFIGURAÇÃO “TRIPLE-PASS” E “QUADPASS [®] ” (ADAPTADO) (DUPPS).....	24
FIGURA 8 – COMPRIMENTO RECOMENDADO PARA O SECADOR EM FUNÇÃO DO DIÂMETRO E CAUDAL MÁSSICO DE AR.....	28
FIGURA 9 – TIPOS DE CARREGAMENTO PARA UM SECADOR ROTATIVO: A) SUBCARREGADO, B) CARREGAMENTO ÓTIMO, C) SOBRECARGADO (AJAYI & SHEEHAN, 2012).....	28
FIGURA 10 – TIPOS DE SUSPENSORES: A) RETOS, B) ÂNGULO RETO, C) ANGULARES, D) SEMICIRCULARES, E) TIPO EAD. F) TIPO CBD.	32
FIGURA 11 – CARREGAMENTO DOS SUSPENSORES NO 1 ^o QUADRANTE E RESPECTIVOS ÂNGULOS (MUJUMDAR, 2006).....	33
FIGURA 12 – FLUXO DE MATERIAL EM QUEDA EM FUNÇÃO DO ÂNGULO PARA DIFERENTES TIPOS DE SUSPENSORES (VAN PUYVELDE, 2009).....	34
FIGURA 13 – MECANISMOS DE TRANSPORTE DO MATERIAL AO LONGO DO SECADOR.....	38
FIGURA 14 – EFEITO DO ESCOAMENTO CONTRACORRENTE DE AR NA SECAGEM DE AÇÚCAR COM CAUDAL DE 100 T/H (SHEEHAN ET AL., 2005).....	40
FIGURA 15 – EVOLUÇÃO DA TEMPERATURA PARA UM TAMBOR COM DIFERENTES NÚMEROS DE SUSPENSORES E VELOCIDADE DE ROTAÇÃO DE 3 RPM (ADAPTADO) (CHAUDHURI ET AL., 2010).....	52
FIGURA 16 – REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DE UMA CÉLULA DO SECADOR PARA CÁLCULO.....	62
FIGURA 17 – SUSPENSORES DE ÂNGULO RETO.....	65
FIGURA 18 – REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DO ARCO E ALTURA DA QUEDA.....	66
FIGURA 19 – IMAGEM TRANSVERSAL DE UM SECADOR ROTATIVO COM SOBRECARGAMENTO (AJAYI & SHEEHAN, 2012).....	70
FIGURA 20 – REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DA RECIRCULAÇÃO DE AR NUM SECADOR ROTATIVO EM CONTRACORRENTE.....	77
FIGURA 21 – INTERFACE DO PROGRAMA DE SIMULAÇÃO COM OS BOTÕES DE COLOCAÇÃO DE DADOS E OS GRÁFICOS DE RESULTADOS.....	79
FIGURA 22 – JANELA DE INTRODUÇÃO DOS DADOS DE ENTRADA DO AR E DO SÓLIDO.....	79

FIGURA 23 – EXEMPLO DE JANELA DE INTRODUÇÃO DE DADOS GEOMÉTRICOS DO SECADOR, NESTE CASO PARA O DIÂMETRO.....	80
FIGURA 24 – JANELA DE APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS DA SIMULAÇÃO	80
FIGURA 25 – GRÁFICOS: A) CURVA DE SECAGEM, B) CURVA DA TAXA DE SECAGEM.....	83
FIGURA 26 – ASPETO GERAL DO PÃO DO TIPO UL.....	87
FIGURA 27 – PÃO CORTADO ONDE SÃO VISÍVEIS O MIOLO E A CÔDEA	89
FIGURA 28 – DIFERENÇA DE COR ENTRE CÔDEA À ESQUERDA E MIOLO À DIREITA	89
FIGURA 29 – ESTUFA DE SECAGEM COM A AMOSTRA COLOCADA SOBRE A ESTRUTURA DE LIGAÇÃO À BALANÇA NO EXTERIOR	91
FIGURA 30 – REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DA EXPERIÊNCIA DE SECAGEM COM ESTUFA, BALANÇA, AMOSTRA E SISTEMA AUXILIAR.....	92
FIGURA 31 – TEOR DE HUMIDADE DO PÃO MOÍDO DURANTE A SECAGEM	95
FIGURA 32 – VARIAÇÃO DA MASSA DA AMOSTRA EM ORDEM AO TEMPO	95
FIGURA 33 – TEOR DE HUMIDADE DO SÓLIDO EM FUNÇÃO DO TEMPO.....	96
FIGURA 34 – CONTEÚDO ADIMENSIONAL DE HUMIDADE DO SÓLIDO EM FUNÇÃO DO TEMPO.....	96
FIGURA 35 – VARIAÇÃO DA HUMIDADE AO LONGO DO PROCESSO DE SECAGEM.....	97
FIGURA 36 – PONTOS REAIS E LINHAS DE APROXIMAÇÃO PARA A HUMIDADE DE EQUILÍBRIO DO PÃO MOÍDO.....	100
FIGURA 37 – CURVAS ESTIMADAS PARA A HUMIDADE DE EQUILÍBRIO DO PÃO MOÍDO EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA DO AR.....	101
FIGURA 38 – CURVAS ESTIMADAS PARA A HUMIDADE DE EQUILÍBRIO DO PÃO MOÍDO EM FUNÇÃO DA HUMIDADE DO AR.....	101
FIGURA 39 – EFEITO DA FILTRAGEM DOS DADOS PARA A VARIAÇÃO DA MASSA EM ORDEM AO TEMPO	103
FIGURA 40 – REGRESSÃO LINEAR PARA OS VALORES DA CONSTANTE DE SECAGEM	104
FIGURA 41 – TEOR DE HUMIDADE DO AR E DO SÓLIDO AO LONGO DO COMPRIMENTO DO SECADOR	108
FIGURA 42 – TEMPERATURA DO AR E DO SÓLIDO AO LONGO DO COMPRIMENTO DO SECADOR.....	108
FIGURA 43 – TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DO AR PARA O AMBIENTE EM FUNÇÃO DA ESPESSURA DE ISOLAMENTO	110
FIGURA 44 – CUSTO ENERGÉTICO DE SECAGEM EM FUNÇÃO DA PERCENTAGEM DE RECIRCULAÇÃO DE AR NO SECADOR.....	111
FIGURA 45 – CAUDAL MÁSSICO DE AR NECESSÁRIO PARA A SECAGEM EM FUNÇÃO DO TEOR DE HUMIDADE INICIAL DO SÓLIDO	118
FIGURA 46 – TEOR DE HUMIDADE DO AR E DO SÓLIDO (FERTILIZANTE) AO LONGO DO COMPRIMENTO DO SECADOR	121
FIGURA 47 – TEMPERATURA DO AR E DO SÓLIDO (FERTILIZANTE) AO LONGO DO COMPRIMENTO DO SECADOR ...	121

FIGURA 48 - TEOR DE HUMIDADE DO AR E DO SÓLIDO (FERTILIZANTE) AO LONGO DO COMPRIMENTO DO SECADOR 123

FIGURA 49 - TEMPERATURA DO AR E DO SÓLIDO (FERTILIZANTE) AO LONGO DO COMPRIMENTO DO SECADOR 123

Índice de tabelas

TABELA 1 – VALOR DO COEFICIENTE K' PARA OS DIFERENTES TIPOS DE SUSPENSORES (MUJUMDAR, 2006).	37
TABELA 2 – CALOR ESPECÍFICO DO ARE M FUNÇÃO DA TEMPERATURA	72
TABELA 3 – DENSIDADE DO ARE M FUNÇÃO DA TEMPERATURA	72
TABELA 4 – PARÂMETROS DO AR EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA.....	73
TABELA 5 – EQUAÇÕES DE APROXIMAÇÃO DOS VÁRIOS PARÂMETROS DO AR.....	73
TABELA 6 – CALOR ESPECÍFICO DA ÁGUA SATURADA EM ESTADO LÍQUIDO EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA	74
TABELA 7 – CALOR ESPECÍFICO DA ÁGUA SATURADA EM ESTADO DE VAPOUR EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA	74
TABELA 8 – TABELA COM A SEQUÊNCIA DA INTRODUÇÃO DE DADOS PARA SIMULAÇÃO	78
TABELA 9 – EQUAÇÕES PARA A HUMIDADE DE EQUILÍBRIO	82
TABELA 10 – EQUAÇÕES DE CINÉTICA DE SECAGEM	85
TABELA 11 – COMPOSIÇÃO DO PÃO NORMAL (ADAPTADO) (SINGH & HELDMAN, 2001).....	88
TABELA 12 – CALOR ESPECÍFICO DOS DIVERSOS COMPONENTES DO PÃO (SINGH & HELDMAN, 2001)	88
TABELA 13 – TEOR DE HUMIDADE INICIAL DO PÃO PARA DIFERENTES AMOSTRAS E PARTES DO PÃO.....	90
TABELA 14 – DESCRIÇÃO DO PROCEDIMENTO EFETUADO PARA O CÁLCULO DA TAXA DE SECAGEM	93
TABELA 15 – REGISTO DOS DADOS OBTIDOS DURANTE UM DOS ENSAIOS EFETUADOS	94
TABELA 16 – VALORES DA HUMIDADE DE EQUILÍBRIO EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA E HUMIDADE DO AR.....	98
TABELA 17 – VALORES DA HUMIDADE DE EQUILÍBRIO EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA E HUMIDADE DO AR CONSIDERADOS	99
TABELA 18 – PROCEDIMENTO PARA A OBTENÇÃO DA CONSTANTE DE SECAGEM (K) PARA CADA INSTANTE	102
TABELA 19 – VALOR DA CONSTANTE DE SECAGEM EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA DO AR	103
TABELA 20 – DADOS DE ENTRADA PARA A SIMULAÇÃO 1.....	107
TABELA 21 – RESULTADOS DA SIMULAÇÃO.....	109
TABELA 22 - DADOS DE ENTRADA PARA A SIMULAÇÃO 2.....	109
TABELA 23 – TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM FUNÇÃO DA ESPESSURA DO ISOLAMENTO PARA O COMPRIMENTO TOTAL DO SECADOR.....	110
TABELA 24 - DADOS DE ENTRADA PARA A SIMULAÇÃO 3.....	111
TABELA 25 – RESULTADOS DA SIMULAÇÃO 3.....	111
TABELA 26 - DADOS DE ENTRADA PARA A SIMULAÇÃO 4.....	112
TABELA 27 – RESULTADOS DA SIMULAÇÃO 4.....	112
TABELA 28 – ANÁLISE DOS RESULTADOS DA SIMULAÇÃO 4	113
TABELA 29 - DADOS DE ENTRADA PARA A SIMULAÇÃO 5.....	114

TABELA 30 – ALTERAÇÕES DOS PARÂMETROS UTILIZADOS NO SECADOR PARA O 1º E 2º ESTÁGIOS.....	114
TABELA 31 - DADOS DE ENTRADA PARA A SIMULAÇÃO 6.....	115
TABELA 32 – RESULTADOS DA SIMULAÇÃO 6.....	115
TABELA 33 - DADOS DE ENTRADA PARA A SIMULAÇÃO 7.....	116
TABELA 34 – RESULTADOS DA SIMULAÇÃO 7.....	116
TABELA 35 - DADOS DE ENTRADA PARA A SIMULAÇÃO 8.....	117
TABELA 36 – RESULTADOS DA SIMULAÇÃO 8.....	117
TABELA 37 - DADOS DE ENTRADA PARA A SIMULAÇÃO 9.....	118
TABELA 38 – RESULTADOS DA SIMULAÇÃO 9.....	119
TABELA 39 - DADOS DE ENTRADA PARA A SIMULAÇÃO 10.....	120
TABELA 40 - DADOS DE ENTRADA PARA A SIMULAÇÃO 11.....	122
TABELA 41 – RESULTADOS DA SIMULAÇÃO 11.....	122
TABELA 42 – RESULTADOS DA SECAGEM PARA O REGISTO 1.....	136
TABELA 43 – RESULTADOS DA SECAGEM PARA O REGISTO 2.....	138
TABELA 44 – RESULTADOS DA SECAGEM PARA O REGISTO 3.....	139
TABELA 45 – RESULTADOS DA SECAGEM PARA O REGISTO 4.....	141
TABELA 46 – RESULTADOS DA SECAGEM PARA O REGISTO 5.....	143
TABELA 47 – RESULTADOS DA SECAGEM PARA O REGISTO 6.....	145
TABELA 48 – RESULTADOS DA SECAGEM PARA O REGISTO 7.....	147
TABELA 49 – RESULTADOS DA SECAGEM PARA O REGISTO 8.....	149

Nomenclatura

A, B, C, D	Constantes de ajuste das equações de humidade de equilíbrio	-
a	Constante adimensional	-
A_p	Área frontal da partícula	[m ²]
A_{par}	Área da envolvente do secador	[m ²]
A_{sp}	Área superficial das partículas em queda dos suspensores	[m ²]
A_{susp}	Área transversal disponível no secador para carregamento de sólido	[m ²]
A_{tr}	Área transversal interna do secador	[m ²]
C_D	Coeficiente de arrasto	-
C_E	Energia consumida	[J/kg]
C_{sup}	Energia suplementar consumida	[J/kg]
$c_{p,a}$	Calor específico do ar	[J/kg.K]
$c_{p,s}$	Calor específico do sólido seco	[J/kg.K]
$c_{p,X}$	Calor específico da água saturada líquida	[J/kg.K]
D_h	Diâmetro hidráulico	[m]
D_i	Diâmetro interno do tambor do secador	[m]
D_e	Diâmetro externo do tambor do secador	[m]
D_{ef}	Difusividade efetiva	[m ² /s]
d_p	Diâmetro da partícula	[m]
E_a	Energia de ativação	[J/kmol]
E_{vc}	Energia no volume de controlo	[J]
f	Fator de atrito	-
f_q	Fração de sólidos em queda	-
$f(H)$	Fator de cascata	-
F_D	Força de arrasto	[N]
G	Caudal mássico específico de ar	[kg/m ² s]
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
H	Carregamento atual do secador	[m ³]
H_θ	Volume de material no suspensor para um ângulo θ	[m ³]
H_v	Volume de sólido que ascende no secador com caudal de ar	[m ³]
H_0	Volume de sólido que ascende no secador sem caudal de ar	[m ³]
H^*	Carregamento ótimo do secador	[m ³]
H'	Volume de sólido por unidade de comprimento do secador	[m ³ /m]
HR	Humidade relativa do ar	[%]
h	Coeficiente de transferência de calor por convecção	[W/m ² K]
h_e, h_s	Entalpia à entrada / saída	[J/kg]
h_i	Coeficiente de transferência de calor por convecção no interior	[W/m ² K]
$h_{f,X}^{T_0}$	Entalpia padrão específica de formação da água saturada à temperatura padrão T_0	[J/kg]
h_{lv}	Calor latente de evaporação	[J/kg]
h_{ma}	Coeficiente de convecção mássico	[m/s]
$h_{ma,estático}$	Coeficiente de convecção mássico estático (ar parado)	[m/s]
$h_{ma,dinâmico}$	Coeficiente de convecção mássico dinâmico (com velocidade do ar)	[m/s]
h_t	Número de horas de funcionamento do secador	-
j_H	Fator de Colburn	-
k	Constante adimensional / Condutividade térmica	[W/m.K]

k_a	Condutividade térmica do ar	[W/m.K]
k_D	Constante relacionada com a força de arrasto	-
k_{sec}	Constante de secagem	[s ⁻¹]
$k_{sec,Global}$	Constante de secagem global	[s ⁻¹]
k', k_0, k_1, k_2	Constantes adimensionais	-
L	Comprimento do secador	[m]
l_f	Profundidade radial do suspensor	[m]
M	Razão entre carregamento do secador e carregamento ótimo	-
m_{Design}	Massa de material em condições de carregamento ótimo	[kg]
m_{eq}	Massa da amostra nas condições de equilíbrio	[kg]
m_i	Massa de material em cada suspensor	[kg]
m_{seca}	Massa seca da amostra	[kg]
m_{susp}	Massa total de material no suspensor	[kg]
m_{total}	Massa total de material no secador	[kg]
m_{vc}	Massa no volume de controlo	[kg]
\dot{m}_a	Caudal mássico de ar	[kg/s]
\dot{m}_e, \dot{m}_s	Caudal mássico à entrada / saída do secador	[kg/s]
\dot{m}_g	Caudal mássico de humidade perdida pelo sólido	[kg/s]
\dot{m}_s	Caudal mássico de sólido	[kg/s]
n_f	Número de suspensores	-
n_f^*	Número de suspensores na metade superior do suspensor	-
n	Constante adimensional	-
n_{pontos}	Número de pontos selecionado para a simulação	-
N_R	Velocidade de rotação do secador	[rpm]
NUT	Número de unidades de transferência	-
P_{rot}	Potência necessária para a rotação do secador	[W]
P_{vent}	Potência de ventilação necessária	[W]
p_{atm}	Pressão atmosférica	[Pa]
p_{sec}	Perímetro da secção	[m]
p_{vs}	Pressão do vapor saturado	[Pa]
\dot{Q}_{aq}	Taxa de transferência de calor para o ar	[W]
\dot{Q}_{as}	Taxa de transferência de calor do ar para o sólido	[W]
\dot{Q}_{par}	Taxa de transferência de calor pela envolvente do secador	[W]
\dot{Q}_{vc}	Taxa de transferência de calor no volume de controlo	[W]
q_r	Taxa de transferência de calor na direção radial para um cilindro	[W]
R_{cond}	Resistência térmica de condução	[K/W]
R_c	Constante universal dos gases	[J/kmol.K]
r	Fator de recirculação do ar	-
r_e	Raio externo do tambor do secador	[m]
r_p	Raio da partícula	[m]
r_1, r_2	Raio interior / exterior do tambor	[m]
S	Caudal mássico específico de sólido	[kg/m ² h]
T_a	Temperatura do ar no interior do secador	[°C]
T_{amb}	Temperatura do ar ambiente	[°C]
$T_{a,m}$	Temperatura média do ar no interior do secador	[°C]
$T_{a,W}$	Temperatura de saturação adiabática do ar	[°C]
T_{sup1}, T_{sup2}	Temperatura superficial no interior / exterior do cilindro	[°C]

T_s	Temperatura do sólido	[°C]
T_0	Temperatura de referência	[°C]
t_{ciclo}	Tempo de ciclo de uma partícula	[s]
t_{elev}	Tempo de elevação de uma partícula desde o leito ao ponto de descarga	[s]
\bar{t}_q	Tempo médio de queda	[s]
t_{sec}	Tempo efetivo de secagem	[s]
$t_{\Delta x}$	Tempo de residência no intervalo Δx	[s]
U_{as}	Coeficiente global de transferência de calor volumétrico ar - sólido	[W/m ³ °C]
$U_{as,L}$	Coeficiente global de transferência de calor linear ar - sólido	[W/m°°C]
U_{par}	Coeficiente global de transferência de calor na parede do secador	[W/m ² °C]
V	Volume interno do secador	[m ³]
$V_{\Delta x}$	Volume interno do intervalo Δx	[m ³]
v_a	Velocidade do ar	[m/s]
v_e, v_s	Velocidade à entrada / saída do volume de controlo	[m/s]
v_p	Velocidade da partícula na fase de queda	[m/s]
v_{par}	Velocidade periférica do tambor rotativo	[m/s]
W	Teor de humidade do ar	[kg/kg]
\dot{W}_{vc}	Taxa de transferência de trabalho mecânico no volume de controlo	[W]
X	Teor de humidade do sólido	[kg/kg]
X_{eq}	Humidade de equilíbrio do sólido	[kg/kg]
\bar{Y}	Comprimento médio de queda das partículas	[m]
y, m, b	Constantes da função afim	-
z_e, z_s	Altitude à entrada / saída do volume de controlo	[m]

Símbolos gregos

α	Inclinação do secador	[°]
θ	Inclinação do suspensor	[°]
$\bar{\tau}$	Tempo de residência médio de uma partícula	[s]
γ	Coeficiente dinâmico de fricção das partículas	-
μ_a	Viscosidade do ar	[N.s/m ²]
ω	Velocidade angular do secador	[s ⁻¹]
ρ_a	Densidade do ar seco	[kg/m ³]
ρ_B	Densidade do sólido seco	[kg/m ³]
ρ_p	Densidade da partícula	[kg/m ³]
η	Eficiência do processo	-
δ	Razão entre forças centrífuga e gravítica	-
ν_a	Viscosidade cinemática do ar	[m ² /s]
φ	Ângulo de repouso das partículas	[°]
Φ	Conteúdo adimensional de humidade	-
Δp	Perda de carga	[Pa]
ΔT_m	Diferença de temperatura média real entre o ar quente e o sólido	[°C]
ΔT_{ml}	Diferença de temperatura média logarítmica entre o ar e o sólido	[°C]
$\Delta T_1, \Delta T_2$	Diferença de temperatura entre fluidos quente e frio à entrada/saída do secador	[°C]

Números adimensionais

<i>Nu</i>	Número de Nusselt
<i>Pr</i>	Número de Prandtl
<i>Re</i>	Número de Reynolds
<i>Sc</i>	Número de Schmidt
<i>St</i>	Número de Stanton
<i>Sh</i>	Número de Sherwood

Índice

Índice de figuras	i
Índice de tabelas	v
Nomenclatura.....	vii
Índice.....	xi
1. Introdução	13
1.1. O pão e outros produtos como combustíveis	13
1.2. O processo de secagem.....	13
2. Revisão bibliográfica	15
2.1. Introdução	15
2.2. Tipos de secadores e secador rotativo.....	15
2.3. Valores empíricos de projeto	25
2.4. Geometria dos suspensores.....	31
2.5. Comprimento e tempo de queda das partículas.....	36
2.6. Transporte das partículas.....	38
2.7. Tempo de residência	39
2.8. Troca de calor ar – sólido	45
2.9. Perda de calor pela envolvente.....	53
2.10. Perdas de carga	56
2.11. Consumo de energia e custos de operação	58
3. Modelo matemático do secador rotativo	61
3.1. Modelação.....	61
3.2. Simulação	78
4. O pão e a secagem	81
4.1. Introdução.....	81
4.2. Humidade de equilíbrio.....	81
4.3. Cinética de secagem.....	83
4.4. Propriedades termodinâmicas do pão.....	87
4.5. Metodologia experimental.....	90
4.6. Resultados experimentais	94
4.7. Curvas de humidade de equilíbrio	97

4.8. Curvas de cinética de secagem	101
5. Simulação numérica do processo de secagem	107
5.1. Introdução	107
5.2. Análise paramétrica	107
6. Conclusões e sugestões.....	125
Referências bibliográficas	129
Apêndice.....	133

1. Introdução

1.1. O pão e outros produtos como combustíveis

Os materiais sólidos possuem uma energia interna, na sua componente química que pode ser utilizada como combustível e gerar energia térmica. De entre os materiais sólidos, os materiais orgânicos possuem geralmente grandes quantidades de hidratos de carbono, o combustível para as reações de combustão, e podem tornar-se interessantes em algumas situações concretas.

Para este trabalho, o pão é tratado como um combustível de onde pode ser aproveitada energia. Em média, por cada 100 gramas de produto, existem 230kcal o que equivale a aproximadamente 9,6 MJ/kg de energia.

Este pão representa uma parte de produto que não é vendido, e representa um desperdício que pode ser utilizado também em ração para animais.

No caso de grandes indústrias de panificação com venda por consignação, a quantidade de produto não vendido pode ser grande e não tem destino. Uma das possibilidades é a sua utilização para queima de modo a alimentar processos como o aquecimento de fornos.

Apesar do poder calorífico do pão ser alto, este produto assim como outros, tem uma dada quantidade de água que impede uma combustão correta e eficiente. De modo a ultrapassar este problema, o produto é submetido a um processo de secagem onde a sua quantidade de água irá ser reduzida até uma quantidade residual, permitindo assim a sua melhor utilização para combustão.

O pão e outros produtos semelhantes têm uma razão volume/área de contacto elevada, pelo que a remoção de água através de processos de secagem térmicos é demorada e difícil. Como o destino do pão é a combustão, não existem requisitos adicionais e este sofre primeiro um processo de moagem, onde é triturado de forma a obter partículas de pequenas dimensões, facilitando de forma significativa o processo de secagem devido ao aumento da área de contacto, o que aliado à grande porosidade do material permite uma secagem rápida. O pão na forma de pequenas partículas encontra-se também na melhor forma para ser usado como combustível.

Além do pão, outros materiais orgânicos poderão servir como combustíveis, mas tal como o pão, possuem geralmente grandes valores de humidade e necessitam de ser sujeitos a processos de secagem. Entre estes produtos, encontram-se os resíduos domésticos.

Atualmente é possível encontrar ainda outros métodos de produção de energia através de resíduos alimentares, nomeadamente através de incineração e produção de biogás.

1.2. O processo de secagem

A secagem é um processo de transferência de massa com o objetivo de remover água de um determinado material. Este método pode ter diferentes meios de remoção da água, sendo os meios térmicos aqueles que mais são utilizados.

Outros processos de secagem menos comuns são os meios naturais, como o sol, o vento e a radiação do tipo infravermelhos, micro-ondas e eletromagnética entre outros.

A secagem, no presente contexto, pode ser definida como a remoção de substâncias voláteis por aquecimento de uma substância sólida, onde a principal substância volátil é a água.

O processo de secagem tem vários e diferentes objetivos, como por exemplo facilitar o transporte da carga através da redução da massa total, preservar alimentos para armazenagem e transporte sem necessidades de refrigeração, secagem de produtos para combustão, entre outros. Este processo é geralmente a última operação a ser efetuada.

O método de secagem pode ser contínuo ou descontínuo. O método contínuo integra-se melhor com o resto de todo o processo, necessitando de menor energia e permitindo ainda obter um produto final mais uniforme. O método descontínuo tem um manuseamento mais simples e é muito versátil, no entanto é menos utilizado e é adequado para baixos caudais ou baixas cadências de produção.

Um processo intensivo de secagem pode causar mudanças químicas e degradação das propriedades dos materiais sólidos devido às elevadas temperaturas. Este aspeto é particularmente importante na secagem de materiais biológicos, em que essas propriedades são relevantes para a qualidade do produto.

2. Revisão bibliográfica

2.1. Introdução

O processo de secagem por meios térmicos é o mais utilizado atualmente, e pode apresentar grande simplicidade em alguns casos. Este método é mais simples e económico quando comparado com sistemas de secagem por radiação e permite uma secagem mais uniforme e sem grande variabilidade quando comparado com meios de secagem naturais, como o sol e o vento. São apresentados alguns dos secadores mais comuns, e desenvolvido em maior detalhe o secador rotativo, o tipo de secador escolhido para a secagem do pão moído.

Para este tipo de secador é apresentada uma revisão bibliográfica, onde serão demonstrados algumas formulações teóricas e empíricas para o presente projeto.

2.2. Tipos de secadores e secador rotativo

Secadores térmicos ou convectivos são dispositivos onde entra material sólido, de forma contínua ou descontínua, e um caudal de gases quentes com maior ou menor velocidade e que será responsável pelo processo de secagem. Estes dispositivos podem ter dimensões muito variáveis, podendo ir desde a pequena escala até grandes secadores industriais.

Num secador térmico, o calor é fornecido através de ar aquecido ou um fluxo de gás ao longo da superfície do material sólido. O ar é o meio mais utilizado, mas também pode ser utilizado um gás inerte como o azoto, gases de combustão ou vapor sobreaquecido.

A pressão de operação dos processos de secagem é, na grande maioria das situações, a pressão atmosférica. No entanto, podem ser utilizadas pressões ligeiramente superiores ou inferiores, de modo a evitar a entrada de ar ou a saída de material sólido do secador, respetivamente. A operação sob vácuo é também uma solução, mas torna-se muito cara e é recomendada apenas para materiais que devem ser secados a baixas temperaturas ou na ausência de oxigénio.

As altas temperaturas tendem a ser mais eficientes, pois requerem menores caudais mássicos de ar e equipamentos de menores dimensões.

É importante dimensionar um secador quando o processo no seu todo inclui estágios de pré-secagem como por exemplo: desidratação mecânica, evaporação, pré-condicionamento do material sólido através de mistura e peletização.

Para cada tipo de secador devem ser analisadas as possibilidades de poupança energética, tais como a recirculação de ar, a operação em ciclo fechado, a secagem multiestágios, entre outros.

Os secadores podem ser classificados como diretos ou indiretos, consoante o material sólido a secar está ou não em contacto com os gases quentes. Em seguida são descritos cada um destes tipos de secadores.

Secadores de contacto direto

A secagem por via de contacto direto é a melhor escolha, apresentando um número de vantagens. Nesta situação, o material é aquecido e secado principalmente por convecção ao ser banhado pelo ar envolvente.

Apesar do contacto facilitar as trocas de calor e de massa, este tipo de secador também tem desvantagens, de onde se destacam duas: os gases na saída do secador continuam quentes e a eficiência térmica geral do processo é baixa, e no caso de serem utilizadas partículas de pequena

dimensão pode acontecer que estas se misturem com o ar quente e deixam o secador com ele, ocorrendo assim perda de material.

Estas desvantagens podem ser superadas através de uma adequada arquitetura e operação do secador. A eficiência térmica pode ser melhorada recirculando uma fração dos gases húmidos de saída e a perda de material pode ser eliminada através de coletores colocados à saída dos gases.

Em geral, os secadores de aquecimento direto são baratos em comparação com os de aquecimento indireto devido à ausência de material auxiliar para assegurar o aquecimento. No entanto, estas duas soluções podem encarecer o secador, e pode resultar que um secador do tipo indireto fique mais barato (Keey, 1972).

Secadores de contacto indireto

Secadores indiretos, de contacto ou condutivos, são secadores onde o meio de aquecimento como o ar quente ou o vapor não entra em contacto direto com o material sólido a ser secado. Em vez disso, o material húmido é seco através do contacto com superfícies aquecidas, devendo existir apenas um pequeno caudal de ar ligeiramente quente de modo a remover o ar saturado em que se encontra envolto o material sólido.

Este tipo de secador apresenta geralmente elevada eficiência energética em comparação com os secadores convectivos, pois as perdas devidas ao caudal de ar quente que sai são pequenas.

Uma das suas vantagens prende-se com a reduzida perda de material, o que é benéfico quando são secos produtos caros, tóxicos, explosivos ou inflamáveis.

Como desvantagem, este tipo de secador apresenta uma área de contacto relativamente baixa, o que limita o caudal de material sólido a secar. Esta característica e a baixa temperatura máxima de secagem são dois parâmetros que trazem desvantagens claras quando se compara com secadores convectivos, exceto quando são utilizados materiais sensíveis que necessitam de baixas temperaturas (Mujumdar, 2006).

Este tipo de secador é operado comumente de forma descontínua, e apresenta um investimento superior quando comparado com outros secadores convectivos.

Mais recentemente tornou-se popular a combinação de secadores diretos e indiretos, que permitem a combinação das vantagens de ambos.

Secadores indiretos ou que usam a condução são mais apropriados para produtos finos ou materiais sólidos muito húmidos. Nestes secadores, uma superfície está quente e pode ser fixa ou móvel.

Quando a eficiência térmica, recuperação da mistura e/ou máximo de limpeza são requisitos importantes, então deverão ser adotados os secadores do tipo indireto (Keey, 1972).

Em seguida são apresentados alguns dos secadores mais utilizados, com especial ênfase em secadores térmicos, mas também apresentadas duas soluções distintas.

Secadores de leito fluidizado

Este tipo de secador pertence ao grupo dos secadores de contacto direto e é muito utilizado para a secagem de partículas e materiais granulares que podem ser fluidizados. Alguns exemplos de materiais secos neste tipo de secador são produtos alimentares, químicos, materiais cerâmicos, farmacêuticos, fertilizantes, polímeros e resinas, entre outros.

Como vantagens principais, destaca-se a boa mistura de materiais sólidos, elevadas taxas de transferência de calor e de massa, e transporte fácil das partículas.

Neste tipo de secador, uma corrente de gás passa na base do leito das partículas sólidas e, devido à força de arrasto, eleva-as para elevadas velocidades do ar. Para baixas velocidades do gás, o leito é estático.

Quanto maior for a velocidade do gás maiores serão as perdas de carga, e acima de um dado valor a totalidade das partículas encontra-se suspensa no ar.

A dispersão das partículas pelo ar obriga à utilização de coletores como ciclones ou sacos de recolha à saída dos gases, de modo a recolher algumas partículas que abandonam o secador juntamente com a corrente de gases.

Algumas das vantagens deste tipo de secador são as elevadas taxas de remoção de humidade, elevada eficiência térmica, transporte fácil de material no interior, fácil controlo e baixos custos de operação, enquanto nas desvantagens encontramos, entre outras, uma elevada queda de pressão, elevado consumo de energia elétrica, má fluidização de algumas partículas, qualidade não uniforme do produto para alguns tipos de secadores e/ou materiais, erosão das condutas e reservatórios, e arrastamento e pulverização de partículas.

Este tipo de sistema também pode ser utilizado para outros fins que não a secagem, como são exemplos a mistura, arrefecimento, incineração, combustão e gaseificação.

Existem diversos tipos de secadores de leito fluidizado, sendo que alguns apresentam modificações como recirculação, vibração e funcionamento com vapor sobreaquecido, entre outros (Mujumdar, 2006).

Secadores de tambor

Este tipo de secador é utilizado para a secagem de materiais viscosos, soluções concentradas, lamas e pastas, e utiliza tambores rotativos aquecidos através de vapor, fazendo parte dos secadores do tipo indireto.

O material geralmente passa entre dois tambores com rotação contrária, transformando-se numa fina camada que adere a um ou aos dois tambores aquecidos. Esta fina camada é rapidamente seca através de condução proporcionada pelo alto fluxo de calor proveniente do vapor presente no interior dos tambores.

O material é posteriormente colhido através de uma lâmina ou faca que desprende o material do tambor.

Dentro deste tipo de secador também existem soluções com apenas um tambor (Mujumdar, 2006).

Secadores de spray

A secagem por spray consiste num processo onde as partículas estão em suspensão no ar e é utilizada atomização líquida para criar gotículas que são secas em partículas individuais quando movidas numa corrente de gás quente, geralmente o ar.

As gotículas entram em contacto com o ar e ocorre a vaporização, arrefecendo deste modo o ar envolvente.

As partículas de material seco caem na base do secador e passam num ciclone, de modo a separar as partículas do ar que abandona o secador.

Alguns dos produtos secados por este método pertencem ao ramo agroquímico, biotecnologia, química, lacticínios e indústria farmacêutica.

Como vantagens, este secador permite um bom controlo da qualidade e propriedades do produto, permite a secagem de materiais sensíveis ao calor, tem um equipamento simples, permite a secagem de grandes quantidades de material de forma contínua e tem boa eficiência para elevadas temperaturas de operação.

Algumas das limitações apresentadas por este tipo de secador são o elevado investimento e custos altos de secagem devido à recuperação de material no ciclone, baixa eficiência térmica e criação de depósito de material na câmara que pode levar a uma degradação do produto.

Este tipo de secagem decorre nos seguintes passos principais: atomização, mistura do spray e ar, evaporação e separação do produto seco do ar de saída (Mujumdar, 2006).

Secagem em leito de jorro

A aplicação deste método de secagem é interessante quando os produtos a secar são granulares e grosseiros não uniformes, e difíceis de serem fluidizados.

Devido ao baixo tempo de residência, os secadores de leito de jorro podem ser usados para a secagem de materiais sólidos como alimentos, produtos farmacêuticos e plásticos.

Este secador é na sua forma convencional constituído por um reservatório cilíndrico com uma base cónica onde está presente um bocal para entrada de ar para secagem. Algumas variações deste tipo de secador apresentam uma entrada de ar tangencial e parafuso de transporte vertical, tornando-o mais ou menos eficiente.

A altura a que a coluna de material é elevada tem influência direta na queda de pressão. Para estas situações, a queda de pressão obriga a um consumo de energia significativo para a aeração do material.

Como vantagens, a boa mistura das partículas previne um sobreaquecimento localizado e permite o controlo da velocidade do gás, a altura da coluna de material e o tempo de residência.

Os secadores de leito de jorro para a secagem de materiais granulares, pastas e lamas são uma tecnologia emergente (Mujumdar, 2006).

Secagem por impacto

Secagem por impacto é comumente utilizada em numerosas operações de secagem industrial que envolvem a secagem rápida de materiais em forma de folha contínua, como são exemplos tecidos, filmes fotográficos, papel de revestimento e têxteis, ou sob a forma de folhas finas e largas como madeira folheada e tapetes.

Os jatos contactam com o leito de modo a assegurar um bom contacto gás-sólido necessário para a secagem efetiva.

Para a secagem rápida de folhas muito finas, jatos de ar quente a alta velocidade são muito eficazes. Por outro lado, para a secagem de folhas mais pesadas, a secagem por impacto é eficaz apenas para remover a humidade superficial.

Uma aplicação interessante deste método de secagem está presente em processos de impressão. Muitas das aplicações utilizam ar quente como método de secagem. No entanto, a utilização de vapor sobreaquecido pode ser seriamente considerada (Mujumdar, 2006).

Secagem por micro-ondas ou efeito dielétrico

Trata-se, neste caso, de formas de energia que se manifestam sob a forma de calor através da interação com o material. Neste processo, existem vários mecanismos para a conversão de energia.

É um processo de aquecimento seletivo, pois as ondas eletromagnéticas geralmente atuam no solvente. Assim, é a humidade que é aquecida e removida e evita as perdas de energia por aquecimento para o ar, paredes e outras partes.

Os componentes base para este tipo de secagem são o gerador, para gerar energia de alta frequência, e o aplicador para aplicar a energia ao material.

Alguns exemplos de secagem por efeito dielétrico são madeira serrada, têxteis, papel, pneus de automóvel, alimentos e cerâmicos, enquanto que para secagem por micro-ondas temos alimentos, madeira serrada, análises laboratoriais, indústria farmacêutica, revestimentos em papel e plástico, cerâmica e moldes de fundição, entre outros.

Este método de secagem apresenta importantes vantagens como maior velocidade do processo, melhor e mais rápido controlo e elevada eficiência de transferência de calor. Esta última vantagem é conseguida devido ao material não perder energia para o ar, paredes e outras partes, conduzindo a poupanças significativas de energia.

Este tipo de secagem está a aumentar o seu interesse, particularmente devido às altas eficiências energéticas e operacionais que consegue proporcionar. Por outro lado, este tipo de secagem requer um elevado investimento e recomenda-se a sua integração com outros métodos de secagem convencionais (Mujumdar, 2006).

Secagem solar

A secagem solar é um processo de secagem natural, distinto dos métodos anteriormente apresentados. É utilizada há muitos anos, e sempre foi utilizada para a secagem de plantas, sementes, frutos, carne, peixe, madeira e outros produtos agrícolas e florestais como meio de preservação. No entanto, para grande escala o processo não é viável e necessita de grande área e tempo para secagem, dificuldade em controlar o processo de secagem, e apresenta ainda uma possível degradação devido a reações com o ar envolvente.

Como vantagem, o ar quente para secagem não tem custos, não polui, é renovável e inesgotável. Como desvantagem, o processo de secagem não é uniforme variando com o estado do tempo e a localização, e tem baixa densidade energética, o que requer a utilização de grandes superfícies coletoras.

Os secadores solares podem-se classificar como:

1. Secadores solares naturais – utilizam apenas fontes de energia ambientais;
2. Secadores solares semiartificiais – utilizam um ventilador acionado eletricamente para manter um caudal de ar contínuo através do espaço de secagem;
3. Secadores solares artificiais assistidos – operam com o auxílio de uma fonte de energia convencional se necessário.

A secagem solar também pode ocorrer por convecção natural, com leito estático, ou num compartimento com ventilação forçada (Mujumdar, 2006).

Secadores rotativos

Os secadores rotativos são constituídos por um tambor cilíndrico rotativo, disposto de forma horizontal ou ligeiramente inclinada, onde circula o caudal de material sólido e o caudal de gases quentes.

No interior do tambor cilíndrico encontram-se suspensores que elevam o material até ao topo do secador, sendo depois lançado e entrando em contacto com o caudal de gases quentes. O ciclo de ascensão e queda do material proporciona um elevado grau de mistura das partículas, uma elevada taxa de transferência de calor e de massa e uma boa uniformização, mas este fenómeno torna o secador adequado apenas para partículas que não sofrem desintegração.

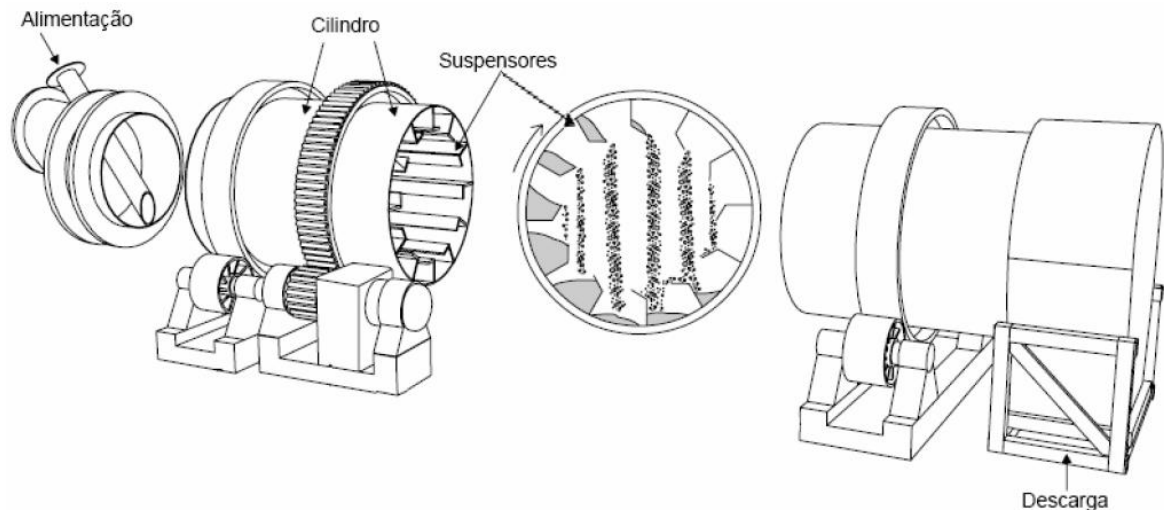


Figura 1 – Imagem representativa do secador rotativo direto (Fernandes, 2008).

Este tipo de secador destaca-se pela sua simplicidade, baixo custo de operação e versatilidade quando comparado com outros tipos de secadores. Permite um funcionamento contínuo e integrado sem ser necessária qualquer operação humana durante o seu funcionamento.

Os tambores rotativos são equipamentos muito utilizados a nível mundial pelas indústrias, não só para efeitos de secagem mas também para efeitos de calcinação, mistura, granulação, arrefecimento e aquecimento (Mujumdar, 2006).

Escolha do secador

A seleção de um secador errado para uma dada aplicação é um mau secador independentemente de ser muito bem dimensionado, tornando-se importante uma escolha correta. Esta escolha torna-se cada vez mais importante devido à constante subida do preço dos combustíveis, aumento de pressões relativas à poluição ambiental e condições de trabalho e segurança.

De modo a fazer uma correta seleção do secador é preciso analisar vários pontos no tipo de material que se pretende secar, como por exemplo o teor de humidade, o estado do material (sólido, líquido ou pasta), dimensão das partículas, sensibilidade térmica do material, resistência a impactos e tipo de material (inflamável ou não).

O transporte do material sólido no secador é um parâmetro essencial na escolha, pois é necessário saber se o material pode sofrer quedas, se pode ser transportado ao longo do leito, se pode sofrer contacto de modo a obter transferência de calor por condução, se pode ser suspenso no ar, etc.

Uma seleção preliminar do secador usualmente recai sobre dois fatores: listar aqueles que conseguem manipular o material a ser secado e excluir as alternativas que apresentam despesas e custos de operação maiores.

A seleção pode incluir outros fatores como:

- Modo de operação – contínuo ou descontínuo;
- Modo de aquecimento – por contacto ou diretamente por convecção e radiação;
- Restrições específicas impostas pela natureza do material.

Em geral, um secador contínuo será escolhido pois provavelmente vai integrar mais facilmente o restante processo, e o custo unitário de secagem será frequentemente menor que em operação descontínua.

À medida que a produção se torna menor, a influência do custo inicial no total de custos torna-se dominante, e o baixo custo relativo dos sistemas descontínuos torna-se atrativa (Keey, 1972).

(Kiranoudis et al., 1996) estudou três tipos de secadores convectivos para a secagem de produtos orgânicos e concluiu que, apesar do maior investimento inicial, o secador rotativo era aquele que apresentava menores custos de operação como se pode ver no gráfico seguinte:

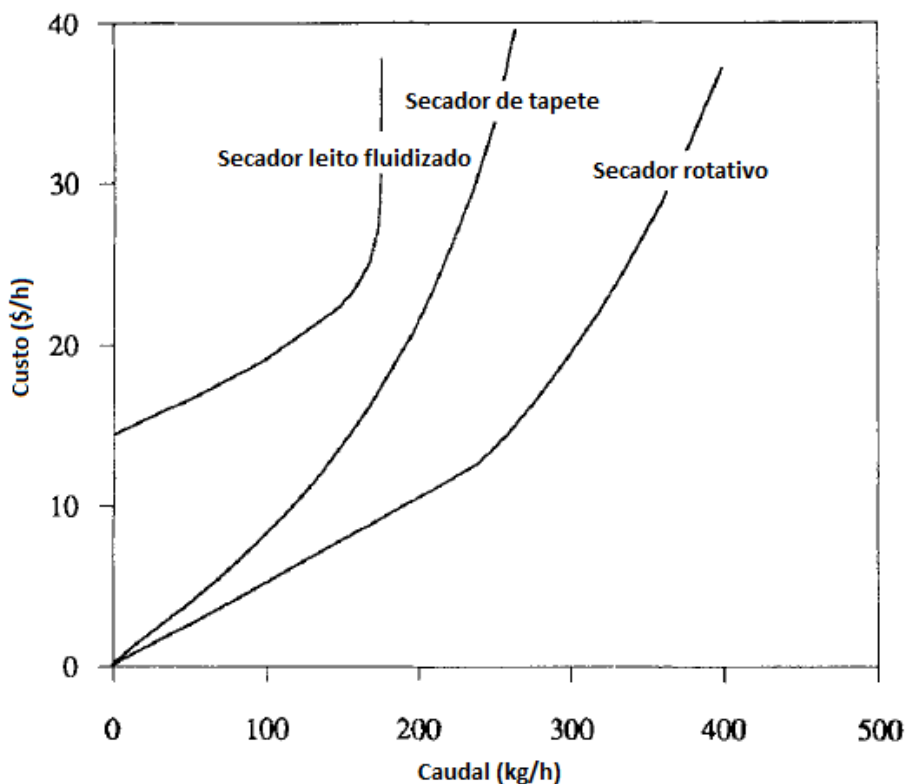


Figura 2 – Custo de operação em função da capacidade de produção para os tipos de secadores estudados (Adaptado) (Kiranoudis et al., 1996).

Secador rotativo direto para secagem de pão moído

O secador rotativo apresenta algumas características que o tornam bastante interessante para a secagem de pão moído, um produto sem requisitos de qualidade, que pode sofrer queda e grandes variações de temperatura. O único requisito importante e que deverá ser tido em conta é a temperatura máxima do ar para que não ocorra combustão espontânea do pão. No entanto, esta temperatura é elevada e estará muito acima da gama de temperaturas a utilizar num processo de secagem eficiente.

Como vantagens importantes para a secagem de pão moído, o secador rotativo de contacto direto apresenta uma grande simplicidade, baixo custo de operação, reduzidas perdas de carga e flexibilidade.

Outros aspetos do secador rotativo direto

No interior do tambor as correntes de ar quente e material sólido escoam no mesmo sentido ou em sentidos opostos (cocorrente ou contracorrente).

O material sólido presente no interior do tambor (grãos e partículas sólidas) está colocado em suspensores dispostos axialmente, com dimensões e geometrias diversas e que são responsáveis

pela ascensão e queda do material sólido ao longo do tambor. Durante a fase de queda, o material sólido contacta com a corrente de ar quente sofrendo deste modo secagem e aquecimento por convecção. O ciclo de ascensão e queda proporciona um elevado grau de mistura das partículas e de exposição ao ar quente.

Alguns dos materiais secos através deste método são produtos farmacêuticos, fertilizantes, concentrados minerais, cimento, areia, milho e açúcar, sendo especialmente recomendado para o processamento de materiais facilmente aderentes.

Elevadas velocidades do ar dentro do secador levam ao arrasto das partículas de material sólido juntamente com o caudal de gases, resultando em perdas de material. De modo a minimizar este fenómeno, a velocidade do ar deverá estar compreendida entre 3m/s para partículas com 5mm de diâmetro e 0,3m/s para partículas com aproximadamente 1mm de diâmetro.

Um projeto apropriado dos alimentadores e recetores de sólido pode reduzir a perda de material assim como a colocação de ciclones ou, quando as temperaturas são relativamente baixas, um filtro de saco.

A eficiência térmica dos secadores rotativos depende principalmente do nível de temperatura permitido para o material a secar. Para materiais inertes, maiores temperaturas podem ser utilizadas e maior calor pode ser aproveitado (Keey, 1972).

Segundo (Lescano, 2009) o escoamento em contracorrente é essencial quando uma grande quantidade de humidade deve ser retirada do material durante a secagem, o que permite maior tempo de residência do material dentro do cilindro e menores temperaturas do ar de secagem. Esta é também a tipologia dos escoamentos que maximiza as trocas de massa e energia.

A geometria dos secadores rotativos é muito genérica e pode ser adotada em processos distintos da secagem, como o arrefecimento ou aquecimento. Dentro do processo de secagem, os secadores rotativos podem apresentar diversas variantes, podendo ter contacto direto ou indireto e ter a fonte de calor no exterior ou no interior do secador, como o caso dos fornos rotativos.

Existem muitas variações que são utilizadas de acordo com o material sólido a secar, sendo apresentadas algumas em seguida:

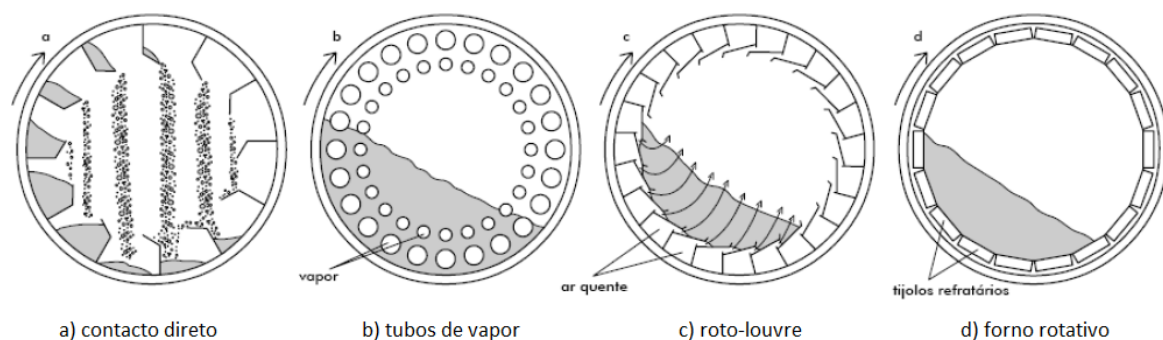


Figura 3 – Tipos de secadores rotativos (Fernandes, 2008).

Secador rotativo direto

Consiste num tambor cilíndrico com ou sem suspensores que opera com temperaturas baixas e médias, limitadas geralmente pelas características do material a secar. É o tipo de secador abordado neste trabalho.

Forno rotativo direto

Consiste num tambor cilíndrico revestido com material refratário para operação a altas temperaturas.

Secador indireto com tubos de vapor

Consiste num tambor cilíndrico simples com linhas de tubos metálicos instalados longitudinalmente no seu interior, onde escoo vapor. É adequado para operações até à temperatura do vapor disponível.

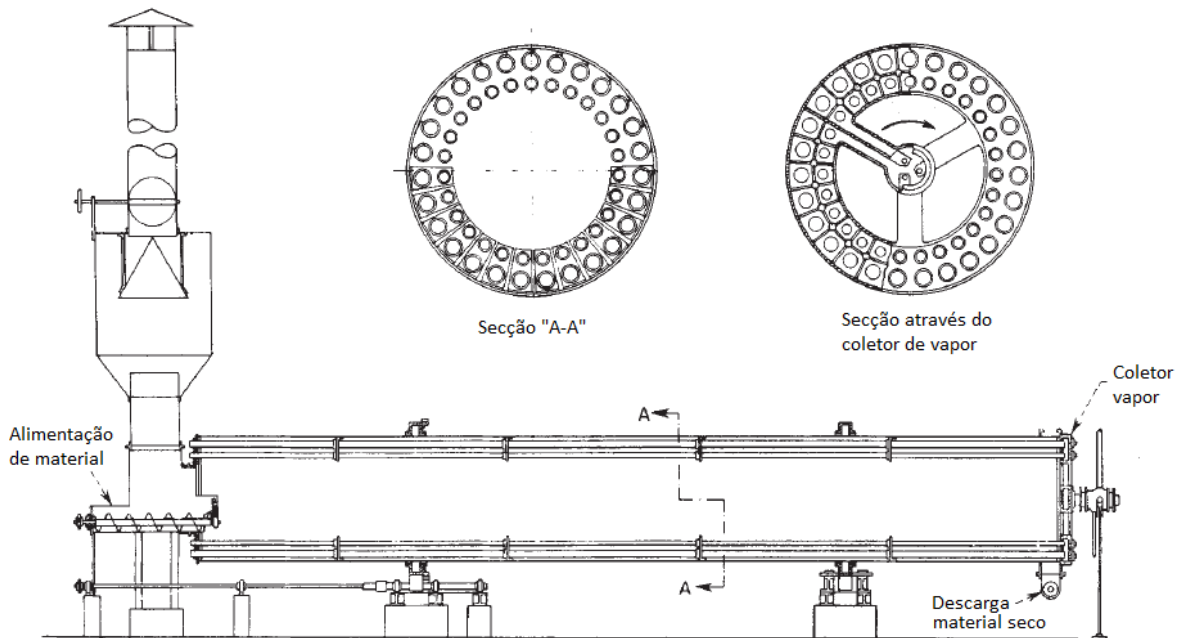


Figura 4 – Secador rotativo com tubos de vapor (adaptado) (Perry & Green, 1997).

Calcinador rotativo indireto

Consiste num tambor cilíndrico rodeado por um forno alimentado de forma elétrica ou calor, e é adequado para temperaturas até ao máximo admitido pelo material constituinte do tambor.

Secador direto Roto-Louvre

Consiste num tambor cilíndrico onde os sólidos se movem em escoamento cruzado relativamente ao gás que sai através de venezianas. É adequado para operações que utilizam temperaturas baixas e médias.

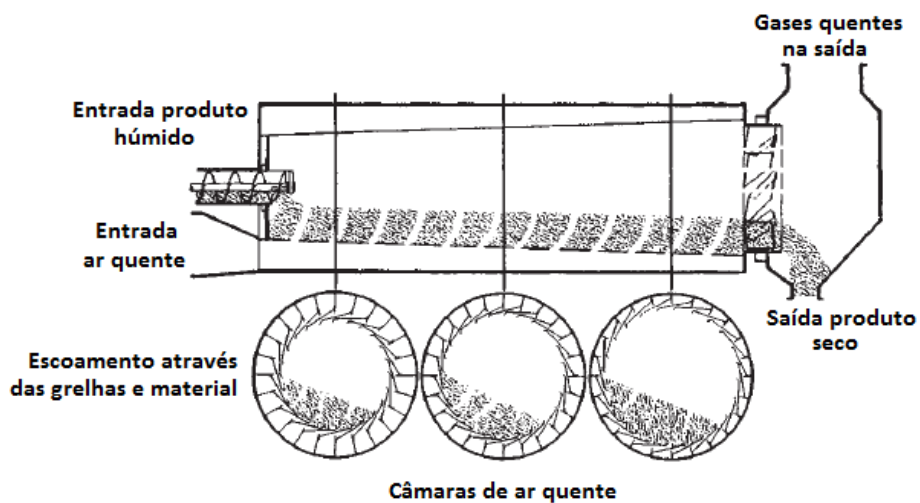


Figura 5 – Secador rotativo do tipo Roto-Louvre (adaptado) (Perry & Green, 1997).

Secador rotativo Roto-fluidizado

Consiste num tambor rotativo desprovido de suspensores e com um tubo central de onde saem pequenos tubos que conduzem o caudal de gás até ao leito de material sólido. (Arruda, 2008)



Figura 6 – Secador rotativo do tipo roto-fluidizado (Arruda, 2008).

Outras configurações

Devido às perdas de calor pela envolvente do tambor rotativo, nomeadamente em fornos, surgiram novas soluções onde os gases quentes têm várias passagens ao longo das paredes de modo a reduzir estas perdas. Esta solução desenvolvida pelo fabricante “Dupps” tem a denominação de “QuadPass™”. (Van Puyvelde, 2009).

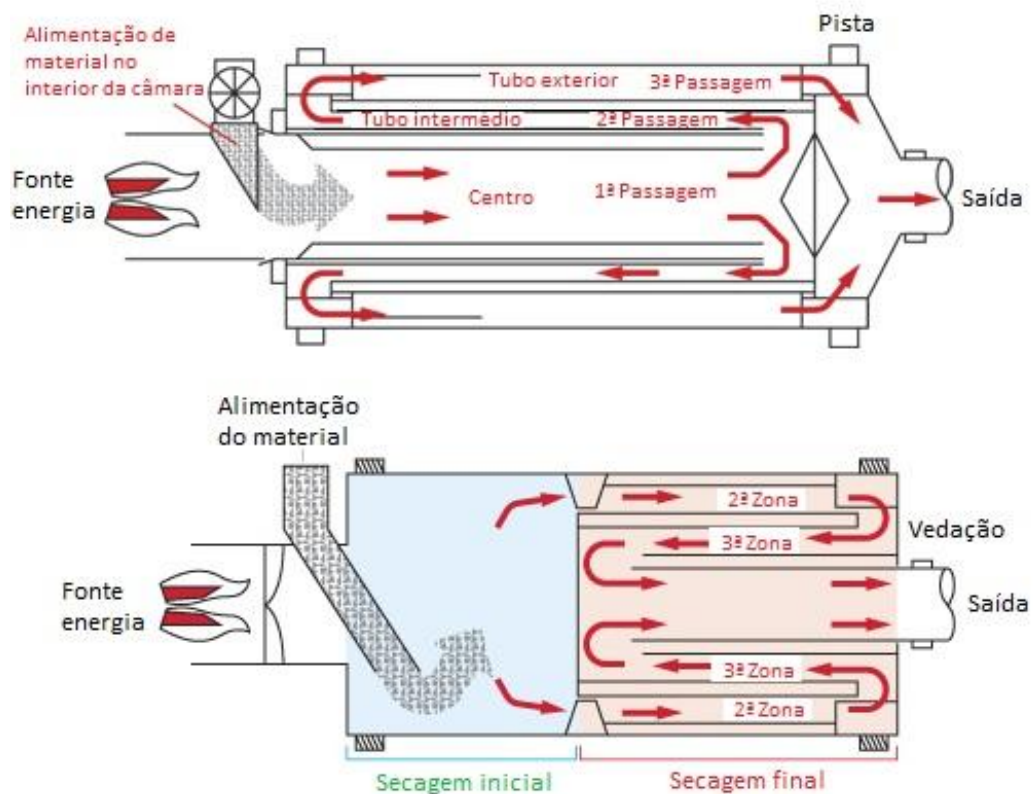


Figura 7 – Configuração “Triple-Pass” e “Quadpass®” (Adaptado) (Dupps).

Configuração escolhida para a secagem do pão moído

O tipo de secador selecionado como a melhor opção para a secagem do pão moído é o secador do tipo rotativo direto. Entre várias vantagens, este secador é adequado para o tipo de produto a secar, grãos ou partículas, e apresenta ainda uma grande simplicidade e, conseqüentemente, baixos custos de investimento e operação.

Um secador deste tipo apresenta muitos fatores geométricos que têm de ser determinados. No capítulo seguinte são apresentados alguns valores base que têm como objetivo ajudar no projeto de um secador, no entanto, um dos objetivos do trabalho é procurar obter parâmetros para o projeto de um secador eficiente através de simulação.

O dimensionamento de um secador tem como ponto de partida o caudal pretendido de material sólido a secar. Este caudal terá influência direta no diâmetro e comprimento do secador, o que se reflete nos custos de investimento e operação.

Além do caudal de material sólido, também o tipo de escoamento tem de ser previamente decidido. Devido à sua elevada eficiência, o escoamento contracorrente é a opção mais interessante, todavia nem sempre é possível esta escolha nomeadamente quando o material é termicamente sensível. Como o pão moído é um resíduo, não existem requisitos de qualidade impeditivos e o tipo de escoamento escolhido neste trabalho é contracorrente.

2.3. Valores empíricos de projeto

São aqui apresentados alguns parâmetros empíricos para o projeto de um secador rotativo de contacto direto. Estes parâmetros são essencialmente geométricos e térmicos, e constituem um ponto de partida para o dimensionamento de um secador deste tipo.

Algumas das formulações apresentadas em seguida são empíricas e têm por base conhecimentos e experiências obtidas para grandes secadores industriais, mas que podem ser utilizadas para todos os tamanhos de secadores, em que a única diferença entre eles é a escala.

Temperatura do ar no secador

A temperatura máxima do ar depende da sensibilidade térmica do material a secar e, em casos mais extremos, está limitada à temperatura máxima suportado pelo material que constitui o secador.

A temperatura do ar à entrada deverá ser suficientemente elevada para que não ocorra condensação ou saturação do ar no interior do secador.

(van't Land, 1991) propôs uma equação para a temperatura do ar na saída do secador:

$$T_{a,OUT} = 0,05 T_{a,IN} + 64,5 \quad (2.1)$$

Onde:

$T_{a,OUT}$ é a temperatura do ar à saída [°C]

$T_{a,IN}$ é a temperatura do ar à entrada [°C]

Esta equação resulta de uma regressão linear tendo como ponto de partida um conjunto de pontos encontrados na literatura e outros obtidos através de observação de secadores industriais. Os pontos obtidos são resultantes de secadores com escoamento cocorrente e contracorrente e compreendem um intervalo de temperaturas de entrada entre os 100 e os 900°C sensivelmente. Para temperaturas inferiores a 100°C, a equação não fornece resultados reais.

A equação apresentada sugere valores para a temperatura de saída superiores a sensivelmente 70°C. Esta temperatura apresenta ainda uma grande quantidade de energia, mas após o processo

de secagem o ar quente contém uma elevada quantidade de água encontrando-se perto da saturação.

Perry apresentou uma metodologia diferente baseada no número de unidades de transferência (NUT). Neste método, a temperatura de saída dos gases, pode ser determinada pela relação (Perry & Green, 1997):

$$NUT = (T_{a,IN} - T_{a,OUT})/\Delta T_m \quad (2.2)$$

Onde:

$T_{a,IN}$ é a temperatura do ar à entrada [°C]

$T_{a,OUT}$ é a temperatura do ar à saída permitido para as perdas de calor [°C]

ΔT_m é a diferença de temperatura média real entre o ar quente e o material [°C]

Quando uma quantidade considerável de humidade é removida do material sólido e as temperaturas do sólido são desconhecidas, uma boa aproximação é a média logarítmica entre as depressões de bolbo húmico do ar de secagem à entrada e saída do secador: $(\Delta T)_{ml}$ (van't Land, 1991).

A operação mais económica para secadores rotativos revelada através de evidências empíricas é atingida para um NUT compreendido entre 1,5 e 2,5 (Mujumdar, 2006).

A equação apresentada anteriormente para o número de unidades de transferência pode tomar a seguinte forma:

$$NUT = \ln \left(\frac{T_{a,IN} - T_{a,W}}{T_{a,OUT} - T_{a,W}} \right) \quad (2.3)$$

onde $T_{a,W}$ é a temperatura de saturação adiabática para o ar às condições de temperatura e humidade de entrada (Mujumdar, 2006).

Velocidade do ar

Os fluxos mássicos de ar usuais em secadores rotativos variam entre 0,5 e 5 kg/m²s. É habitual utilizar a velocidade máxima possível, tendo como limite a quantidade de material que sai do secador juntamente com o caudal de ar. Este material pode ser recuperado posteriormente mas apresenta consumos de energia devido à ventilação necessária para vencer as perdas de carga associadas (Perry & Green, 1997).

Na grande maioria dos secadores rotativos em funcionamento, a velocidade do ar encontra-se abaixo dos 2m/s, mas em algumas situações pode ir até 4m/s (van't Land, 1991).

Diâmetro

O diâmetro do secador rotativo varia geralmente entre 0,3 e 3 metros, sendo possível encontrar secadores com diâmetros superiores ou inferiores aos valores deste intervalo em situações especiais. Diâmetros inferiores a 0,3 metros são geralmente utilizados em secadores piloto para testes, antes da construção final de um secador de maiores dimensões.

O diâmetro do secador é determinado em função da velocidade do ar quente na área livre do secador. Esta velocidade é obtida em função do material e condições de operação, sendo

recomendados valores compreendidos entre 0,5 e 2 m/s (Fernandes, 2008). Fixando uma determinada velocidade do ar, o diâmetro recomendado para o tambor do secador é:

$$D_i = \sqrt{\frac{4,7 \dot{m}_a}{\rho_a \pi v_a}} \quad (2.4)$$

onde:

- D_i é o diâmetro interno do secador [m]
- \dot{m}_a é o caudal mássico de ar [kg/s]
- ρ_a é a densidade média do ar no interior do secador [kg/m³]
- v_a é a velocidade do ar no interior do secador [m/s]

Na equação anterior é tida em conta uma ocupação de material sólido de 15% da área transversal do secador, conduzindo a que o diâmetro obtido seja ligeiramente superior.

O diâmetro é a base para a determinação de outros parâmetros geométricos como comprimento do tambor e número e profundidade dos suspensores.

Comprimento

O comprimento do secador surge geralmente associado ao seu diâmetro, sendo que a razão comprimento/diâmetro é mais eficiente entre 4 e 10 para secadores industriais (Perry & Green, 1997).

(van't Land, 1991) refere que usualmente esta relação encontra-se compreendida entre 5 e 8.

Para secadores do tipo Roto-Louvre, o comprimento é geralmente inferior encontrando-se valores no intervalo 2 a 4 para a relação comprimento/diâmetro (van't Land, 1991).

(van't Land, 1991) propôs uma solução alternativa para encontrar o comprimento do secador em função do diâmetro, caudal de gases e número de unidades de transferência:

$$\frac{L}{D_i} = 0,29 NUT G^{0.33} \quad (2.5)$$

onde:

- L é o comprimento do secador [m]
- NUT é o número de unidades de transferência
- G é o caudal mássico específico de ar [kg/m²h].

Considerando um número de unidades de transferência (NUT) de 2 e variando o diâmetro (D_i) e caudal mássico (G), o comprimento recomendado para o secador pode ser visualizado no gráfico seguinte:

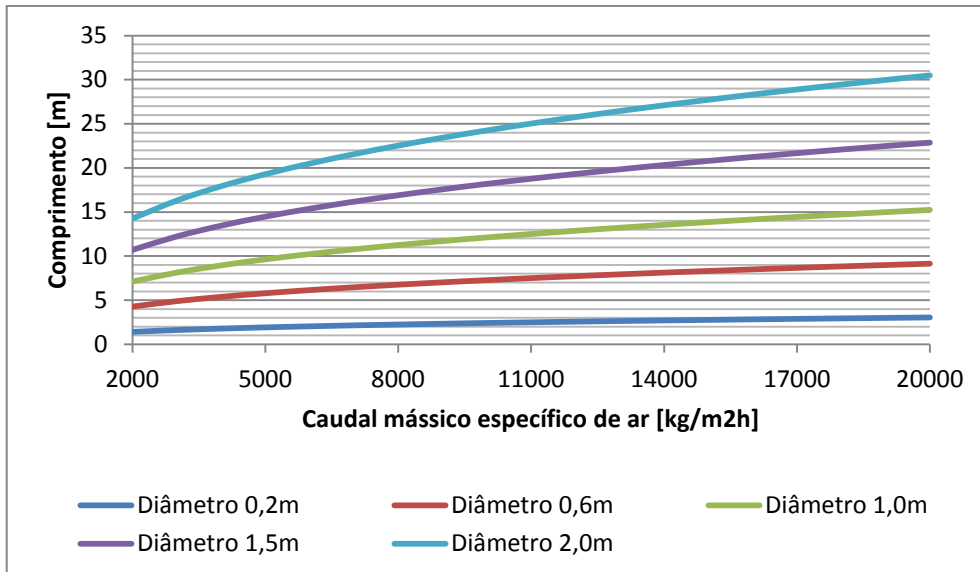


Figura 8 – Comprimento recomendado para o secador em função do diâmetro e caudal mássico de ar.

No gráfico anterior, o caudal mássico específico está compreendido entre 2000 e 20000 kg/m²h, que é um intervalo que corresponde aproximadamente ao intervalo recomendado anteriormente de 0,5 a 5 kg/m²s.

Volume de material sólido

O volume do secador preenchido por material sólido durante a operação de secagem é geralmente 10 a 15% do volume interno do tambor rotativo, um intervalo que permite obter a melhor eficiência. Volumes de sólido menores (condições de subcarregamento) não utilizam a totalidade do volume dos suspensores, enquanto volumes maiores (condições de sobrecarregamento) causam “curto-circuito” do material sólido, ou seja, uma parte do material não consegue colocação nos suspensores e fica retido no fundo do secador, o que causa blindagem das partículas não permitindo trocas de calor e de massa e reduzindo o tempo de residência devido ao fenómeno de rolagem (Mujumdar, 2006).

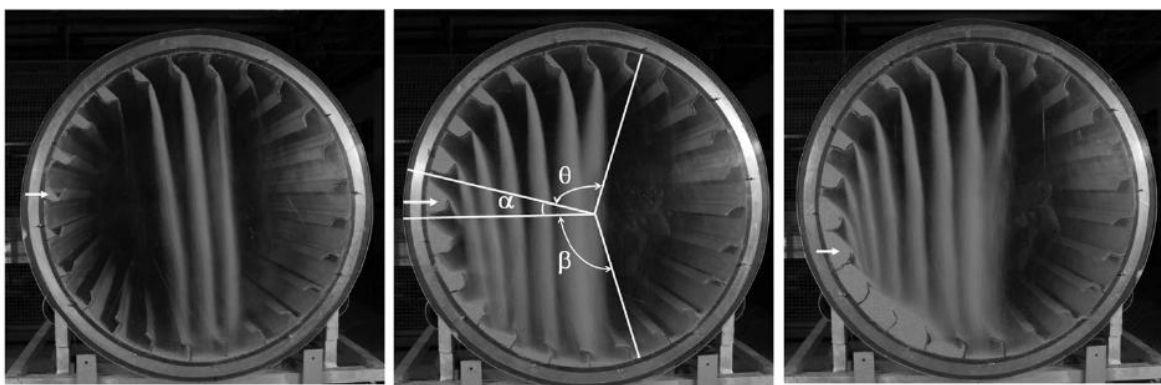


Figura 9 – Tipos de carregamento para um secador rotativo: a) subcarregado, b) carregamento ótimo, c) sobrecarregado (Ajayi & Sheehan, 2012).

O volume ótimo de carregamento é difícil de atingir e controlar, pelo que geralmente se usa um carregamento ligeiramente superior. Este carregamento pode ser controlado posteriormente com o secador instalado através, por exemplo, da inclinação do secador.

Tempo de residência

Os tempos de residência podem variar entre alguns minutos e várias horas de acordo com a qualidade e taxa de secagem pretendida. Este tempo total depende essencialmente da velocidade do ar, inclinação e rotação do tambor cilíndrico do secador (Mujumdar, 2006).

Número de suspensores

O número de suspensores deve ser suficiente de modo a assegurar uma contínua e uniforme cortina de sólidos.

Perry 1984 propôs um número de suspensores dentro do seguinte intervalo (van't Land, 1991):

$$7,87D_i \leq n_f \leq 9,84D_i \quad (2.6)$$

onde n_f é o número de suspensores.

Comprimento dos suspensores

Os suspensores podem ter diversas geometrias, como será apresentado nos capítulos seguintes. Para o comprimento ou profundidade dos suspensores, van't Land sugere que este seja dado em função do diâmetro através da seguinte expressão (van't Land, 1991):

$$\left(\frac{1}{12}\right)D_i \leq l_f \leq \left(\frac{1}{8}\right)D_i \quad (2.7)$$

onde l_f é o comprimento dos suspensores [m].

Inclinação

(van't Land, 1991) recomenda uma inclinação para o secador compreendida entre 0 e 5°. Este valor tem em conta o tempo de residência pretendido e essencialmente o tipo de escoamento: cocorrente ou contracorrente.

Perry sugere valores de inclinação até 8°, e refere ainda inclinações negativas para escoamentos do tipo cocorrente (Perry & Green, 1997).

(Matchett & Baker, 1987) citado por (Ajayi & Sheehan, 2012) num estudo para determinar o carregamento ótimo experimentalmente, concluíram que uma mudança na inclinação do secador provoca a transição entre regimes de subcarregamento e sobrecarregamento, sendo o ponto de transição o ponto de carregamento ótimo.

Rotação

A rotação do tambor do secador tem influência, entre outros, no cascadeamento e respetiva distribuição das partículas ao longo da área transversal do secador. Outro aspeto importante é a influência que este parâmetro tem no tempo de residência das partículas no secador.

No interior do secador em rotação, as partículas estão sujeitas à aceleração da gravidade e à força centrífuga. A velocidade de rotação do secador surge na literatura associada à razão entre estas duas forças: δ .

$$\delta = r_e \omega^2 / g \quad (2.8)$$

Onde:

r_e é o raio exterior do secador [m]
 ω é a velocidade angular do tambor [s^{-1}]
 g é a aceleração da gravidade [m/s^2]

Geralmente os secadores rotativos operam no intervalo $0,0025 \leq \delta \leq 0,04$, sendo que é ainda possível encontrar valores máximos de 0,4.

Quanto maior a rotação, maior será a força centrífuga, e no limite as forças têm igual magnitude conduzindo a uma resultante das forças nula e deixando de haver cascateamento das partículas pois estas não abandonam as paredes do secador (Mujumdar, 2006).

Através da razão entre forças e o intervalo fornecido, é possível obter um intervalo recomendado para a velocidade de rotação dada em rotações por minuto:

$$\frac{2,115}{\sqrt{D_e}} \leq N_R \leq \frac{8,46}{\sqrt{D_e}} \quad (2.9)$$

onde:

D_e é o diâmetro exterior do secador [m]
 N_R é a rotação do tambor [revoluções/minuto]

A rotação do secador também pode ser encontrada em função da velocidade periférica do tambor, sendo que esta é diretamente proporcional à velocidade de rotação.

Esta velocidade encontra-se geralmente no intervalo 0,1 e 0,5 m/s, sendo que valores mais comuns aplicados industrialmente encontram-se no intervalo 0,35 a 0,4 m/s (van't Land, 1991).

Outros parâmetros

Na concepção de um secador rotativo entram outros parâmetros menos gerais e também menos importantes.

Para a secagem de materiais inicialmente muito adesivos, é importante garantir que estes cumpram o ciclo de cascateamento e descolem das paredes do secador. De modo a cumprir este ciclo, são colocados “martelos” na parede do secador, do lado exterior, que através da rotação batem nas paredes ajudando deste modo ao desprendimento do material da parede.

A secagem de materiais com grande aderência pode ter outras consequências na concepção de um secador além dos martelos. Esta propriedade dos materiais conduz a uma grande variação da humidade, densidade e propriedades do material ao longo do secador.

Esta alteração de propriedades leva geralmente à utilização de diferentes tipos de suspensores ao longo do secador, com suspensores de geometria simples e aberta no início e geometria complexa e mais eficiente no final, onde o material sólido está sob a forma de partículas.

Um dos exemplos extremos deste fenómeno é o açúcar, um material que é secado geralmente em secadores rotativos (Sheehan et al., 2005).

Secadores rotativos em escala piloto

Antes da construção de um secador de grandes dimensões poderá ser construído um secador de pequenas dimensões com diâmetro próximo dos 0,5m, com o objetivo de determinar as temperaturas de entrada e saída dos gases, o caudal de material sólido e respetivo teor de humidade, velocidade do gás e tempo de residência necessário.

Este procedimento e análise de resultados permitem uma construção mais eficiente e com menores custos de operação, amortizando posteriormente o investimento feito nestes testes (van't Land, 1991).

Cuidados especiais de operação

Os secadores rotativos requerem alguns cuidados gerais que dependem do material a secar. Estes cuidados podem ser relativos a questões de segurança durante a operação, e também relativos ao material sólido que pode ser inflamável ou requerer especiais cuidados de operação de modo a não danificar a sua qualidade.

A paragem imediata do secador poderá provocar a combustão do material sólido devido à elevada temperatura das paredes internas do secador, e poderá originar condensação em casos de paragem prolongada devido ao decréscimo de temperatura do ar que se encontra perto da saturação.

Outro problema relativo à secagem é quando o produto sólido liberta solventes no processo de evaporação e em caso de fuga do ar poderão resultar explosões (van't Land, 1991).

Conclusão

Devido à variedade de equipamentos de secagem e tipo de material sólido que é processado, poucos conhecimentos relativos a modelos matemáticos e aproximações teóricas são utilizados atualmente. Os secadores são normalmente projetados e construídos sobredimensionados, o que resulta num secador por vezes ineficiente.

Novos modelos e técnicas de simulação foram desenvolvidos nos últimos anos, recorrendo também a ferramentas de simulação, o que aumenta a qualidade dos estudos teóricos e aumenta a sua utilização durante a conceção e construção do secador (Mujumdar, 2006).

2.4. Geometria dos suspensores

Os suspensores têm como função elevar o material sólido a secar desde o leito até à parte superior do secador, deixando-o cair em seguida sob a forma de cascata. Durante a queda, as partículas sofrem contacto com a corrente de ar quente e deste modo processa-se a transferência de calor e de massa. Estes processos de troca ocorrem continuamente no interior do secador, quer na fase de cascata quer na fase de repouso, no entanto a fase de repouso caracteriza-se por ter pouca área de contacto com o caudal de ar e pode-se assumir de forma segura que os processos de transferência ocorrem apenas durante a fase de queda.

A proporção entre fase de queda e fase de repouso determina a eficiência da secagem. Em muitos dos secadores atuais, este valor está compreendido entre 10% e 15% (Ajayi & Sheehan, 2012).

As duas fases distintas que o material sólido sofre durante o processo de secagem em secador rotativo podem-se denominar de fase ativa, ou de cascadeamento quando o material está em queda dos suspensores, e fase densa, passiva ou de repouso, que compreende o intervalo de tempo desde a queda no leito do secador e transporte num dos suspensores até ao ponto onde sofrerá nova queda e novo ciclo.

O tipo de suspensor e geometria utilizados depende do material sólido a secar e do gás, nomeadamente dimensões e viscosidade.

A situação ideal seria o cascadeamento ocorrer no ponto mais elevado, do secador, para assim promover um maior tempo de contacto com o caudal de ar quente. No entanto, esta opção iria provocar um grande fluxo de material sólido numa mesma zona, resultando na blindagem de algumas partículas e impedindo as trocas de calor e de massa em algumas delas (Mujumdar, 2006).

(Ajayi & Sheehan, 2012), através de resultados fotográficos obtidos experimentalmente, verificou que a fase de cascata de experiências com sólidos aderentes é substancialmente diferente do observado quando se trata de sólidos não aderentes.

No mesmo estudo, os autores verificaram experimentalmente que quanto menor o teor de humidade mais estreitas eram as cortinas de sólido em queda (Ajayi & Sheehan, 2012).

No interior de um secador rotativo podem ser empregues diferentes tipos de suspensores ao longo do seu comprimento, tendo em conta a variação de humidade ao longo desta dimensão. Geralmente no início do secador são colocados suspensores próprios para uma boa distribuição do material, como por exemplo o formato helicoidal.

A geometria dos suspensores é muito importante para determinar qual o volume ótimo de sólido no interior do secador. Assim, se os suspensores operarem com baixo carregamento o secador estará a trabalhar de forma ineficiente, e enquanto se estiver a operar acima da sua capacidade de carregamento uma parte do material não irá ser elevado e irá deslizar ao longo do leito no fundo do secador (transbordamento), estando o seu contacto com a corrente de ar limitado e diminuindo o tempo de residência e qualidade do produto (Mujumdar, 2006).

De seguida são apresentadas algumas geometrias de suspensores utilizados na indústria.

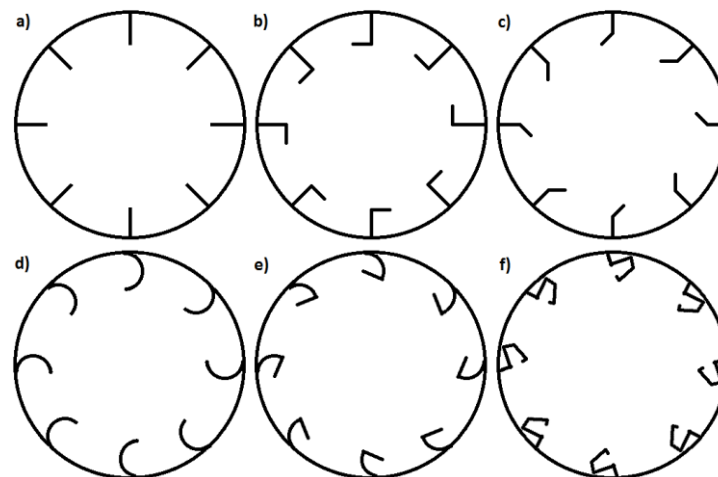


Figura 10 – Tipos de suspensores: a) retos, b) ângulo reto, c) angulares, d) semicirculares, e) tipo EAD. F) tipo CBD.

Os tipos de suspensores EAD e CBD são ainda pouco utilizados industrialmente devido ao seu desenvolvimento e pesquisa recentes, mas também devido à complexidade da sua geometria. Este formato permite um cascadeamento disperso contribuindo para uma melhor secagem, mas terá de ser projetado de acordo com o tipo de material e dimensões.

Suspensores retos são utilizados quando o material é viscoso e impregnante, de modo a evitar a sua adesão às paredes internas do secador. Estes suspensores utilizam-se geralmente no início do secador, junto da alimentação de sólidos, quando são utilizados mais que um tipo de suspensor. Outra solução é a utilização de uma forma inclinada – helicoidal, de modo a promover uma rápida entrada de sólidos no secador, evitando assim a acumulação e retorno do material junto à entrada.

Suspensores angulares ou de ângulo reto são os mais utilizados, e são adequados para materiais pouco aderentes (Fernandes, 2008).

A quantidade de material sólido presente em cada suspensor pode ser determinada em função das suas características como comprimentos e ângulos.

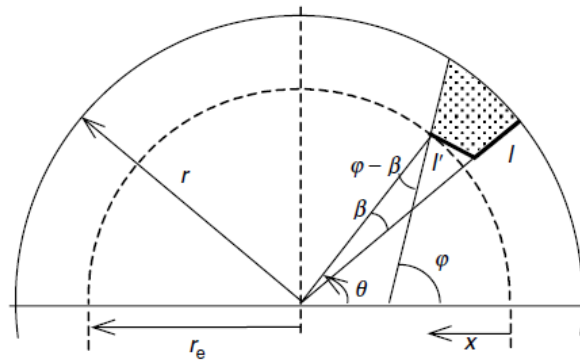


Figura 11 – Carregamento dos suspensores no 1º Quadrante e respetivos ângulos (Mujumdar, 2006).

(Schofield & Glikin, 1962) tal como citado por (Mujumdar, 2006), realizaram um balanço de forças gravitacional, centrífuga e de fricção de modo a obter o ângulo de empilhamento – ângulo formado entre o plano horizontal e a superfície livre de material sólido (φ):

$$\tan \varphi = \frac{\gamma + \delta(\cos \theta - \gamma \sin \theta)}{1 - \delta(\sin \theta + \gamma \cos \theta)} \quad (2.10)$$

onde:

γ é o coeficiente de fricção

δ é a razão entre as forças centrífuga e gravitacional a atuar na partícula

θ é o ângulo entre o plano horizontal e a linha compreendida entre o centro do tambor e a ponta do suspensor.

A razão entre as forças centrífuga e gravitacional para secadores rotativos está geralmente compreendida entre 0,0025 e 0,04, sendo que valores até 0,4 podem ser encontrados. Quanto mais elevada for a rotação do secador maior será a força centrífuga e, no limite, quando esta força igualar a força gravitacional, a resultante das forças é nula e não haverá cascadeamento do material sólido. Importa salientar que esta equação foi testada para uma humidade constante, o que não acontece na prática devido à diminuição da humidade do sólido ao longo do comprimento do secador.

No gráfico seguinte podemos observar o fluxo de material em queda em função do ângulo de rotação.

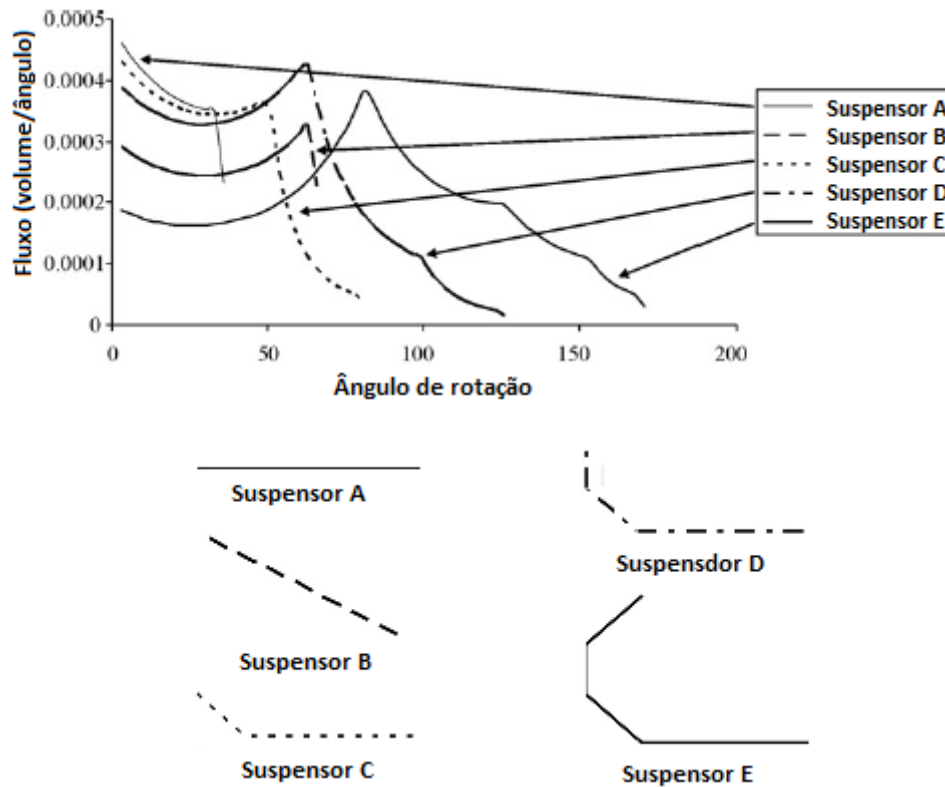


Figura 12 – Fluxo de material em queda em função do ângulo para diferentes tipos de suspensores (Van Puyvelde, 2009)

Os valores indicados no gráfico permitem observar que o fluxo de material em queda varia de forma significativa com o tipo de susensor selecionado. Suspensores muito simples como os retos têm um grande fluxo inicial, mas para um pequeno ângulo de rotação já todas as partículas foram cascadeadas. No outro extremo estão as geometrias complexas, que permitem um fluxo de material mais ou menos constante durante um grande intervalo de rotação. Este tipo de susensor permite ocupar uma grande parte da área transversal do secador, e assim aproveitar mais eficientemente todo o fluxo de ar quente.

Parâmetros como tipo de susensor e rotação têm influência nesta razão entre tempos de contacto. Quanto maior for a velocidade de rotação maior será a velocidade periférica e menor será o tempo de transporte das partículas entre o leito do secador e o local de queda das partículas no susensor, e maior a fração do tempo de queda. No entanto, este aumento irá diminuir o tempo de residência total no interior do secador.

O volume de material presente num susensor é função da geometria, posição do susensor, ângulo de empilhamento do material e carga total do secador, sendo o volume máximo atingido para um ângulo de 0° (Van Puyvelde, 2009).

No secador existem três graus de carregamento: subcarregado, carregamento ótimo e sobrecarregado.

O carregamento ótimo é aquele que proporciona um melhor desempenho e eficiência. No entanto, é difícil de obter teoricamente e também durante o funcionamento. No carregamento ótimo, a primeira descarga de material sólido ocorre no susensor que está colocado a 0°, ou seja, colocado na linha horizontal coincidente com o eixo do tambor. Este ponto de operação proporciona uma interação máxima entre o gás e os sólidos em queda.

Definindo um sistema de eixos no Sistema Internacional, considera-se a orientação positiva no sentido anti-horário e para um secador a rodar no mesmo sentido positivo. Em modo

subcarregado, os suspensores não estão totalmente carregados e o início da descarga ocorre para um ângulo superior a 0° , enquanto em modo sobrecarregado o início da descarga ocorre para um ângulo inferior a 0° , ou seja, entre 270° e 0° . Em secadores sobrecarregados, o excesso de material acumula na base do secador e rola ao longo deste, diminuindo o tempo de residência dos sólidos e afetando a qualidade do produto seco pois o material presente na base do secador não sofre a secagem devida (Ajayi & Sheehan, 2012).

O volume total de material sólido presente no secador corresponde à soma das fases ativa e passiva.

Existem alguns modelos disponíveis na literatura para estimar o carregamento ótimo sendo o modelo de Porter (Porter, 1963) citado por (Ajayi & Sheehan, 2012), o mais utilizado:

$$m_{total} = m_{susp} x \frac{n_f}{2} \quad (2.11)$$

onde:

m_{total} é a massa total de material no secador [kg]

m_{susp} é a massa de material presente no suspensor onde é iniciada a descarga [kg]

n_f é o número de suspensores.

Este modelo é baseado no conceito de que o carregamento máximo dos suspensores é atingido entre suspensores opostos no secador. Apesar da sua utilização generalizada, este modelo apresenta alguma falta de consistência detetada pelo estudo de (Matchett & Sheikh, 1990) citado por (Ajayi & Sheehan, 2012) que invalidou o modelo através de evidências fotográficas que o carregamento de um secador é função da geometria dos suspensores.

(Kelly & O'Donnell, 1977) citado por (Ajayi & Sheehan, 2012) apresentaram um modelo baseado em suspensores do tipo EAD:

$$m_{total} = m_{susp} x \left(\frac{n_f + 1}{2} \right) \quad (2.12)$$

(Baker, 1988) citado por (Ajayi & Sheehan, 2012), propôs um modelo baseado na suposição de que o carregamento dos suspensores na metade inferior do secador é o mesmo que na metade superior:

$$m_{Design} = \left(2x \sum_f^n m_i \right) - m_{susp} \quad (2.13)$$

onde:

m_i é a massa de cada suspensor [kg]

m_{Design} é a carga em condições de carregamento ideal apenas para a fase passiva [kg].

(Sherritt et al., 1993) citado por (Ajayi & Sheehan, 2012) desenvolveram um modelo capaz de prever o carregamento dos suspensores baseado no modelo de Baker utilizando o conhecimento do primeiro ponto de descarga para o primeiro suspensor a descarregar e assumindo simetria. Este modelo revelou porém, ser pouco genérico devido essencialmente à geometria dos suspensores.

(Ajayi & Sheehan, 2012) propôs o seguinte modelo baseado na equação de Baker (2.13):

$$m_{Design} = \left(1,24 \left(2x \sum_f^n m_i \right) - m_{susp} \right) (1 + k) \quad (2.14)$$

onde k é uma constante adimensional.

Nenhum dos modelos descritos anteriormente foi experimentalmente validado.

(Ajayi & Sheehan, 2012) realizou experiências usando imagens fotográficas e simulação CFD, e comparou os resultados das formulações anteriores com os obtidos experimentalmente para uma gama de valores de humidade e velocidade de rotação, e concluiu que os modelos de Porter e Kelly e O'Donnell fazem uma estimativa excessiva, enquanto o modelo de Baker subestima o valor real obtido e apresentando uma melhor consistência.

Para secadores reais é possível determinar a carga dos suspensores através de fotografias da secção transversal do secador. Este método permite ainda obter o ângulo de reposição dos sólidos e a posição angular dos suspensores (Ajayi & Sheehan, 2012).

(Ajayi & Sheehan, 2012) verificou que a velocidade de rotação do secador tem um efeito significativo no carregamento ótimo do secador. Velocidades de rotação maiores conduzem a um aumento do ângulo de reposição dinâmico dos sólidos e também aumentam a taxa de descarga de sólidos na fase ativa, o que aumenta o carregamento total do secador.

Não é fácil determinar qual a geometria de suspensor mais eficiente (Mujumdar, 2006).

A escolha da geometria e dimensões deverá ser estudada para cada caso em concreto, de acordo com o material a secar.

2.5. Comprimento e tempo de queda das partículas

O comprimento e tempo de queda das partículas são parâmetros muito importantes na conceção de um secador rotativo, pois é durante a fase de queda que ocorrem em grande parte os processos de transferência de calor e de massa. Durante a fase passiva ou de repouso, as trocas podem-se considerar desprezáveis (Sheehan et al., 2005).

O comprimento e tempo médios de queda aumentam com o aumento do diâmetro do secador, e teoricamente procuram-se valores altos para estes dois parâmetros de modo a maximizar o tempo de queda e, conseqüentemente, a eficiência do secador. No entanto, e apesar de ser possível, o cascadeamento de partículas exatamente no topo do secador provocaria um grande fluxo de material em queda simultânea no mesmo local, o que dificultaria os fenómenos de transferência e provocando o efeito de blindagem em algumas partículas.

O início da fase de queda ocorre idealmente no ponto onde o suspensor está paralelo ao plano horizontal. Em secadores subcarregados, a queda pode ter início muito tarde e para secadores sobrecarregados a queda pode ter início muito antes, sendo que algumas partículas rolam ao longo do leito do secador.

O comprimento médio de queda depende das características do tambor, suspensores e partículas, sendo dado pela seguinte equação (Mujumdar, 2006):

$$\bar{Y} = \frac{\int_{H_{\theta=0^\circ}}^0 Y dH_{susp,\theta}}{\int_{H_{\theta=0^\circ}}^0 dH_{susp,\theta}} \quad (2.15)$$

onde:

\bar{Y} é o comprimento médio de queda [m]

H_θ é o volume de material no suspensor para um ângulo θ [m³]
 $H_{susp,\theta}$ é o volume de material no suspensor para um ângulo θ [m³].

Para um suspensor com carregamento ideal, a seguinte equação pode ser utilizada (Mujumdar, 2006):

$$\bar{Y} = \frac{2D_i}{\pi \cos \alpha} \quad (2.16)$$

onde:

D_i é o diâmetro interno do secador [m]
 α é a inclinação do secador [°].

Para um secador com suspensores sobrecarregados, o cascadeamento tem início até um ângulo $\theta = 0^\circ$ enquanto para suspensores subcarregados, o cascadeamento terá início num ângulo θ compreendido entre 0 e 180°.

Para um secador sobrecarregado, a distância média de queda é dada pela equação seguinte (Mujumdar, 2006):

$$\bar{Y} = \frac{2D_i}{M\pi \cos \alpha} \quad (2.17)$$

onde M é a razão entre o carregamento atual e ótimo do secador, dada pela seguinte equação:

$$M = H/H^* \quad (2.18)$$

onde:

H é o carregamento atual do secador [m³]
 H^* é o carregamento ótimo [m³].

O valor M tem valores inferiores a 1 para secadores subcarregados e superiores a 1 para secadores sobrecarregados, a situação mais comum. Como o ponto ótimo é difícil de atingir e controlar, utiliza-se na maioria das situações um carregamento ligeiramente superior, o que resulta num valor de M de aproximadamente 1,05.

Outra equação mais específica para determinar o comprimento de queda médio é a seguinte (Mujumdar, 2006):

$$\bar{Y} = \frac{k'D_i}{M \cos \alpha} \quad (2.19)$$

onde k' é uma constante que depende da geometria do suspensor dada pela Tabela 1:

Tabela 1 – Valor do coeficiente k' para os diferentes tipos de suspensores (Mujumdar, 2006).

Geometria do suspensor	k'
Semicircular	0,570
Distribuição angular equivalente (EAD)	0,637
Ângulo reto	0,760
Distribuição horizontal equivalente (EHD)	0,784
Distribuição centralizada (CBD)	0,902

A constante k' representa um fator que indica a altura média de queda e tem valores compreendidos entre 0 e 1, onde o valor 1 significa que todas as partículas entram em queda no ponto mais alto do secador (Mujumdar, 2006).

Tempo de queda das partículas

O tempo de queda representa a fração de tempo que o material está em contacto com o caudal de ar quente e sofre trocas de calor e massa. Esta consideração não é totalmente válida, mas pode ser assumida de forma razoável pois na fase de queda as partículas têm um grande contacto com o ar enquanto na fase passiva, ou de repouso, o contacto está limitado devido à grande quantidade de material presente (Sheehan et al., 2005).

Além do tempo de queda, também existem um tempo de elevação e um tempo de residência.

Um aspeto muito importante para a determinação do tempo de contato entre material e gás é o modo de operação, ou seja, se o secador está subcarregado, em carregamento ótimo ou sobrecarregado.

O ponto de carregamento ótimo corresponde a um valor onde é atingida a melhor eficiência, no entanto é um ponto difícil de obter na prática e igualmente difícil de controlar. Quando o valor ideal é ultrapassado, o secador começa a operar em modo sobrecarregado (modo mais comum encontrado na indústria) denominando-se este ponto de mudança por “kilning point” (Sheehan et al., 2005).

Ultrapassado o ponto de carregamento ótimo, a massa de material em fase ativa permanece constante e um caudal de sólidos adicional é introduzido no secador formando uma camada suplementar de material no leito do secador e introduz assim um modo suplementar de transporte: a rolagem, reduzindo o tempo de residência (Sheehan et al., 2005).

O ciclo de cascata é complexo e está ainda mal descrito na bibliografia atualmente existente.

2.6. Transporte das partículas

As partículas de material sólido movem-se ao longo do secador através de quatro mecanismos principais que são distintos e independentes:

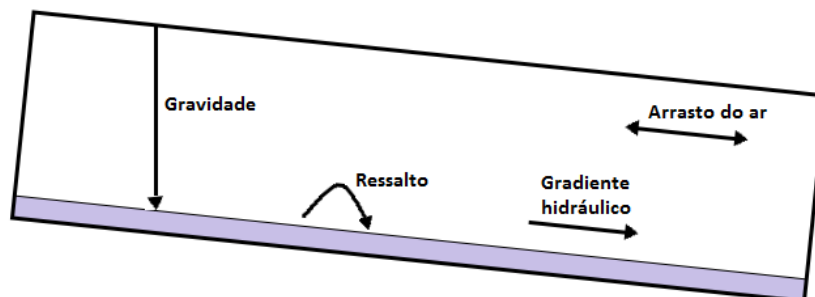


Figura 13 – Mecanismos de transporte do material ao longo do secador.

- Força gravítica, devido à inclinação do secador

Devido à inclinação do secador, as partículas em queda caem num ponto mais ou menos afastado do local de início de ascensão consoante a inclinação seja maior ou menor, respetivamente.

Foi provado que este fenómeno de transporte assim como o ressalto das partículas são dos mais importantes dentro do secador (Mujumdar, 2006).

- Força de arrasto provocada pelo fluxo de ar

O fluxo de ar irá provocar uma força de arrasto na partícula dada pela seguinte equação:

$$F_D = \frac{1}{2} \rho_a A_p C_D v_a^2 \quad (2.20)$$

onde:

- F_D é a força de arrasto [N]
- ρ_a é a densidade do ar [kg/m^3]
- A_p é a área frontal da partícula [m^2]
- C_D é o coeficiente de arrasto
- v_a é a velocidade do ar [m/s].

A ação desta força aumenta o tempo de residência no caso de o escoamento ser em contracorrente e diminui no caso de o escoamento ser em cocorrente.

- Ressalto das partículas no fundo do secador

As partículas após sofrerem a queda caem no fundo do secador e ressaltam, progredindo desta maneira ao longo do secador devido à inclinação. Este fenómeno tem maior efeito para secadores subcarregados.

Este mecanismo pode assumir uma grande influência no transporte das partículas, podendo variar entre 22 e 50% consoante a escala do secador seja grande (grandes secadores industriais) ou pequena (escala piloto) (Mujumdar, 2006).

- Rolagem das partículas no fundo do secador devido ao “gradiente hidráulico”.

Este efeito ocorre independentemente da inclinação e deve-se essencialmente ao gradiente de material sólido entre a entrada e a saída, sendo que o efeito é mais pronunciado em secadores sobrecarregados. Este mecanismo tem pouca influência no deslocamento da partícula, contribuindo no máximo com 10% (Fernandes, 2008).

Os últimos dois mecanismos são quase impossíveis de prever teoricamente e são avaliados experimentalmente para cada tipo de material (Lisboa et al., 2007).

2.7. Tempo de residência

O tempo de residência corresponde ao tempo total médio em que uma partícula está presente no secador rotativo. Este parâmetro sofre a influência de diversos aspetos geométricos e de operação do secador como o diâmetro, o comprimento, a inclinação, a velocidade de rotação e os caudais de ar e de sólido.

O tempo de residência total corresponde ao produto entre o tempo de ciclo e o número de ciclos.

Em cada ciclo, as partículas sobem através dos suspensores, caem em cascata e retornam de novo ao leito do secador, resultando num processo difícil de analisar teoricamente (Perazzini, 2011).

O tempo de residência médio $\bar{\tau}$ é definido como o volume de material efetivo dentro do secador dividido pelo caudal de alimentação do material sólido (Mujumdar, 2006):

$$\bar{\tau} = \frac{H \rho_p}{\dot{m}_s} \quad (2.21)$$

onde:

- $\bar{\tau}$ é o tempo de residência médio de uma partícula [s]
- H é o carregamento atual do secador [m^3]
- ρ_p é a densidade da partícula [kg/m^3]
- \dot{m}_s é o caudal mássico de material sólido [kg/s].

Existem duas formas de determinar o volume de sólido no interior do secador. Uma das formas é obtida através da paragem imediata do secador e medida a massa de material sólido, e a outra forma de medição é através da utilização de uma pequena quantidade de um material inerte e detetável colocada no interior do secador e medido o tempo até este atingir a saída no secador.

Os principais fatores que influenciam a carga de sólidos no secador rotativo são: geometria e características específicas do material de secagem (densidade, coeficiente de fricção, porosidade entre outros), geometria do secador (comprimento, diâmetro, suspensores) e condições de operação (caudais de sólidos e ar quente, inclinação e rotação) (Fernandes, 2008).

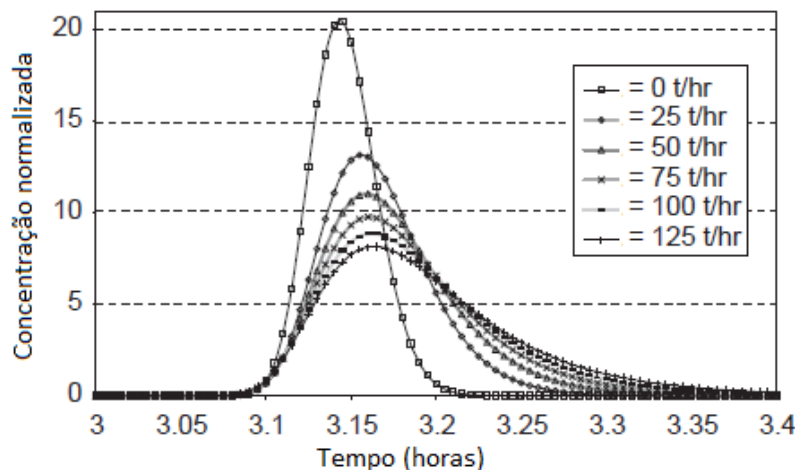


Figura 14 – Efeito do escoamento contracorrente de ar no tempo de residência do material a secar: açúcar (Sheehan et al., 2005).

O tempo de residência é um valor médio que pode ter uma grande variação durante a operação do secador. Como se pode observar pela figura 14, quanto maior for o caudal de ar mais disperso será o tempo de residência, podendo atingir valores muito diferentes para as mesmas condições de operação. Com isto, podemos concluir que para elevadas velocidades do ar será difícil obter valores corretos para o tempo de residência real.

Na literatura é possível encontrar diversas equações com base experimental para determinar o tempo médio de residência das partículas de material sólido. De seguida são apresentadas algumas das principais correlações.

(Johnstone & Singh, 1940) citado por (Mujumdar, 2006) propuseram a equação seguinte de modo a expressar o tempo médio de residência:

$$\bar{\tau} = \frac{0,0433(L \cdot \varphi)^{1/2}}{D_i N_R \tan \alpha} \quad (2.22)$$

onde:

- $\bar{\tau}$ é o tempo de residência médio de uma partícula [min]
- L é o comprimento do secador [m]
- φ é o ângulo de repouso das partículas [°]
- D_i é o diâmetro interno do tambor [m]
- N_R é a rotação do tambor [rotações/min]
- α é a inclinação do secador [°]

Este modelo tem base experimental e prevê baixos valores de tempo de residência para condições sem caudal de ar, sendo que esta relação é inadequada para condições onde existe caudal de ar, além de que não existe um termo para expressar o tipo de escoamento cocorrente ou contracorrente. Os resultados tornam-se inadequados para velocidades do ar superiores a 1m/s (Mujumdar, 2006).

(Prutton et al., 1942) citado por (Mujumdar, 2006), realizou um estudo experimental mais extensivo e relacionou os dados obtidos através de uma equação empírica:

$$\bar{\tau} = \frac{k_1 L}{D_i N_R \tan \alpha} + \frac{k_2 v_a}{60} \quad (2.23)$$

onde:

v_a é a velocidade do ar [m/s]

k_1 é uma constante adimensional dependente do número e projeto dos suspensores, variando entre 0,275 para 6 suspensores e 0,375 para 12 suspensores

k_2 é uma constante dependente do tamanho e densidade das partículas e direção do fluxo de ar, sendo que para escoamento co-corrente varia entre 177 e 531 (s^2/m) e para escoamento contracorrente varia entre 236 e 945 (s^2/m)

Esta equação não expressa k_2 como função das propriedades da partícula, e além disso não fornece resultados precisos para velocidades do ar elevadas (Mujumdar, 2006).

(Friedman & Marshall, 1949) citado por (Perry & Green, 1997), propuseram uma correlação empírica que atualmente é uma das mais utilizadas:

$$\bar{\tau} = L \left(\frac{0,23}{\alpha N_R^{0,9} D_i} \pm \frac{3 \dot{m}_a}{\dot{m}_s d_p^{0,5}} \right) \quad (2.24)$$

Os termos presentes nesta equação utilizam unidades do sistema inglês.

Convertendo as unidades para o Sistema Internacional, a equação anterior resulta em:

$$\bar{\tau} = L \left(\frac{0,19625}{\alpha N_R^{0,9} D_i} \pm \frac{0,00036 \dot{m}_a}{\dot{m}_s d_p^{0,5}} \right) \quad (2.25)$$

onde:

\dot{m}_s é o caudal mássico de material sólido [kg/s]

d_p é o diâmetro da partícula [m]

O segundo termo dentro da equação é referente à força de arrasto sofrida pelas partículas de sólido. Para escoamento cocorrente aplica-se o sinal negativo enquanto para escoamento contracorrente aplica-se o sinal positivo (Fernandes, 2008).

(Saeman & Mitchell, 1954) citado por (Mujumdar, 2006), baseados em análises teóricas do transporte de material, propuseram a seguinte equação:

$$\bar{\tau} = \frac{L}{f(H) D_i N_R (\tan \alpha \pm k \cdot v_a)} \quad (2.26)$$

onde:

$f(H)$ é o fator de cascata que varia entre 2 e π para baixo e elevado carregamento nos suspensores.

k é uma constante empírica dependente das características do material

O sinal positivo da equação é utilizado para escoamento cocorrente enquanto para escoamento contracorrente é adotado o sinal negativo.

(Saeman, 1962) citado por (Mujumdar, 2006), desenvolveu um modelo para estimar a constante k , mas concluiu que é mais fácil medir diretamente devido a ser difícil obter os parâmetros necessários para a sua estimativa.

(Arruda, 2008), estimou os parâmetros de $f(H)$ e k para fertilizantes granulados numa unidade piloto, e obteve valores de 4,02 e 0,00318, respetivamente.

As equações anteriores de Prutton, Friedman e Marshall e Saeman e Mitchell fornecem resultados semelhantes para baixas ou nulas velocidades do gás, sendo que os dois primeiros modelos preveem grandes intervalos de tempo de residência (Mujumdar, 2006).

(Schofield & Glikin, 1962) citado por (Mujumdar, 2006), analisaram a queda das partículas no interior do secador e propuseram a seguinte equação:

$$\bar{\tau} = \frac{L}{\bar{Y}(\sin \alpha - k_D v_a^2/g)} \left(\frac{1}{k_1 N_R} + \bar{\tau}_q \right) \quad (2.27)$$

onde:

k_D é uma constante relacionada com o coeficiente de arrasto

k_1 é uma constante dependente do ângulo de carregamento das partículas

A altura média de queda (\bar{Y}) é dada pela equação (2.19).

A fração $1/k_1 N_R$ é o tempo que uma partícula está num suspensor, sendo $k_1 = 180/\bar{\theta}$ e $\bar{\theta} = (1/h_0) \int_0^{h_0} \theta dh$ é o ângulo com que a partícula é carregada nos suspensores.

Geralmente o tempo médio de queda ($\bar{\tau}_q$) é muito inferior ao tempo de residência nos suspensores, ($1/k_1 N_R$).

A constante k_D é uma constante relacionada com o coeficiente de arrasto e é obtida através da equação seguinte:

$$k_D = 1,5 C_D \rho_a / d_p \rho_p \quad (2.28)$$

O coeficiente de arrasto C_D presente na equação anterior, pode ser determinado a partir das seguintes equações (Lisboa et al., 2007):

$$C_D = \begin{cases} \frac{12}{Re}, & Re < 0,2 \\ \frac{12(1 + 0,15Re^{0,687})}{Re}, & 0,2 < Re < 1000 \end{cases} \quad (2.29)$$

onde Re é o número de Reynolds para uma partícula esférica devido ao caudal de ar no interior do secador sendo dado pela equação seguinte:

$$Re = \frac{v_a d_p}{\nu_a} \quad (2.30)$$

onde ν_a é a viscosidade cinemática do ar [m^2/s].

Este modelo de Schofield e Glikin tem fundamento teórico e parece ser o modelo que melhores resultados apresenta para fluxos de ar nulos. No entanto, prevê tempos de residência mais altos que aqueles obtidos experimentalmente (Mujumdar, 2006).

(Perry & Chilton, 1974) citado por (Mujumdar, 2006) propuseram a seguinte equação, baseados nos dados experimentais obtidos por (Friedman & Marshall, 1949):

$$\bar{\tau} = \frac{0,23L}{D_i N_R^{0,9} \tan \alpha} \quad (2.31)$$

Os autores basearam-se no estudo realizado por Friedman e Marshall que apresentaram um estudo alargado sobre tempos de residência, reconhecendo que o volume de material que ascende através dos suspensores é afetado pelo número de suspensores, nomeadamente para baixos caudais de material sólido (Mujumdar, 2006).

(Matchett & Baker, 1987) citado por (Fernandes, 2008), desenvolveram um modelo tendo por base a distinção entre duas fases distintas: a fase de cascata, onde o material sólido está em queda, e a fase de repouso onde o material se encontra no leito e suspensores do secador. É na fase de repouso que o material permanece grande parte do tempo e onde os fenómenos de transferência de calor e de massa são desprezáveis quando comparados com a fase de cascata.

A equação proposta pelos autores é a seguinte:

$$\bar{\tau} = \frac{L(2N_R \bar{\tau}_q + 1)}{2N_R \bar{\tau}_q v_1 + k N_R D_i \tan \alpha} \quad (2.32)$$

onde:

k é uma constante determinada para caudal de ar nulo

v_1 é a velocidade da partícula na fase de queda [m/s].

A velocidade da partícula é dada através da seguinte equação (Fernandes, 2008):

$$v_1 = 7,45 \times 10^{-4} R e^{2,2} \frac{\nu_a v_a \bar{\tau}_q}{2 \rho_s d_p} \quad (2.33)$$

onde:

ν_a é a viscosidade cinemática do ar [m^2/s]

ρ_s é a densidade do material sólido [kg/m^3].

(Álvarez & Shene, 1994) citado por (Pérez-Correa et al., 1998), desenvolveram um modelo tendo como ponto de partida um secador rotativo com dimensões 0,3 x 3 metros e escoamento cocorrente. Este modelo considera as propriedades físicas do material e características do tambor cilíndrico:

$$\bar{\tau} = \frac{0,05659 d_p^{0,032} \rho_B^{0,956}}{\dot{m}_s N_R (18,95 \alpha + 1)} + \frac{411 d_p^{-0,065} \rho_B^{0,002}}{27,22 \alpha + 1} - \frac{6,5 \dot{m}_a^{0,5}}{29,19 \alpha + 1} \quad (2.34)$$

onde:

α é a inclinação do secador [m/m]

ρ_B é a densidade do sólido seco [kg/m³]

Para escoamento contracorrente, o último termo da equação deverá ser positivo em vez de negativo, dado que um aumento do caudal mássico de ar aumenta o tempo de residência das partículas devido à força de arrasto do ar, dificultando deste modo a sua progressão ao longo do secador rumo à saída (Pérez-Correa et al., 1998).

A equação seguinte expressa a influência da velocidade do ar para valores até 1 m/s (Mujumdar, 2006):

$$H_v = H_0 \pm kG \quad (2.35)$$

onde:

H_v é o volume de material sólido que ascende no secador com caudal de ar [% do volume do secador]

H_0 é o volume de material sólido que ascende no secador sem caudal de ar [% do volume do secador]

k é uma constante

G é o caudal mássico específico de ar [kg/m²h].

O sinal da equação pode ser positivo ou negativo, consoante o escoamento seja contracorrente ou cocorrente, respetivamente.

A constante k é obtida através da seguinte equação (Mujumdar, 2006):

$$k = \frac{16,9}{d_p^{1/2} \rho_B} \quad (2.36)$$

onde:

d_p é o tamanho médio da partículas [µm]

ρ_B é a densidade do material sólido seco [kg/m³]

Os modelos demonstrados anteriormente foram determinados em grande parte para velocidades do ar inferiores a 1,5 m/s.

Valores do tempo de residência médio calculados através destes modelos revelaram ser maiores do que aqueles verificados experimentalmente e o erro torna-se maior à medida que a velocidade do ar aumenta. Para velocidades inferiores a 1 m/s o erro obtido é aproximadamente 25%, crescendo de forma significativa, até 100%, para velocidades de 3 m/s.

Este erro é considerável, pois os secadores industriais operam geralmente com velocidades do ar compreendidas entre 3 e 5m/s (Mujumdar, 2006).

Ao longo do tempo surgiram técnicas alternativas para determinar o tempo de residência. Estas alternativas utilizam características dos sólidos, propriedades geométricas do secador e oferecem ainda vantagens significativas em comparação com as equações empíricas. No entanto, estas técnicas apresentam desvantagens como a ausência de caracterização da força de arrasto do gás, que é significativa.

Estas equações têm como ponto de partida uma utilização do secador no ponto de carregamento ótimo e assim para condições de sobrecarregamento as técnicas não conseguem acompanhar de forma correta e não têm parâmetros para avaliar os fenómenos de ressalto e rolagem das partículas especialmente importantes para este modo de operação (Sheehan et al., 2005).

A aplicação de um modelo para o cálculo do tempo médio de residência requer experiência e análise crítica pois a base teóricas destes modelos não é sólida. (Mujumdar, 2006)

O tempo de residência é um parâmetro muito importante no projeto de um secador pois define o tempo efetivo de secagem e consequentemente o teor de humidade do sólido na saída.

2.8. Troca de calor ar – sólido

O processo de secagem no interior de um secador rotativo envolve também fenómenos de transferência de calor entre o caudal de ar quente e o sólido húmido. No caso da secagem, esta transferência de calor representa uma perda de calor, mas em alguns casos os tambores rotativos servem apenas como permutadores de calor quer para aquecimento, quer para arrefecimento.

O calor transferido nos secadores rotativos diretos é geralmente expresso em função do volume do secador, estando o coeficiente global de transferência de calor em base volumétrica.

A equação de transferência de calor é dada por (Perry & Green, 1997):

$$\dot{Q}_{as} = U_{as}V(\Delta T)_m \quad (2.37)$$

onde:

U_{as} é o coeficiente volumétrico de transferência de calor [W/m³K]

V é o volume interno do secador [m³]

$(\Delta T)_m$ é a diferença média de temperatura entre gás e sólido [°C].

Quando uma quantidade considerável de humidade é removida da superfície do material sólido e a sua temperatura é desconhecida, uma boa aproximação para a diferença de temperatura $(\Delta T)_m$ é a diferença de temperatura média logarítmica $(\Delta T)_{ml}$ (Perry & Green, 1997).

A diferença de temperatura média logarítmica é dada por (Incropera et al., 2008):

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2/\Delta T_1)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \quad (2.38)$$

onde:

ΔT_1 é a diferença de temperatura entre fluidos quente e frio à entrada do secador [°C]

ΔT_2 é a diferença de temperatura entre fluidos quente e frio à saída do secador [°C].

A utilização de um coeficiente de transferência volumétrico elimina a necessidade de determinar a área de contacto entre gás e sólido, que é bastante complexa e função de muitos parâmetros. Esta área de contacto varia entre períodos de queda e imersão, e também de forma menos significativa ao longo do secador devido ao material sólido estar com um teor de humidade menor.

Existem várias correlações empíricas e semiempíricas presentes na literatura, geralmente baseadas em experimentos de pequenos secadores com 300mm de diâmetro ou menores (Keey, 1972).

Em seguida apresentam-se alguns dos principais modelos encontrados na bibliografia para o cálculo do coeficiente global de transferência de calor volumétrico ar-sólido.

(Miller et al., 1942) citado por (Mujumdar, 2006), realizou o primeiro estudo exaustivo de transferência de calor em secadores rotativos. Eles utilizaram um secador com 0,2 metros de

diâmetro e 1,22 metros de comprimento, operando com 6 ou 12 suspensores (com ângulo de 120° entre segmentos) totalmente preenchidos com sólido que neste caso foi terra. A rotação foi mantida constante a 4,3 rotações por minuto, com uma inclinação do secador variável de 1,8° a 3,6°, e com a utilização de um fluxo contracorrente na maior parte das experiências. Eles analisaram a influência de variáveis como número e a geometria dos suspensores, e a inclinação do equipamento (Perazzini, 2011).

Assim, propuseram uma equação onde a transferência de calor é afetada pelo número de suspensores. Para 6 e 12 suspensores, as equações são respetivamente (Mujumdar, 2006):

$$\dot{Q}_{as} = 1,02 L D_i \frac{(n_f - 1)}{2} G^{0.46} \Delta T_{ml} \quad (2.39)$$

$$\dot{Q}_{as} = 0,228 L D_i \frac{(n_f - 1)}{2} G^{0.60} \Delta T_{ml} \quad (2.40)$$

onde:

\dot{Q}_{as} é a taxa de transferência de calor entre o ar e o sólido [W]

n_f é o número de suspensores

G é o caudal mássico de ar [kg/m²h].

Expressando as equações em função do coeficiente de transferência de calor U_{as} (Mujumdar, 2006):

$$U_{as} = 0,652(n_f - 1)D_i^{-1}G^{0.46} \quad (2.41)$$

$$U_{as} = 0,145(n_f - 1)D_i^{-1}G^{0.60} \quad (2.42)$$

É de salientar que estas equações são independentes da inclinação e rotação do cilindro, assim como do tempo de residência e dimensões e geometria dos suspensores.

Os autores estudaram secadores com diâmetros superiores a 2,13m e propuseram que as equações para 6 suspensores são mais representativos para o projeto de secadores industriais. (Mujumdar, 2006)

(Friedman & Marshall, 1949) citado por (Mujumdar, 2006), observaram que o número de suspensores encontra-se geralmente no intervalo:

$$6,56 \leq (n_f/D_i) \leq 9,84 \quad (2.43)$$

e no caso de o número de suspensores ser grande pode-se usar a seguinte equação:

$$U_{as} = kG^{0.46} \quad (2.44)$$

onde k é uma constante compreendida entre 4,3 e 6,4

Os autores concluíram que a análise contém três simplificações principais, impossibilitando um valor razoável para o coeficiente global de transferência de calor (Mujumdar, 2006):

- Não foram contabilizadas as perdas de calor no secador;
- Não é correta a utilização da diferença de temperatura logarítmica devido à temperatura dos sólidos não variar linearmente com a temperatura do gás;

- Existem dúvidas para as correlações entre a taxa de transferência de calor e o número de suspensores;

Estes mesmos autores verificaram que a carga interna num secador aumenta para escoamento contracorrente, o que provoca um aumento no contacto efetivo entre gás e sólido, enquanto a rotação tem uma influência desprezável.

Uma das equações mais simples e conservativa presente na literatura é a seguinte:

$$U_{as} = k G^n / D_i \quad (2.45)$$

onde k e n são constantes de ajuste da equação.

Através dos dados obtidos por (Friedman & Marshall, 1949), foram propostos valores para as constantes k e n , ficando a equação anterior com a forma (Mujumdar, 2006):

$$U_{as} = 44 G^{0.16} / D_i \quad (2.46)$$

Através das experiências de Friedman e Marshall, outra correlação é apresentada tendo como base a equação (2.45) e introduzindo o número de suspensores.

Experiências realizadas com um diâmetro de 300mm, velocidade de rotação compreendida entre 5 e 35 rpm, sugerem que $n = 2/3$ para um caudal mássico específico de gases compreendido entre 0,37 e 1,86 kg/m²s, e que o coeficiente k varia com o número de suspensores n_f de acordo com: $k \approx 20 (n_f - 1)$.

Deste modo, para secadores de pequenas dimensões com 200mm de diâmetro e número de suspensores compreendido entre 6 e 16, a equação fica (Keey, 1972):

$$U_{as} = 20(n_f - 1) G^{2/3} / D_i \quad (2.47)$$

Os mesmos autores, num outro estudo, utilizaram um secador rotativo de escala semipiloto com diâmetro 0,3m e comprimento 1,83m, a operar com escoamento cocorrente e diferentes tipos de sólidos. Eles utilizaram um isolamento extensivo da unidade, conseguindo reduzir as perdas de calor em 15%. No entanto, tiveram dificuldades em obter medições precisas para os valores da temperatura do ar pelo que utilizaram balanços energéticos. Eles verificaram que a taxa de transferência de calor é afetada pela retenção de sólido no interior do secador devido ao número de suspensores, e também devido à influência do caudal de gás. Assim, propuseram a seguinte equação (Fernandes, 2008):

$$U_{as} = k S^{k1} G^{k2} \quad (2.48)$$

onde:

k , $k1$ e $k2$ são parâmetros de ajuste da equação
 S é o caudal mássico específico de sólido [kg/m²h].

(Lisboa et al., 2004), estimou as constantes da equação anterior através de experiências com a secagem de fertilizantes, e propôs a seguinte equação:

$$U_{as} = 10,87 S^{0.19} G^{0.68} \quad (2.49)$$

onde:

U_{as} é o coeficiente global de transferência de calor ar – sólido [kcal/m³min°C]
 S e G são os caudais mássicos de sólido e gás respetivamente [kg/min]

(Saeman & Mitchell, 1954) citado por (Mujumdar, 2006), sugeriu uma melhor aproximação para o coeficiente de transferência de calor. Assim, a troca de calor ocorre principalmente entre o cascadeamento de sólidos e o caudal de ar quente, sendo que a maior parte da transferência de calor ocorre junto à origem da cascata, como foi provado pelas suas experiências e constataram que a temperatura do ar no fundo do secador era consideravelmente mais alta que no topo.

Assim, a taxa de transferência de calor é função da taxa de cascadeamento, a qual depende do número e dimensão dos suspensores, velocidade de rotação, levantamento de sólidos nos suspensores e razão entre caudais de ar e do material sólido cascadeado que depende maioritariamente da dimensão do secador.

Eles utilizaram um coeficiente de transferência de calor baseado no comprimento do secador ($U_{as,L}$), ficando a equação da taxa de transferência de calor (q_{as}) com a seguinte forma:

$$\dot{Q}_{as} = U_{as,L}L\Delta T_{ml} \quad (2.50)$$

onde:

$U_{as,L}$ é o coeficiente global de transferência de calor ar-sólido [W/m²°C]

L é o comprimento do secador.

O coeficiente global de transferência de calor ($U_{as,L}$) relaciona-se com o coeficiente global de transferência volumétrico (U_{as}) através da seguinte relação (Mujumdar, 2006):

$$U_{as,L} = \frac{\pi D_t^2}{4} U_{as} \quad (2.51)$$

De acordo com as suas experiências, os autores propuseram a seguinte equação :

$$U_{as,L} = 18,6k[0,6 + 2,5e^{-15,7l}] \quad (2.52)$$

onde:

$U_{as,L}$ é o coeficiente global de transferência de calor ar-sólido [kJ/m.K.h]

k é uma constante dimensional [m²/h]

l é a profundidade radial do suspensor [m]

A constante k é determinada a partir da seguinte equação (Fernandes, 2008):

$$k = 60H^*n_fN_R \quad (2.53)$$

onde H^* é o carregamento ótimo do suspensor ou o volume de material sólido contido nos suspensores [m³/m].

(McCormick, 1962) citado por (Fernandes, 2008), a partir dos estudos de Miller, Friedman e Marshall e Saeman e Mitchell e utilizando a equação (2.45), estimou os parâmetros com o objetivo de criar uma única correlação para o coeficiente volumétrico de transferência de calor.

A partir de dados experimentais analisados, verificou que o coeficiente n estava compreendido entre 0,46 e 0,67, embora o valor de 0,67 seja mais razoável. De acordo com McCormick, a

constante k mostrou ser uma função das propriedades dos sólidos, geometria dos suspensores, velocidade de rotação e carga do suspensor, sendo o valor adotado 0,54.

De uma forma geral, a equação proposta por McCormick pode ser representada por:

$$U_{as} = 0,54 G^{0.67} / D_i \quad (2.54)$$

O mesmo autor, através de um trabalho teórico, concluiu que a taxa de transferência de calor pode ser determinada apenas pelo efeito da velocidade mássica do gás, com influência da carga e das propriedades do sólido incorporadas num único parâmetro (k), que mostrou ainda ser influenciado pelo tipo de suspensor e velocidade de rotação. A equação resultante é (Arruda, 2008):

$$\dot{Q}_{as} = kLD_iG^n\Delta T_{ml} \quad (2.55)$$

expressando a equação em função do coeficiente U_{as} tem-se:

$$U_{as} = 4kG^n / \pi D_i \quad (2.56)$$

A constante (n) é sugerida pelo autor encontrando-se no intervalo: 0,46 a 0,67 (Perazzini, 2011).

(Myklestad, 1963) citado por (Fernandes, 2008), realizou experiências num secador de pequenas dimensões, com diâmetro 0,2m e comprimento 2m e suspensores angulares com 135°. A partir dos resultados, o autor propôs uma equação muito simples, apenas dependente do caudal mássico específico de gás:

$$U_{as} = 0,60G^{0.8} \quad (2.57)$$

(Kamke & Wilson, 1988) citado por (Arruda, 2008), propuseram a seguinte equação:

$$U_{as} = hA_{sp} \frac{4}{\pi D_i^2 L} \quad (2.58)$$

onde:

h é o coeficiente de transferência de calor por convecção [W/m^2K]

A_{sp} é a área superficial das partículas em queda dos suspensores [m^2].

Estes dois coeficientes podem ser determinados pelas equações apresentadas em seguida (Arruda, 2008):

$$A_{sp} = \frac{6}{d_p} \frac{\rho_B}{\rho_S} A_{susp} n_f L f_q \quad (2.59)$$

onde:

f_q a fração de sólidos em queda

d_p é o diâmetro da partícula de material sólido [m]

ρ_B é a densidade do material sólido seco [kg/m^3]

ρ_S é a densidade do material sólido [kg/m^3]

A_{susp} é a área transversal disponível no suspensor para carregamento de material [m^2].

O coeficiente de transferência de calor por convecção h é determinado a partir da seguinte equação para regime turbulento (Arruda, 2008):

$$h = \frac{k_a}{d_p} [2,0 + 0,6(Re)^{1/2}(Pr)^{1/3}] \quad (2.60)$$

onde:

- k_a é a condutividade térmica do ar [W/mK]
- Re é o número de Reynolds
- Pr é o número de Prandtl.

Esta relação tem como vantagem poder ser determinada através de experiências simples com um pequeno número de partículas (Arruda, 2008).

(Langrish et al., 1988) citado por (Pérez-Correa et al., 1998), estimou a área de transferência de calor ar-sólido (A_{as}) através de um balanço mássico para utilização na equação de (Schofield & Glikin, 1962): $q_{as} = hA_{as}\Delta T_{mL}$.

$$A_{as} = n_f^* H' \rho_s N_R \bar{t}_q \dot{m}_s \frac{6}{\rho_p d_p} \quad (2.61)$$

onde:

- n_f^* é o número de suspensores na metade superior do secador
- H' é o volume de sólido por unidade de comprimento do secador [m^3/m].

Para secadores rotativos onde a quantidade de gás que passa nas partículas de sólido pode ser significativa, nomeadamente nos mais pequenos. Nestas condições é razoável usar a relação de transferência de calor proposta por (Kunii & Levenspiel, 1991) citado por (Pérez-Correa et al., 1998) para secadores de leito fluidizado:

$$Nu = 0,03Re^{1/3} \quad (2.62)$$

A partir da equação anterior é obtido o coeficiente de transferência de calor por convecção (h), o que conjuntamente com a área de transferência de calor (A_{as}) permite obter a transferência de calor total entre ar e sólido (q_{as}) (Pérez-Correa et al., 1998).

(Douglas, 1993) citado por (Fernandes, 2008) aplicou um modelo matemático baseado em balanços diferenciais de massa e energia para o controlo dinâmico de um secador rotativo na secagem de açúcar granular. O autor propôs a equação seguinte:

$$U_{as} = 0,247 \left(\frac{H}{\rho_s V} \right)^{0.5} G^{0.16} \quad (2.63)$$

onde:

- H é o volume de material sólido no interior do secador [m^3]
- V é o volume interno do secador [m^3]
- ρ_s é a densidade do material sólido [kg/m^3]
- G é o caudal mássico específico de ar [kg/m^2h]

Para secadores comerciais modernos atualmente construídos nos Estados Unidos da América,

operando com velocidades periféricas de 60 a 75 ft/min, Perry sugere a seguinte equação (Perry & Green, 1997):

$$\dot{Q}_{as} = (0,5G^{0.67}/D_i)V\Delta T_{ml} = 0,4LD_iG^{0.67}\Delta T_{ml} \quad (2.64)$$

onde as unidades estão no sistema inglês. Convertendo para unidades do sistema internacional, a equação fica:

$$\dot{Q}_{as} = 2,8LD_iG^{0.67}\Delta T_{ml} \quad (2.65)$$

(Ademiluyi et al., 2010) utilizando um secador piloto com 0,1m de diâmetro e 0,46m de comprimento, com 8 suspensores e disposição horizontal, realizou experiências para secagem de material orgânico. O autor fez variar a temperatura, a humidade e a velocidade do gás, a velocidade de rotação e a taxa de entrada de material sólido. Através de uma análise dos resultados verificou que os parâmetros com maior influência na taxa de transferência de calor foram a temperatura e velocidade do ar de entrada, e o caudal de sólido a secar.

Através da análise dos resultados e fazendo uma análise de regressão, o autor propôs a seguinte equação:

$$\dot{Q}_{as} = 0,2T_a + 77,006v_a + 54,49\dot{m}_s + 2669,007 \quad (2.66)$$

onde:

T_a é a temperatura do ar à entrada [°C]

v_a é a velocidade do ar [m/s]

\dot{m}_s é o caudal mássico de material sólido [kg/h].

Esta equação fornece diretamente a taxa de transferência de calor.

Um método diferente para estimar o coeficiente de transferência de calor durante o processo de secagem pode ser obtido através de equações adimensionais do tipo:

$$Nu = kRe^{n1}Pr^{n2} \quad (2.67)$$

onde k , $n1$ e $n2$ são constantes.

Esta equação pode ser transformada tomando a forma (Mujumdar, 2006):

$$j_H = kRe^n \quad (2.68)$$

Assim, o coeficiente de transferência de calor relaciona-se com o número de Reynolds.

Esta expressão é muito simples pois o número de Reynolds é fácil de estimar na maioria dos casos, e permite um cálculo direto do coeficiente de transferência de calor por convecção.

A analogia mais comum é a de Chilton-Colburn, e serve para escoamentos laminares e turbulentos e para números de Prandtl e Schmidt entre 0,6 a 100 e 0,6 a 2500, respetivamente.

O fator adimensional de transferência de calor – fator de Colburn (j_H) é dado pela seguinte expressão (Mujumdar, 2006):

$$j_H = StPr^{2/3} = \frac{h}{\rho_a v_a c_{p,a}} Pr^{2/3} \quad (2.69)$$

onde:

St é o número de Stanton
 $c_{p,a}$ é o calor específico do ar [J/kgK].

Esta equação revela-se bastante importante em processos de secagem pois aplica-se a fenómenos de transferência de calor e massa. Esta analogia representa assim de igual modo ambos os processos de troca (Mujumdar, 2006).

(Chaudhuri et al., 2010) realizou experiências de troca de calor entre ar e material sólido granular e concluiu que esta troca é afetada de forma significativa pelo número de suspensores enquanto que a velocidade de rotação do tambor demonstrou ter uma influência desprezável. Em seguida apresenta-se alguns dos resultados obtidos pelo autor para um secador sobrecarregado.

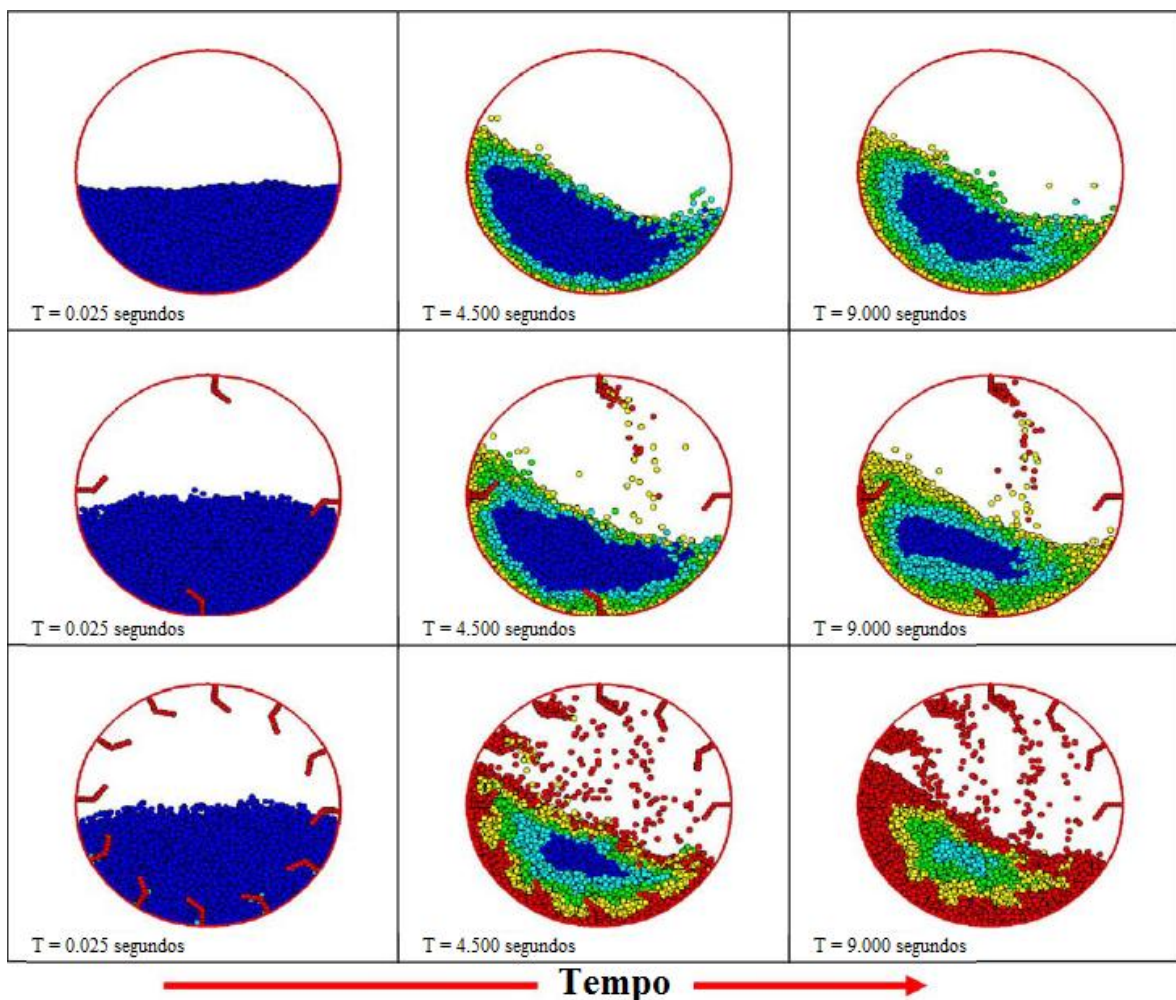


Figura 15 – Evolução da temperatura para um tambor com diferentes números de suspensores e velocidade de rotação de 3 rpm (adaptado) (Chaudhuri et al., 2010).

A transferência de calor que envolve o material sólido não ocorre apenas por contacto com a corrente de ar quente, mas também por contacto com as paredes do secador. Junto à entrada do secador, o material sólido aumenta a sua temperatura devido a este fenómeno, enquanto que junto da saída, se o material sólido estiver a alta temperatura, pode perder calor para a parede do secador.

Além deste fenómeno também é menosprezada a transferência de calor que ocorre quando o material está em repouso.

As equações apresentadas têm quase todas elas fundamentos empíricos e semiempíricos, pelo que as equações apresentadas resultam de valores médios observados que têm em conta todos estes fenómenos de transferência de calor.

2.9. Perda de calor pela envolvente

As perdas de calor pela envolvente são intrínsecas ao processo de secagem. Estas perdas podem ser minimizadas utilizando um bom isolamento e reduzindo as perdas associadas à convecção no interior e exterior do secador.

As perdas de calor pela envolvente podem representar 7,5 a 10% do calor total perdido para secadores comuns através de condução, convecção e radiação (Mujumdar, 2006), podendo atingir os 15% quando utilizados gases quentes a temperaturas próximas dos 500°C (Keey, 1972).

Em seguida apresenta-se a determinação das perdas de calor pela envolvente de um tambor cilíndrico em rotação considerando os processos de condução e convecção. A troca de calor por radiação é menosprezada dada a relativamente baixa temperatura do ar quente utilizada no processo de secagem do pão.

Convecção no interior do cilindro

No interior do secador, devido ao escoamento do caudal de gases, existem fenómenos de convecção que fazem com que o ar perca calor para a parede do secador que está a uma temperatura inferior para o caso da temperatura ambiente ser inferior à temperatura do ar.

Esta perda de calor é tanto maior quanto maior for a velocidade do ar devido ao aumento do número de Reynolds.

De modo a contabilizar a troca de calor por convecção no interior determina-se o número de Reynolds (Re) através da equação:

$$Re = \frac{4\dot{m}_a}{\pi D_i \mu_a} \quad (2.70)$$

onde:

\dot{m}_a é o caudal mássico de ar [kg/s]

D_i é o diâmetro interno do secador [m]

μ_a é a viscosidade do ar [N.s/m²].

O tipo de escoamento obtido é laminar para $Re \leq 2300$, enquanto que condições plenamente turbulentas são obtidas para $Re \geq 10000$.

O regime turbulento representa o tipo de escoamento normalmente obtido no interior do secador. Este valor é obtido para ar a escoar num tubo oco. No entanto, a área disponível para o escoamento do ar no interior de um secador rotativo está limitada ao espaço que não é ocupado pelo material sólido pelo que se terá de usar um diâmetro hidráulico como analisado mais à frente, neste trabalho.

Considerando regime turbulento e o sentido de transferência de calor do interior para o exterior, temos:

$$Nu_D = 0,023Re^{4/5}Pr^{0,3} \quad (2.71)$$

onde:

Nu_D é o número de Nusselt no interior do secador
 Pr é o número de Prandtl no interior do secador.

O número de Prandtl (Pr) é praticamente constante para o ar quente no interior do secador, e assim podemos verificar que a transferência de calor depende fortemente do número de Reynolds e, conseqüentemente, do caudal mássico de ar (Incropera et al., 2008).

O coeficiente de transferência de calor por convecção no interior do secador (h_i) é dado por:

$$h_i = \frac{k_a}{D_i} 0,023 Re^{4/5} Pr^{0,3} \quad (2.72)$$

onde k_a é a condutividade térmica do ar [W/m.K].

O interior do secador tem vários obstáculos ao escoamento do ar, como os suspensores e as cortinas de material sólido em queda. Estes fenómenos aumentam a turbulência do escoamento mas são difíceis de contabilizar.

Condução nas paredes do cilindro

O fenómeno de condução está presente nas paredes do secador ao longo das diversas camadas. A estrutura do secador é constituída obrigatoriamente por uma estrutura base em metal que deverá ter propriedades anticorrosivas, para não sofrer com possíveis fenómenos de condensação, e opcionalmente pode ter um isolamento resistente a temperaturas elevadas assim como uma chapa exterior fina de proteção do isolamento.

A taxa de transferência de calor por condução na direção radial para um tubo, desprezando as resistências térmicas de contacto, é representada pela equação seguinte:

$$q_r = \frac{2\pi Lk(T_{sup,1} - T_{sup,2})}{\ln(r_2/r_1)} = \frac{(T_{sup,1} - T_{sup,2})}{R_{cond}} \quad (2.73)$$

onde:

q_r é a taxa de transferência de calor na direção radial para um cilindro [W]

k é a condutividade térmica do material [W/m.K]

$T_{sup,1}$ e $T_{sup,2}$ são as temperaturas superficiais no interior e exterior do cilindro [°C]

r_1 e r_2 são os raios interior e exterior do cilindro [m]

R_{cond} é a resistência térmica de condução [K/W].

Assim, para uma parede cilíndrica, a resistência térmica tem a forma:

$$R_{cond} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi Lk} \quad (2.74)$$

Para um tubo com convecção interior e exterior, a taxa de transferência de calor global entre o interior e o exterior para n camadas diferentes onde ocorre condução é:

$$q_r = \frac{T_a - T_{amb}}{\frac{1}{2\pi r_1 L h_i} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi k_A L} + \dots + \frac{\ln(r_n/r_{n-1})}{2\pi k_N L} + \frac{1}{2\pi r_n L h_e}} \quad (2.75)$$

onde:

T_a é a temperatura do ar no interior do secador [°C]

T_{amb} é a temperatura do ar ambiente [°C]

h_i e h_e são os coeficientes de transferência de calor por convecção no interior e exterior do tambor do secador [W/m²K]

Definindo o coeficiente global de transferência de calor U_{par} em termos da área da superfície interna, $A_1 = 2\pi r_1 L$, temos (Incropera et al., 2008):

$$U_{par} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{r_1}{k_A} \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) + \dots + \frac{r_1}{k_N} \ln\left(\frac{r_n}{r_{n-1}}\right) + \frac{r_1}{r_n} \frac{1}{h_e}} \quad (2.76)$$

Convecção exterior no cilindro em rotação

A convecção no exterior do cilindro pode-se considerar natural. Todavia, a rotação do tambor cilíndrico pode aumentar os fenómenos de transferência de calor. Numa das paredes laterais do secador a velocidade periférica tem sentido igual ao do escoamento do ar exterior em convecção natural, enquanto no lado oposto a velocidade periférica tem sentido contrário ao do escoamento do ar provocando um incremento na troca de calor. Assim, para um cilindro existem várias zonas distintas com diferentes coeficientes de transferência de calor.

Para o projeto do secador é necessário um valor médio para o coeficiente de transferência de calor por convecção no exterior do cilindro em rotação.

De modo a reduzir as perdas de calor é importante garantir que não existe convecção forçada no exterior do secador devido ao escoamento de ar sobre ele. Para o projeto do secador considera-se que o ar ambiente está parado e apenas ocorre transferência de calor por convecção natural. (Kendoush, 1996) realizou experiências usando um cilindro horizontal isotérmico em rotação, de modo a determinar a taxa de transferência de calor em função do número de Reynolds e, consequentemente, da velocidade de rotação. Este autor sugeriu a seguinte equação:

$$Nu = 0,6366(Re \cdot Pr)^{1/2} \quad (2.77)$$

O número de Reynolds (Re) para o cilindro em rotação é determinado por:

$$Re = \frac{D_e^2 N_R}{2\nu_a} \quad (2.78)$$

onde:

D_e é o diâmetro exterior do cilindro [m]

N_R é a velocidade de rotação [s⁻¹]

ν_a é a viscosidade cinemática do ar [m²/s]

Para ar parado à temperatura ambiente de aproximadamente 20°C, o número de Prandtl (Pr) é aproximadamente 0,7 e a equação (2.77) pode ser simplificada:

$$Nu = 0,533Re^{1/2} \quad (2.79)$$

Através do número de Nusselt (Nu) chega-se ao coeficiente de transferência de calor por convecção no exterior do cilindro (h_e):

$$h_e = 0,450k_a \left(\frac{N_R Pr}{\nu_a} \right)^{1/2} \quad (2.80)$$

onde k_a é a condutividade térmica do ar ambiente [W/m.K].

Radiação no exterior do cilindro em rotação

A operação de um secador rotativo de contacto direto usa temperaturas não muito altas pelo que não se consideraram as trocas de calor por radiação entre o corpo do secador e o ambiente exterior. Além da baixa temperatura, a utilização de uma chapa polida como proteção do isolamento, com um coeficiente de emissão muito baixo, reforça esta consideração.

Equação geral de transferência de calor para o secador

Para um secador composto por três camadas diferentes na sua estrutura e convecção no interior e no exterior, temos que o coeficiente global de transferência de calor (U_{par}) referido à área interior de diâmetro D_i é:

$$U_{par} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{r_1}{k_A} \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right) + \frac{r_1}{k_B} \ln \left(\frac{r_3}{r_2} \right) + \frac{r_1}{k_C} \ln \left(\frac{r_4}{r_3} \right) + \frac{r_1}{r_4} \frac{1}{h_e}} \quad (2.81)$$

onde k_A , k_B e k_C são as condutividades térmicas da estrutura de metal, isolamento e revestimento exterior, respetivamente [W/m.K].

O calor total perdido através da envolvente do secador é:

$$\dot{Q}_{par} = U_{par} \pi D_i L (T_{a,m} - T_{amb}) \quad (2.82)$$

onde:

\dot{Q}_{par} é a taxa de transferência de calor pela envolvente [W]
 $T_{a,m}$ é a temperatura média do ar no interior do secador [°C]

2.10. Perdas de carga

Para o funcionamento do secador rotativo é necessário injetar um determinado caudal de gases quentes. Quanto maior for o caudal maior será a velocidade e mais rápidas serão as transferências de calor e de massa, mas o tempo de residência das partículas no secador será menor. Este caudal de ar irá sofrer perdas de carga que irão estar presentes no interior do secador e também à entrada se existir um permutador de calor e à saída se existir um ciclone ou um filtro de saco para recolha das partículas de material sólido.

A queda de pressão nas cortinas de sólido assume-se ser igual à queda de pressão nas paredes laterais do secador (Sherritt & Caple, 1994).

Para um tubo simples sem obstruções interiores, a perda de carga contínua associada é:

$$\Delta p = f \frac{L}{D_i} \frac{1}{2} \rho_a v_a^2 \quad (2.83)$$

onde:

Δp é a perda de carga [Pa]

f é o fator de atrito

ρ_a é a densidade do ar [kg/m^3]

v_a é a velocidade do ar [m/s]

A potência necessária para vencer as perdas de carga é:

$$P_{vent} = \Delta p \frac{\dot{m}_a}{\rho_a} \quad (2.84)$$

onde P_{vent} é a potência de ventilação necessária [W].

Ajustando a equação anterior temos:

$$P_{vent} = \frac{8fL\dot{m}_a^3}{\rho_a^2\pi^2D_i^5} \quad (2.85)$$

No caso de um secador, a área transversal disponível para escoamento do ar não corresponde à totalidade da área transversal de um tubo oco e deste modo deverá ser utilizado um diâmetro hidráulico.

O diâmetro hidráulico é dado por:

$$D_h = 4A_{tr}/P_{sec} \quad (2.86)$$

onde:

D_h é o diâmetro hidráulico [m]

A_{tr} é a área da seção disponível para o escoamento do ar [m^2]

P_{sec} é o perímetro da secção [m].

A perda de carga no interior de um secador rotativo é pequena quando comparada com outros tipos de secadores, e a energia necessária para garantir a ventilação pode ser desprezada. (Keey, 1972)

Quando são utilizados ciclones na saída para recuperação de material, as perdas de carga podem variar entre 700 e 2000 Pa, um valor muito superior aos valores médios de queda de pressão no interior do tambor do secador (Mujumdar, 2006).

Em secadores rotativos do tipo Roto-Louvre, onde o caudal de ar flui através do leito de material sólido, a queda de pressão pode tornar-se significativa atingindo valores compreendidos entre 1000 e 5000 Pa, e podem ser colocados sistemas de ventilação à entrada e à saída de modo a manter a câmara próxima da pressão atmosférica (Keey, 1972).

Ventiladores

Um ventilador axial de pás é a opção mais simples e barata. Pode ser utilizado para caudais moderados de $10\text{m}^3/\text{s}$ e para quedas de pressão inferiores a 250 Pa, e deverá estar colocado no interior de um tubo de modo a reduzir o escoamento radial nas lâminas.

Ventiladores axiais conseguem debitar caudais até $35\text{m}^3/\text{s}$ para quedas de pressão inferiores a 400 Pa, e para caudais maiores devem ser usados ventiladores centrífugos (Keey, 1972).

2.11. Consumo de energia e custos de operação

O processo de secagem num secador do tipo rotativo direto implica dispêndio de energia, e consequentemente custos de operação. A energia gasta no processo pode ser dividida em duas partes: o consumo de energia térmica relativa ao processo de aquecimento do ar e o consumo de energia elétrica relativa aos processos de ventilação e rotação do secador.

A energia elétrica consumida tem um custo monetário fixado pelo fornecedor e é difícil encontrar melhorias. Por outro lado, a produção de energia térmica para aquecimento do ar pode ter diversas fontes, e pode ser possível integrar o aquecimento com outros sistemas de modo a recuperar alguma energia e assim minimizar os custos.

Em seguida são apresentados alguns dos consumos em forma de potência. O consumo deverá ser representa sob a forma de energia gasta por massa de material secado.

Potência de rotação

A potência necessária para a rotação do secador deve-se essencialmente à energia necessária para a elevação das partículas no interior do secador, atrito provocado pelos roletes de apoio do tambor e força de atrito provocada pelo isolamento nos extremos do secador quando existente.

A potência de rotação pode ser obtida através de equações empíricas, para o que são apresentadas duas em seguida:

(van't Land, 1991) através de revisões da literatura e medições, sugeriu uma equação muito simples para a potência de rotação num secador rotativo com suspensores:

$$P_{rot} = 0,3 \left(\frac{\pi}{4} D_i^2 \right) L \quad (2.87)$$

onde P_{rot} é a potência de rotação [kW].

Esta equação é diretamente proporcional ao volume interno do secador e não apresenta dependência da velocidade de rotação, o que permite concluir que esta se aplica apenas a situações reais da indústria. O autor refere que esta equação não representa de forma satisfatória a potência de rotação para baixas velocidades de rotação.

Outra equação é proposta por (Perry & Green, 1997) que, através de conhecimentos empíricos de secadores rotativos já existentes, sugeriu a seguinte equação:

$$P_{rot} = \frac{N_R (4,75 D_i m_s + 0,1925 D_e m_{total} + 0,33 m_{total})}{100000} \quad (2.88)$$

A equação foi formulada para usar com unidades do sistema inglês, sendo o resultado da potência dado em cavalos-vapor (hp).

(AIChE, 1985) citado por (van't Land, 1991), recomendou a seguinte equação que resulta da conversão da equação anterior para unidades do sistema internacional:

$$P_{rot} = N_R \frac{[(34,3 D_i m_s) + (1,39 (D_i + 0,6) m_{total}) + (0,73 m_{total})]}{134,04} \quad (2.89)$$

onde:

N_R é a rotação do tambor [rpm]

m_{total} é a massa total do tambor incluindo estrutura metálica, isolamento, suspensores e material sólido [kg]

P_{rot} é a potência de rotação [kW]

O autor assume dois pressupostos nesta equação: a espessura da parede do tambor rotativo é 0,3m e o número de suspensores é o adequado para a aplicação proposta, ou seja, eleva e dispersa os sólidos de forma eficiente (van't Land, 1991).

Potência de ventilação

A potência consumida devido aos sistemas de ventilação é apresentada no capítulo anterior.

Potência de aquecimento do ar

A taxa de transferência de calor necessária para o aquecimento do ar, considerando pressão e o calor específico constantes, é:

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_a c_{p,a} (T_a - T_{amb}) \quad (2.90)$$

onde:

\dot{Q}_a é a taxa de transferência de calor para o ar [W]

\dot{m}_a é o caudal mássico de ar [kg/s]

$c_{p,a}$ é o calor específico do ar [J/kg.K]

T_a é a temperatura do ar [°C]

T_{amb} é a temperatura ambiente [°C].

Custo de arranque do sistema

À energia consumida durante o processo de secagem deverá ser somada a energia gasta devido ao arranque e paragem do secador. Esta parcela pode ser substituída por um coeficiente que é multiplicado à taxa de fornecimento de energia.

O fator 1,25 é um valor médio determinado em função da literatura, sendo que um valor 1,1 é mais adequado para secadores de grandes dimensões enquanto um valor de 1,4 é mais correto para secadores de pequena dimensão (van't Land, 1991).

Custo de operação e custo de investimento

Os custos de operação do secador incluem os custos de serviço, trabalho, gestão, manutenção e despesas gerais. Os custos anuais de manutenção podem variar entre 3 a 10% do custo inicial de investimento (Keey, 1972).

3. Modelo matemático do secador rotativo

3.1. Modelação

A modelação matemática do secador assenta num conjunto de quatro equações criadas a partir de dois balanços mássicos e dois balanços energéticos. Para o desenvolvimento destas equações foram tomadas algumas considerações como se enumera em seguida:

Considerações gerais sobre

- Escoamento do ar e do sólido em contracorrente
- Temperatura do sólido inferior à temperatura do ar
- Temperatura ambiente inferior à temperatura do ar
- Transferência de calor e de massa realizadas à temperatura local
- Propriedades termofísicas do ar e do sólido variáveis com a temperatura

O modelo matemático implementado para a simulação do processo de secagem consistiu no desenvolvimento de balanços mássicos e energéticos para um determinado elemento (célula) do secador. Através destes balanços são obtidas equações para as temperaturas e humidades do ar e do sólido, ao longo do secador.

Para a simulação é usado um processo iterativo pois em cada célula existe um valor de temperatura e outro de humidade (do ar ou do sólido) que são desconhecidos e não é possível determinar explicitamente a sua variação no intervalo estudado.

Equação geral para um balanço mássico (Moran & Shapiro, 2009):

$$\frac{\partial m_{vc}}{\partial t} = \sum_e \dot{m}_e - \sum_s \dot{m}_s \quad (3.1)$$

onde:

- m_{vc} é a massa no volume de controlo [kg]
- \dot{m}_e é o caudal mássico à entrada [kg/s]
- \dot{m}_s é o caudal mássico à saída [kg/s].

Equação geral para um balanço energético (Moran & Shapiro, 2009):

$$\frac{\partial E_{vc}}{\partial t} = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e \right) - \sum_s \dot{m}_s \left(h_s + \frac{v_s^2}{2} + gz_s \right) \quad (3.2)$$

onde:

- E_{vc} é a energia do volume de controlo [J]
- \dot{Q}_{vc} é a taxa líquida de transferência de calor [W]
- \dot{W}_{vc} é a taxa líquida de transferência de trabalho [W]
- h_e e h_s são as entalpias específicas à entrada e saída, respetivamente [J/kg]
- v_e e v_s são as velocidades à entrada e saída, respetivamente [m/s]
- g é a aceleração da gravidade [m/s²]
- z_e e z_s são as altitudes à entrada e saída, respetivamente [m]

Em seguida são apresentados os balanços mássicos e energéticos e as equações que deles resultam. O desenvolvimento das equações é posteriormente apresentado em Apêndice.

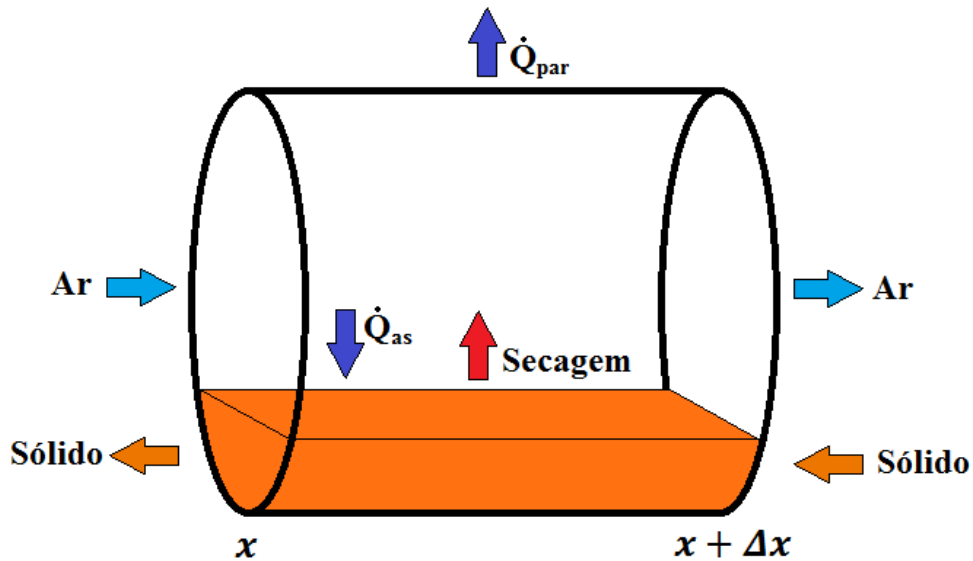


Figura 16 – Representação esquemática de uma célula do secador para cálculo

Na figura 16 estão representadas as principais considerações tomadas:

- O ponto inicial é o ponto x que está sobre o lado esquerdo da figura
- O comprimento da célula corresponde ao espaço Δx
- O ar quente escoa da esquerda para a direita, ou seja, de x para $x + \Delta x$
- O material sólido escoa da direita para a esquerda, ou seja, de $x + \Delta x$ para x
- O secador perde energia para o ar ambiente através das paredes (\dot{Q}_{par})
- O ar perde energia para o material sólido devido ao gradiente de temperatura (\dot{Q}_{as})
- O ar recebe humidade do material sólido e perde energia devido ao calor latente de vaporização (*Secagem*)

Balanço mássico do sólido húmido:

$$\dot{m}_{s,x+\Delta x} - \dot{m}_{s,x} - \dot{m}_g = 0 \quad (3.3)$$

onde:

$\dot{m}_{s,x+\Delta x}$ é o caudal mássico de sólido húmido em $x + \Delta x$ [kg/s]

$\dot{m}_{s,x}$ é o caudal mássico de sólido húmido em x [kg/s]

\dot{m}_g é o caudal mássico de humidade perdido pelo sólido e incorporado no ar [kg/s]

Este balanço mássico resulta em:

$$X_x = X_{x+\Delta x} - t_{sec} k_{sec} [X_{x+\Delta x} - X_{eq}] \quad (3.4)$$

onde:

X_x é o teor de humidade do sólido húmido em x [kg/kg sólido seco]

$X_{x+\Delta x}$ é o teor de humidade do sólido húmido em $x + \Delta x$ [kg/kg sólido seco]

t_{sec} é o tempo de secagem [s]

k_{sec} é a constante de secagem [s^{-1}]

X_{eq} é a humidade de equilíbrio do sólido [kg/kg sólido seco].

O tempo de secagem (t_{sec}) corresponde ao tempo efetivo em que o material sólido sofre o processo de secagem quando está na célula em análise. No interior do secador, este tempo corresponde ao tempo em que o material sólido está em queda e pode ser determinado através de equações apresentadas em seguida.

A constante de secagem (k_{sec}) é uma equação função da temperatura e velocidade do ar que determina a taxa à qual o material sólido perde humidade para o ar, e pode ser encontrada na secção 4.8 para o pão moído.

A humidade de equilíbrio (X_{eq}) é uma equação função da temperatura e humidade do ar que determina a humidade mínima que é possível obter para o material sólido considerado. Na secção 4.7 é apresentada esta equação para o pão moído.

Balanço mássico do ar húmido:

$$\dot{m}_{a,x} - \dot{m}_{a,x+\Delta x} + \dot{m}_g = 0 \quad (3.5)$$

onde:

\dot{m}_a é o caudal mássico de ar [kg/s]

\dot{m}_g é o caudal mássico de humidade ganha pelo ar [kg/s]

Este balanço mássico resulta em:

$$W_{x+\Delta x} = W_x + \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_a} (X_{x+\Delta x} - X_x) \quad (3.6)$$

onde W é o teor de humidade do ar [kg/kg ar seco]

Através desta equação podemos verificar o efeito de conservação de massa, onde a massa de água ganha pelo ar é igual à massa de água perdida pelo sólido.

Balanço energético do sólido húmido:

$$0 = \dot{Q}_{as} + \sum_{x+\Delta x} \dot{m}_s h_s - \sum_x \dot{m}_s h_s \quad (3.7)$$

onde:

\dot{Q}_{as} é a taxa de transferência de calor entre o ar e o sólido [W]

\dot{m}_s é o caudal mássico de material sólido húmido [kg/s]

h_s é a entalpia específica do material sólido húmido [J/kg].

Desta equação resulta que:

$$T_{s,x} = \frac{1}{c_{p,s} + X_x c_{p,X}} [T_{s,x+\Delta x} (c_{p,s} + X_{x+\Delta x} c_{p,X}) + \frac{U_{as} V_{\Delta x}}{\dot{m}_s} (T_{a,x} - T_{s,x+\Delta x}) + (X_{x+\Delta x} - X_x) [h_{f,X}^{T_0} - c_{p,X} T_0]] \quad (3.8)$$

onde:

T_s é a temperatura do sólido [°C]

$c_{p,s}$ é o calor específico do sólido seco [J/kg.K]

X é o teor de humidade do sólido [kg/kg sólido seco]

$c_{p,x}$ é o calor específico da água saturada líquida [J/kg.K]

U_{as} é o coeficiente global de transferência de calor entre o ar e o sólido [W/m³°C]

$V_{\Delta x}$ é o volume do elemento de comprimento Δx [m³]

\dot{m}_s é o caudal mássico de material sólido seco [kg/s]

T_a é a temperatura do ar [°C]

$h_{f,x}^{T_0}$ é a entalpia específica padrão de formação da água saturada à temperatura padrão

T_0 [J/kg]

T_0 é a temperatura padrão de formação [°C]

Balço energético do ar húmido:

$$0 = -\dot{Q}_{as} - \dot{Q}_{par} + \sum_{x+\Delta x} \dot{m}_a h_a - \sum_x \dot{m}_a h_a \quad (3.9)$$

Onde:

\dot{Q}_{as} é a taxa de transferência de calor entre o ar e o sólido [W]

\dot{Q}_{par} é a taxa de transferência de calor entre a envolvente do secador e o ar e ambiente

[W]

\dot{m}_a é o caudal mássico de ar húmido [kg/s]

h_a é a entalpia específica do ar húmido [J/kg]

Desta equação resulta que:

$$T_{a,x+\Delta x} = \frac{1}{c_{p,a} + W_{x+\Delta x} c_{p,x}} [T_{a,x} (c_{p,a} + W_x c_{p,x}) - \frac{U_{as} V_{\Delta x} (T_{a,x} - T_{s,x+\Delta x})}{\dot{m}_a} - \frac{U_{par} A_{par} (T_{a,x} - T_{amb})}{\dot{m}_a} + (W_x - W_{x+\Delta x}) [h_{f,x}^{T_0} + h_{lv} - c_{p,x} T_0]] \quad (3.10)$$

Onde:

T_a é a temperatura do ar [°C]

$c_{p,a}$ é o calor específico do ar seco [J/kg.K]

W é o teor de humidade do ar [kg/kg ar seco]

U_{as} é o coeficiente global de transferência de calor entre o ar e o sólido [W/m³°C]

$V_{\Delta x}$ é o volume do elemento de comprimento Δx [m³]

\dot{m}_a é o caudal mássico de ar seco [kg/s]

T_s é a temperatura do sólido [°C]

U_{par} é o coeficiente global de transferência de calor pela envolvente do secador [W/m²°C]

A_{par} é a área da envolvente do secador correspondente ao comprimento Δx [m²]

T_{amb} é a temperatura do ar ambiente [°C]

h_{lv} é o calor latente de evaporação [J/kg]

$h_{f,x}^{T_0}$ é a entalpia específica padrão de formação da água saturada à temperatura padrão

T_0 [J/kg]

T_0 é a temperatura padrão de formação [°C]

O desenvolvimento das equações anteriores encontra-se detalhado no Apêndice.

Para a simulação do processo de secagem são necessários vários parâmetros a introduzir nas equações do modelo, e outros auxiliares para comparação de resultados. Alguns destes parâmetros são descritos de forma detalhada em seguida.

Geometria do suspensor:

O pão moído não tem problemas de aderência aos suspensores, pelo que em geral todos os tipos de suspensores podem ser utilizados. Todavia, os mais adequados são aqueles que apresentam geometria simples devido ao diâmetro relativamente elevado das partículas.

Uma das geometrias mais interessantes para esta aplicação é a de ângulo reto, que apresenta uma grande simplicidade e permite ainda um elevado carregamento de material sólido.

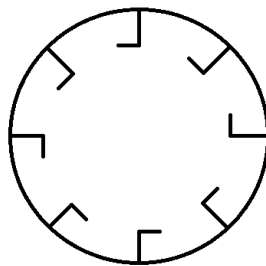


Figura 17 – Suspensores de ângulo reto

Tempo de secagem efetivo no elemento de comprimento Δx (t_{sec}):

O tempo de secagem efetivo é o tempo em que a partícula sofre o processo de secagem, pois este fenómeno pode-se considerar que está presente apenas durante a fase de queda, quando a partícula cai para o leito e atravessa a corrente de ar quente. O cálculo do tempo efetivo de queda é efetuado em seguida:

Através da equação (2.31) é obtido o tempo de residência total médio de uma partícula no secador. Dividindo este tempo total para um número de pontos selecionado (n_{pontos}), obtém-se o tempo de residência nesse mesmo elemento de comprimento Δx ($t_{\Delta x}$), ou seja:

$$t_{\Delta x} = \bar{\tau} / n_{pontos} \quad (3.11)$$

onde:

$t_{\Delta x}$ é o tempo de residência no elemento de comprimento Δx [s]

$\bar{\tau}$ é o tempo de residência total médio no secador [s]

n_{pontos} é o número de pontos selecionado para a simulação.

O programa de simulação permite a utilização de 20, 50 e 100 pontos. A simulação com 20 pontos apresenta bons resultados tendo como vantagem uma rápida simulação.

Obtido o tempo de residência no elemento pretendido, é necessário determinar a fração de tempo efetivo para secagem. Considerando a secagem como um processo realizado durante a queda das partículas, temos que a fração de tempo resulta da razão entre o tempo de queda e o tempo de ciclo composto pelo tempo de queda e elevação no suspensor.

O tempo de secagem é dado então por:

$$t_{sec} = t_{\Delta x} \frac{\bar{t}_q}{t_{ciclo}} \quad (3.12)$$

onde:

t_{sec} é o tempo efetivo de secagem [s]

\bar{t}_q é o tempo médio de queda

t_{ciclo} é o tempo de ciclo de uma partícula no elemento de comprimento Δx [s].

O tempo médio de queda de uma partícula é obtido através de uma equação geral para um corpo em queda:

$$y = \frac{1}{2} g t^2 + v_0 t + y_0 \quad (3.13)$$

Resolvendo a equação, considerando uma velocidade e altura iniciais nulas e introduzindo o fator inclinação, o tempo médio de queda é dado por:

$$\bar{t}_q = \sqrt{\frac{2\bar{Y}}{g \cos \alpha}} \quad (3.14)$$

onde:

\bar{Y} é a altura média da queda [m]

g é a aceleração da gravidade [m/s²]

α é a inclinação do secador [°]

O tempo de ciclo (t_{ciclo}) é dado por:

$$t_{ciclo} = \bar{t}_q + t_{elev} \quad (3.15)$$

onde t_{elev} é o tempo de elevação no suspensor desde o leito até ao ponto de descarga [s].

O cálculo do tempo de elevação é apresentado de seguida:

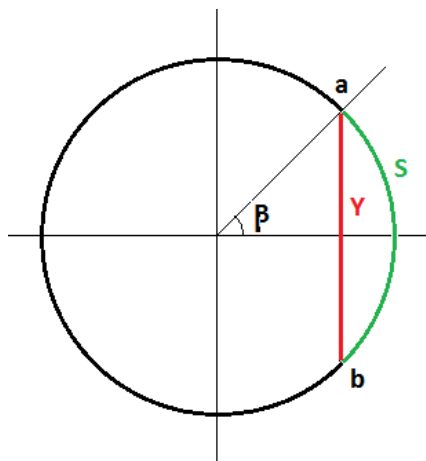


Figura 18 – Representação esquemática do arco e altura da queda

Na figura 18 está representada linha de queda da partícula a vermelho (“Y”) e o arco descrito durante a fase de ascensão por um suspensor (“S”). O ponto “a” indica o local onde a partícula entra em queda e o ponto “b” indica o local de queda e início da rotação e ascensão. O ângulo “β” é o ângulo formado entre o plano horizontal e a ponta do suspensor onde é iniciada a queda.

$$\left\{ \begin{array}{l} \sin \beta = \frac{\bar{Y}/2}{r_i} = \frac{k'}{M \cos \alpha} \end{array} \right. \quad (3.16)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} S = r_i 2\beta = D_i \sin^{-1} \left(\frac{k'}{M \cos \alpha} \right) \end{array} \right. \quad (3.17)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} v_{per} = \omega r_i \leftrightarrow t_{elev} = S/\omega r_i \end{array} \right. \quad (3.18)$$

onde:

r_i é o raio interno do secador [m]

k' é uma constante adimensional dada pela Tabela 1

M é a razão entre o carregamento do secador e o carregamento ótimo dada pela equação

(2.18)

v_{per} é a velocidade periférica do tambor rotativo do lado interior [m/s]

ω é a velocidade de rotação do tambor [rad/s].

O sistema anterior resulta na seguinte equação:

$$t_{elev} = \frac{2}{\omega} \sin^{-1} \left(\frac{k'}{M \cos \alpha} \right) \quad (3.19)$$

Reunindo as equações apresentadas, o tempo efetivo de secagem é dado por:

$$t_{sec} = \frac{\bar{t}}{n_{pontos}} \frac{\sqrt{\frac{2\bar{Y}}{g \cos \alpha}}}{\sqrt{\frac{2\bar{Y}}{g \cos \alpha} + \frac{2}{\omega} \sin^{-1} \left(\frac{k'}{M \cos \alpha} \right)}} \quad (3.20)$$

Através da equação obtida é importante salientar dois aspetos:

- Quanto maior for a velocidade de rotação menor será o tempo em que a partícula está num suspensor, aumentando deste modo a fração de tempo em que a partícula está em queda. Este fenómeno não é totalmente vantajoso, pois se por um lado aumenta a fração de tempo de queda, por outro impede um correto cascadeamento, e irá diminuir o tempo de residência no interior do secador.
- A equação anterior só apresenta resultados credíveis quando o número de suspensores é superior a quatro, sensivelmente. Caso o número de suspensores seja menor, o tempo de elevação irá aumentar de forma significativa pois a partícula após cair terá de aguardar no leito para que chegue um novo suspensor que a carregue.

Outro modo de análise mais teórico pode ser realizado através da substituição da equação empírica para o cálculo do tempo de residência por um modelo teórico onde sejam incluídos todos os mecanismos de transporte descritos anteriormente na secção 2.6 .

A análise teórica permite chegar com facilidade a dois dos mecanismos presentes, mas existem várias limitações pois é impraticável fazer uma análise teórica ao gradiente hidráulico e resalto das partículas.

Transferência de calor ar – sólido (U_{as}):

A transferência de calor ar – sólido (U_{as}) é representada por uma expressão empírica, onde foi escolhida a equação (2.47) para representar esta troca.

Apesar de ser uma equação antiga, apresenta uma grande abrangência e apresenta resultados em função do número de suspensores.

A equação é então:

$$U_{as} = 20(n_f - 1) G^{2/3} / D_i \quad (2.47)$$

Transferência de calor pela envolvente do ar para o ambiente (U_{par}):

A perda de calor do ar quente para o meio ambiente através da envolvente do secador é dada pela equação (2.75), sendo o coeficiente global de transferência de calor dado pela equação (2.76). As perdas de calor pela envolvente são consideradas apenas através da parede lateral do tambor rotativo.

Para o projeto do secador considerou-se uma envolvente constituída por três camadas distintas. Do interior para o exterior, as camadas são:

1. Estrutura metálica do secador
 - Material: Aço Inoxidável AISI 316
 - Espessura: 2 mm
 - Condutividade térmica: 13,4 W/m.K (Incropera et al., 2008)
 - Características: O aço inoxidável é adequado para este tipo de aplicações de modo a minimizar os efeitos corrosivos provocados pelo ar quente com elevados teores de humidade, e tem ainda uma relativa baixa condutividade térmica o que minimiza as perdas de calor.
2. Isolamento térmico
 - Material: Lã de rocha
 - Espessura: 40 mm
 - Condutividade térmica: 0,042 W/m.K (100-180 kg/m³)
 - Características: A lã de rocha é um bom isolamento térmico e apresenta elevada durabilidade e resistência a altas temperaturas.
3. Revestimento exterior de proteção
 - Material: Alumínio Liga 2024-T6
 - Espessura: 0,5 mm
 - Condutividade térmica: 177,0 W/m.K (Incropera et al., 2008)
 - Características: A chapa exterior tem como função apenas a proteção do isolamento térmico, e deverá contudo ter boas propriedades contra a corrosão devido à sua reduzida espessura. Assim, o alumínio é um dos melhores materiais a usar para esta aplicação.

Os parâmetros de espessura e condutibilidade térmica podem ser facilmente alterados no programa de simulação, estando limitados a três camadas. Para as simulações a realizar, os valores anteriores representam aqueles que são utilizados.

Para o cálculo do coeficiente global de transferência de calor (U_{par}) é necessário incluir os fenómenos de convecção forçada e natural presentes no interior e exterior do secador rotativo, respetivamente. Para a convecção interior é usada a equação (2.72), onde o número de Reynolds (Re) é dado em função de um diâmetro hidráulico devido a uma fração da área transversal do secador estar ocupada com material sólido.

Para a convecção exterior, é usada a equação (2.80).

As perdas de calor do elemento considerado ou volume de controlo, para o exterior são consideradas perdas do ar. No entanto, esta consideração é uma aproximação, pois também o material sólido perde calor quando tem uma temperatura elevada. A área de transferência de calor para o ambiente é considerada como a totalidade da área lateral do cilindro, mas não corresponde à realidade pois o fundo do secador tem partículas e o ar dessa zona não contacta com a envolvente.

As considerações realizadas são seguras, pois estas trocas de calor são muito pequenas quando comparadas com os processos de troca de calor e de massa entre o ar quente e o sólido.

A perda de calor pela envolvente para cada elemento (Δx) do secador é:

$$\dot{Q}_{par,\Delta x} = U_{par}\pi D_i \Delta x (T_{a,x} - T_{amb}) \quad (3.21)$$

Constante de secagem (k_{sec}) e humidade de equilíbrio (X_e):

As equações da constante de secagem e humidade de equilíbrio são apresentadas posteriormente, no final das secções 4.8 e 4.7, respetivamente.

- Constante de secagem (k_{sec}) – equação (4.41)
- Humidade de equilíbrio (X_e) – equação (4.27)

Potência de ventilação:

A perda de carga no interior do secador e a necessidade de controlar a velocidade do ar implicam a utilização de um ventilador. As perdas de carga num processo de secagem estão presentes no permutador de calor ou câmara de combustão, interior do secador, e ciclone ou filtros quando presentes na saída do secador. No âmbito deste trabalho é analisada a perda de carga apenas no interior do secador.

A potência necessária para vencer as perdas de carga internas do secador é dada pela equação (2.85):

$$P_{vent} = \frac{8fL\dot{m}_a^3}{\rho_a\pi^2 D_i^5} \quad (2.85)$$

Dentro dos parâmetros da equação, a densidade do ar (ρ_a) utilizada corresponde ao valor médio obtido dentro do secador, que por sua vez varia com a temperatura do ar, e o fator de atrito (f) considerado corresponde ao valor máximo de 0,1 devido a uma parte do escoamento de ar estar

em contacto com o material sólido que apresenta elevada rugosidade, e deste modo o cálculo apresenta algum coeficiente de segurança.

O diâmetro considerado não deverá ser o diâmetro interior do secador, pois uma parte da área transversal irá estar ocupada com material sólido. Na figura 19 está uma fotografia transversal de um secador rotativo sobrecarregado em funcionamento.



Figura 19 – Imagem transversal de um secador rotativo com sobrecarregamento (Ajayi & Sheehan, 2012)

A ocupação de área transversal num secador rotativo a operar em modo eficiente ronda os 12 e 15%, e está distribuída de uma forma uniforme numa das metades do secador.

Através da imagem anterior, considerou-se que a área livre de escoamento para um secador com suspensores é metade de um círculo. Para esta consideração, o diâmetro hidráulico a considerar é:

$$D_h = \frac{4A_{tr}}{P_{sec}} = \frac{4(\pi D_i^2/8)}{(D_i + \pi D_i/2)} = \left(\frac{\pi}{\pi + 2}\right) D_i \approx 0,611D_i \quad (3.22)$$

onde:

D_h é o diâmetro hidráulico [m]

A_{tr} é a área da secção disponível para o escoamento do ar [m²]

P_{sec} é o perímetro da secção [m].

Caudal mássico de sólido:

O caudal mássico de material sólido é um dos parâmetros que pode ser alterado, no entanto para a discussão de resultados é necessário fixar um valor.

Como o produto a secar constitui um desperdício de pão não vendido, este volume de material não é fixo e varia de dia para dia, podendo em algumas situações ser nulo quando são feitas encomendas de pão não vendido para o fabrico de rações para animais.

Considerando uma indústria panificadora de grande escala, com uma produção diária média de 20000 pães, com 1kg cada, onde a quantidade de produto não vendido ascende a aproximadamente 5%, temos:

$$20000 \text{ (kg/dia)} \times 0,05 \text{ (\%)} = 1000 \text{ (kg/dia)}$$

A produção de pão seco para queima é proporcional ao caudal mássico que é seco. Deste modo, usando um grande caudal, todo o pão moído pode ser seco rapidamente e ficar disponível para o processo de queima. Todavia um caudal de sólido elevado exige a aplicação de um secador de maiores dimensões, assim como um grande queimador, o que aumentaria os custos de investimento, operação e outros requisitos relacionados com o espaço.

De modo a ultrapassar estas desvantagens, dividiu-se a massa de pão moído disponível pelo número de horas diárias de funcionamento dos fornos. Assim, temos o caudal mássico:

$$1000 \text{ (kg/dia)} / 8 \text{ (h/dia)} = 125 \text{ (kg/h)} \approx 0,035 \text{ (kg/s)}$$

Temperaturas e teor de humidade do ar e do material sólido:

Os parâmetros de entrada do sólido e do ar são valores necessários para a simulação. Estes valores são fornecidos na entrada e depois através de simulação são obtidos os mesmos parâmetros na saída.

- Temperatura do ar: Este parâmetro é um dos mais importantes pelo que não é considerado um valor base.
- Humidade do ar: O ar a utilizar na secagem é ar ambiente, aquecido à temperatura desejada. O teor de humidade do ar corresponde à humidade absoluta do ar ambiente. Assim, para ar a 20°C e 40% de humidade, a humidade absoluta é sensivelmente 6 g/kg de ar seco.
- Temperatura do sólido: O material a secar está geralmente à temperatura ambiente. O ar no interior da panificadora encontra-se geralmente a uma temperatura um pouco superior à ambiente devido às perdas de calor dos fornos, pelo que se considera um valor de 25°C. A temperatura máxima não é um parâmetro importante visto que o pão moído é um resíduo e não apresenta requisitos de qualidade alimentar ou outros. No entanto, é importante garantir em todos os casos que não há perigo de haver combustão espontânea quando são utilizadas elevadas temperaturas do ar.
- Humidade do sólido: Após vários ensaios de cinética de secagem, verificou-se que o teor de humidade do pão moído pode variar muito. Um valor médio e seguro a considerar para a humidade inicial é 0,3 kg/kg de sólido seco. Após o processo de secagem, deve-se garantir um valor máximo para o teor de humidade, sendo que para este caso considerou-se um valor de 0,03 kg/kg de sólido seco.
- Temperatura ambiente: Considera-se um valor de 25°C, um pouco mais alto que a temperatura do ar ambiente, mas este valor terá influência nas perdas de calor para a envolvente e no interior de uma panificadora, onde a temperatura é ligeiramente superior.

Propriedades do ar:

As propriedades do ar não são constantes no interior do secador devido à variação da temperatura. Através de valores tabelados, selecionou-se uma gama de temperaturas utilizadas para o processo de simulação e criaram-se polinómios para aproximar a dependência das propriedades do ar com a temperatura. O intervalo de valores considerado está compreendido entre 20 e 150°C, sensivelmente, para deste modo aproximar da melhor forma dentro deste intervalo. Os cálculos de regressão linear foram realizados de forma automática através do software *Excel*®.

De seguida são apresentadas algumas equações, onde a temperatura do ar é dada em graus Celsius.

Calor específico do ar ($c_{p,a}$):

Os valores tabelados do calor específico do ar são (Incropera et al., 2008):

Tabela 2 – calor específico do ar em função da temperatura

T_a [K]	T_a [°C]	c_p [J/kg.K]
300	26,85	1007
350	76,85	1009
400	126,85	1014
450	176,85	1021
500	226,85	1030

A equação proposta:

$$c_{p,a} = 0,0005T_a^2 + 0,00002T_a + 1006,6 \quad (3.23)$$

- Grau do polinómio: 2
- Coeficiente de correlação (R^2): 0,9997
- $c_{p,a}$ [J/kg.K]

Densidade do ar (ρ_a):

Os valores tabelados da densidade do ar são (Incropera et al., 2008):

Tabela 3 – Densidade do ar em função da temperatura

T_a [K]	T_a [°C]	ρ_a [kg/m ³]
300	26,85	1,1614
350	76,85	0,995
400	126,85	0,8711
450	176,85	0,774
500	226,85	0,6964

A equação proposta:

$$\rho_a = 6,0 \times 10^{-6} T_a^2 - 0,0038 T_a + 1,2564 \quad (3.24)$$

- Grau do polinómio: 2
- Coeficiente de correlação (R^2): 0,9996
- ρ_a [kg/m³]

Outras propriedades do ar:

De seguida são apresentados os valores de outras propriedades do ar como a viscosidade (μ), a viscosidade cinemática (ν), a condutividade térmica (k), a difusividade térmica (α) e o número de Prandtl (Pr). (Incropera et al., 2008)

Tabela 4 – Parâmetros do ar em função da temperatura

T_a [K]	T_a [°C]	$\mu \cdot 10^7$ [N.s/m ²]	$\nu \cdot 10^6$ [m ² /s]	$k \cdot 10^3$ [W/(m.K)]	$\alpha \cdot 10^6$ [m ² /s]	Pr
300	26,85	184,6	15,89	26,3	22,5	0,707
350	76,85	208,2	20,92	30,0	29,9	0,700
400	126,85	230,1	26,41	33,8	38,3	0,690
450	176,85	250,7	32,39	37,3	47,2	0,686

Na tabela 5 são apresentadas as equações de aproximação através da utilização de polinómios de 2º grau e onde a variável temperatura é introduzida em graus Celsius.

Tabela 5 – Equações de aproximação dos vários parâmetros do ar

Parâmetro	Equação	Nº	Coefficiente de correlação (R^2)
μ	$\mu = (-0,0003T_a^2 + 0,5015T_a + 171,37) \times 10^{-7}$ [N.s/m ²]	(3.25)	1,0000
ν	$\nu = (9,0 \times 10^{-5}T_a^2 + 0,0906T_a + 13,39) \times 10^{-6}$ [m ² /s]	(3.26)	1,0000
k	$k = (-2,0 \times 10^{-5}T_a^2 + 0,0777T_a + 24,209) \times 10^{-3}$ [W/(m.K)]	(3.27)	0,9999
α	$\alpha = (0,0001T_a^2 + 0,1344T_a + 18,757) \times 10^{-6}$ [m ² /s]	(3.28)	1,0000
Pr	$Pr = (3,0 \times 10^{-7}T_a^2 - 0,0002T_a + 0,7128)$	(3.29)	0,9852

Propriedades da água

Calor específico da água saturada em estado líquido ($c_{p,X}$) (Incropera et al., 2008):

Tabela 6 – Calor específico da água saturada em estado líquido em função da temperatura

T [K]	T [°C]	$c_{p,x}$ [J/kg.K]	T [K]	T [°C]	$c_{p,x}$ [J/kg.K]
275	1,85	4211	330	56,85	4184
280	6,85	4198	335	61,85	4186
285	11,85	4189	340	66,85	4188
290	16,85	4184	345	71,85	4191
295	21,85	4181	350	76,85	4195
300	26,85	4179	355	81,85	4199
305	31,85	4178	360	86,85	4203
310	36,85	4178	365	91,85	4209
315	41,85	4179	370	96,85	4214
320	46,85	4180	375	101,85	4220
325	51,85	4182	380	106,85	4226

A equação proposta:

$$c_{p,x} = 0,0125T_s^2 - 1,0919T_s + 4203,3 \quad (3.30)$$

- Grau do polinómio: 2
- Coeficiente de correlação (R^2): 0,9523
- $c_{p,x}$ [J/kg.K]

Calor específico da água saturada em estado de vapor ($c_{p,w}$) (Incropera et al., 2008):

Tabela 7 – Calor específico da água saturada em estado de vapor em função da temperatura

T [K]	T [°C]	c_p [J/kg.K]	T [K]	T [°C]	c_p [J/kg.K]
290	16,85	1864	355	81,85	1968
295	21,85	1868	360	86,85	1983
300	26,85	1872	365	91,85	1999
305	31,85	1877	370	96,85	2017
310	36,85	1882	375	101,85	2036
315	41,85	1888	380	106,85	2057
320	46,85	1895	385	111,85	2080
325	51,85	1903	390	116,85	2104
330	56,85	1911	400	126,85	2158
335	61,85	1920	410	136,85	2221
340	66,85	1930	420	146,85	2291
345	71,85	1941	430	156,85	2369
350	76,85	1954	440	166,85	2460

A equação proposta:

$$c_{p,w} = 0,0285T_a^2 - 1,4664T_a + 1894,3 \quad (3.31)$$

- Grau do polinómio: 2

- Coeficiente de correlação (R^2): 0,9982
- $c_{p,W}$ [J/kg.K]

Calor latente de evaporação (h_{lv}) (Incropera et al., 2008):

O calor latente de vaporização é o valor dado para a temperatura de referência (T_0) que para 25°C é: $h_{lv} = 2442,4 \times 10^3$ (J/kg).

Custos energéticos da operação do secador rotativo:

A operação do secador envolve custos essencialmente devidos à rotação do tambor, ventilação e aquecimento do ar. A rotação e ventilação consomem energia elétrica, sendo o valor da potência destes mecanismos dada pelas equações (2.87) e (2.85) respetivamente.

A energia para aquecimento do ar pode ter várias fontes, mas deverá ser utilizada a energia térmica para uma maior eficiência. A equação para a taxa de transferência de calor fornecida ao ar é dada por:

$$\dot{Q}_{aq} = \dot{m}_a \bar{c}_{p,a} (T_a - T_{amb}) / \eta \quad (3.32)$$

onde:

\dot{Q}_{aq} é a taxa de transferência de calor para o ar [W]

\dot{m}_a é o caudal mássico de ar a aquecer [kg/s]

$\bar{c}_{p,a}$ é o calor específico médio do ar compreendido entre a temperatura ambiente e a temperatura do ar desejada [J/kg.K]

T_a é a temperatura do ar desejada à entrada do secador [°C]

T_{amb} é a temperatura do ar ambiente [°C]

η é o rendimento do processo de transferência de calor para o ar

O rendimento considerado para um queimador a utilizar é 0,9 devido às perdas na permuta.

A energia consumida no processo é indicada em função da massa de sólido seco. Assim, a equação que define o custo total do processo de secagem é dada por:

$$C_E = \frac{(\dot{Q}_{aq} + P_{vent} + P_{rot})}{1000\dot{m}_s} \quad (3.33)$$

onde:

C_E é a energia consumida [kJ/kg]

P_{rot} é a potência de rotação [W]

P_{vent} é a potência de ventilação [W]

\dot{m}_s é o caudal mássico de sólido [kg/s]

O arranque e paragem de um secador envolve custos que são tanto maiores quanto maior for o tempo de residência do material. Durante estas duas fases, é necessário manter as potências de aquecimento, ventilação e rotação até que todo o material saia do secador ou até que todo o secador esteja preenchido com material sólido. Na prática, durante estes períodos, o dispêndio de energia será menor.

Juntamente com o programa de simulação, foi adicionado um resultado que em função do número de horas de utilização do secador dá o custo energético suplementar por cada

quilograma de produto seco. A equação utilizada é apresentada em seguida sendo a sua demonstração feita no Apêndice:

$$C_{sup} = \frac{\bar{\tau}(\dot{Q}_{aq} + P_{vent} + P_{rot})}{1,80 \times 10^6 \dot{m}_s h_t} \quad (3.34)$$

onde:

C_{sup} é a energia suplementar consumida [kJ/kg]

$\bar{\tau}$ é o tempo de residência [s]

h_t é o número de horas de funcionamento do secador [horas]

Alerta para eventual ocorrência de condensação:

Em processos de secagem, nomeadamente quando são utilizadas baixas temperaturas do ar ou elevados teores de humidade, é importante garantir que não ocorre condensação no interior do secador. Deste modo, o dimensionamento do secador deverá garantir um caudal ou temperatura do ar suficientemente altos para evitar a ocorrência deste fenómeno.

Na realidade, quando o ar se encontra perto da saturação, a troca de massa entre o material sólido e o ar cessa e não ocorre condensação, mas com o ar saturado, qualquer decréscimo da temperatura como na saída do secador irá provocar condensação e provocar um aumento da humidade do sólido.

Visto que o modelo matemático não está preparado para simular fenómenos de condensação, e também porque esta deve ser evitada, o modelo apenas determina a quantidade de humidade máxima para uma determinada temperatura, alertando o utilizador quando a humidade relativa ultrapassa o valor de 95%. Com este alerta, o utilizador deverá alterar alguns parâmetros e voltar a simular. De referir que, se ocorresse, a taxa de condensação seria ditada não pela equação de cinética de secagem mas pela condensação ditada pela carta psicrométrica.

A humidade absoluta máxima suportada pelo ar é encontrada em seguida como função da temperatura do ar e considerando a pressão atmosférica.

Para uma determinada temperatura do ar, a quantidade máxima de água tolerada pelo ar em quilogramas de água por quilograma de ar seco é:

$$W = 0,622 \frac{p_{vs}}{p_{atm} - p_{vs}} \quad (3.35)$$

Onde:

W é o teor de humidade do ar [kg/kg ar seco]

p_{atm} é a pressão atmosférica [Pa]

p_{vs} é a pressão de vapor saturado [Pa]

A pressão de vapor saturado é dado pela seguinte equação (Costa, 1989):

$$p_{vs} = \exp \left[79,905 - \frac{7302,365}{T_a} - 8,648 \ln(T_a) + 0,00645 T_a \right] \quad (3.36)$$

onde T_a é a temperatura do ar [K].

Considerando uma pressão atmosférica constante de $1,01325 \times 10^5$ Pa, e para uma temperatura do ar fornecida em graus Celsius, a humidade absoluta máxima do ar para uma determinada temperatura é:

$$W = \frac{0,622 \exp \left[79,905 - \frac{7302,365}{(T_a + 273)} - 8,648 \ln(T_a + 273) + 0,00645(T_a + 273) \right]}{1,01325 \times 10^5 - \exp \left[79,905 - \frac{7302,365}{(T_a + 273)} - 8,648 \ln(T_a + 273) + 0,00645(T_a + 273) \right]} \quad (3.38)$$

Para cada elemento simulado, o modelo matemático compara a humidade absoluta simulada e a humidade absoluta máxima, e caso a humidade simulada seja superior à máxima permitida o programa termina a simulação e alerta o utilizador para esse facto.

Recirculação de ar:

A recirculação de ar consiste no aproveitamento de uma parte do caudal de ar quente e húmido à saída do secador com o objetivo de diminuir o caudal de ar novo e consequentemente poupar alguma energia. A recirculação de ar é ajustada através de uma válvula sendo que valores elevados fazem baixar consideravelmente a temperatura e aumentar o teor de humidade do ar à entrada. O princípio de funcionamento está representado na figura 20:

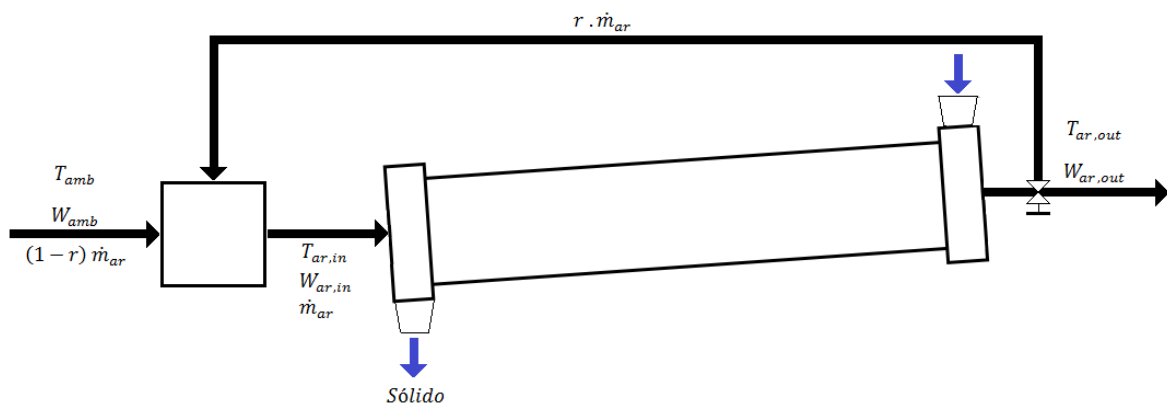


Figura 20 – Representação esquemática da recirculação de ar num secador rotativo em contracorrente

A recirculação de ar húmido é uma das opções disponibilizadas no programa de simulação. Aqui é introduzido um fator de recirculação entre 0 e 1 representando os extremos onde não há recirculação ou a recirculação é total, respetivamente. Na prática o fator de recirculação utilizado é um valor baixo compreendido entre 0,1 e 0,3 sensivelmente.

Introduzindo um valor superior a 0, o programa faz uma primeira iteração e posteriormente utiliza a temperatura e humidade do ar na saída para determinar estas mesmas propriedades na entrada do secador. No programa de simulação são desprezadas as trocas de calor com o exterior no processo de recirculação e de mistura das duas correntes de ar.

Além do processo iterativo normal do escoamento contracorrente, junta-se este outro processo iterativo de recirculação do ar.

O teor de humidade e temperatura do ar à entrada do secador são dados em função do fator de recirculação (r) através das seguintes equações:

$$W_{a,in} = W_{amb} + r(W_{a,out} - W_{amb}) \quad (3.39)$$

$$T_{a,in} = \frac{(1 - r)(c_{p,a} + W_{amb}c_{p,X})T_{a,novo} + r(c_{p,a} + W_{out}c_{p,X})T_{a,out}}{c_{p,a} + W_{in}c_{p,X}} \quad (3.40)$$

onde:

W_{amb} é o teor de humidade do ar [kg/kg]

$W_{a,in}$ e $W_{a,out}$ são os teores de humidade do ar à entrada e saída do secador respetivamente [kg/kg]

$c_{p,a}$ é o calor específico do ar [J/kg.K]

$c_{p,X}$ é o calor específico da água saturada em vapor [J/kg.K]

$T_{a,in}$ e $T_{a,out}$ são as temperaturas do ar à entrada e saída do secador respetivamente [°C]

$T_{a,novo}$ é a temperatura do ar novo à temperatura definida [°C].

3.2. Simulação

A introdução de dados para a simulação é feita de acordo com uma sequência. Esta sequência serve para auxiliar na determinação de outros parâmetros em função de alguns dados mais simples introduzidos anteriormente.

Apesar da sequência, a simulação é sempre um processo iterativo onde de cada resultado devem ser retiradas conclusões para uma nova análise mais cuidada, e tendo como base a procura de um processo de secagem eficaz e eficiente.

Na tabela 8 são demonstrados os passos principais para a introdução de valores no programa de simulação:

Tabela 8 – Tabela com a sequência da introdução de dados para simulação

Passo	Descrição	Intervalo / Valor proposto
1.	Seleção do número de pontos sobre o comprimento	20, 50, 100 pontos
	Introdução da composição orgânica do material [%]	0 a 100
	Diâmetro e massa da partícula	-
↓		
2.	Temperatura do ar e do sólido [°C]	-
	Teor de humidade do ar e do sólido [kg/kg]	-
	Caudal mássico de sólido [kg/s]	-
	Temperatura do ar ambiente [°C]	-
↓		
3.	Caudal mássico de ar [kg/s]	20 x Caudal mássico de sólido
	Fator de recirculação	0 a 1
↓		
4.	Diâmetro interno [m]	Limite recomendado para a velocidade do ar: 4 m/s
↓		
5.	Comprimento [m]	4 a 10 x Diâmetro
	Número de suspensores	Equação (2.6)
	Tipo de suspensor	-
	Inclinação [°]	0 a 5°
	Velocidade de rotação [rpm]	Equação (2.9)
	Condutividade térmica e espessura do isolamento	-

Apesar de o modelo resultar de equações de conservação onde estão representadas todas as trocas de calor e de massa, existem algumas limitações no modelo que devem ser levadas em conta. Em seguida apresentam-se algumas:

- A introdução de valores não coerentes pode impedir a convergência do processo iterativo.
- Caso sejam atingidas condições próximas da saturação, o programa aborta a simulação, pois não está preparado para simular a possível ocorrência de processos de condensação.

Em seguida são apresentadas algumas imagens do programa de simulação:

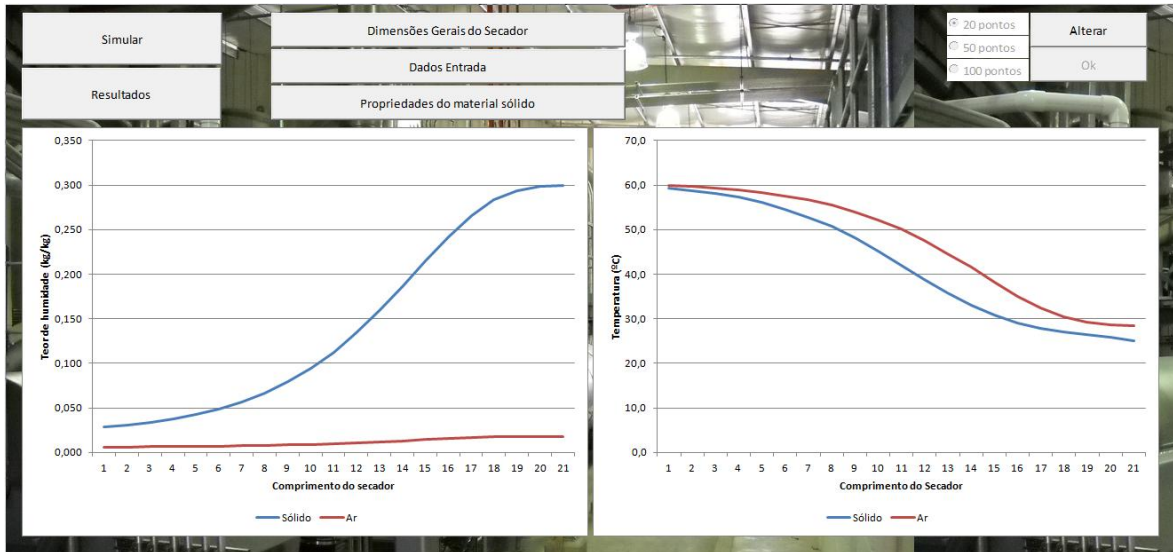


Figura 21 – Interface do programa de simulação com os botões de colocação de dados e os gráficos de resultados

Introdução de Dados - Parâmetros Térmicos

Ar	
Temperatura	60
Humidade absoluta (kg/kg)	0.006
Caudal mássico de ar total (kg/s)	1.875
Fator de recirculação do ar	0

Sólido	
Temperatura	25
Teor de humidade (kg/kg)	0.3
Caudal mássico de sólido (kg/s)	0.1
Teor de humidade pretendido	0.05
Carregamento do secador (%)	105

OK

Colocar

Fechar

Figura 22 – Janela de introdução dos dados de entrada do ar e do sólido

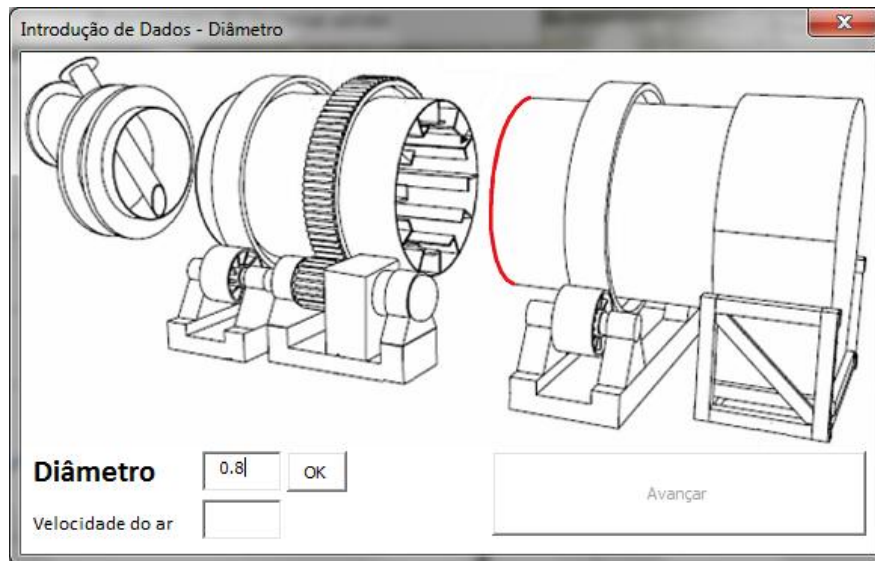


Figura 23 – Exemplo de janela de introdução de dados geométricos do secador, neste caso para o diâmetro



Figura 24 – Janela de apresentação dos resultados da simulação

4. O pão e a secagem

4.1. Introdução

A modelação de um processo de secagem é feita a partir de experiências com as quais é obtida a humidade de equilíbrio e a taxa de secagem em condições fixas de temperatura, humidade e velocidade do ar.

As experiências de secagem devem ser realizadas com amostras iguais às que vão ser submetidas a um processo de secagem industrial, com a mesma massa, dimensão, assim como espaçamento entre elas.

Para a secagem de amostras relativamente pequenas, finas ou porosas, pode-se aplicar o modelo de secagem em camada fina, onde os processos de difusão são desprezados, ou seja, a migração da água no interior do material sólido é mais rápida que a evaporação da água na superfície do material.

O pão moído caracteriza-se por ter uma elevada porosidade e reduzida dimensão, o que permite uma secagem rápida. Dentro das amostras de pão, a quantidade de água pode variar de forma significativa devido essencialmente ao tempo de cozedura, tempo em contacto com o ar ambiente e camada do pão: miolo ou côdea.

O conhecimento das curvas de cinética de secagem de um material permite determinar os melhores meios de secagem, e com isto ajustar a temperatura e velocidade do ar de modo a obter uma secagem eficiente, sem desperdício de energia, e sem levar à deterioração do produto a secar. (Mujumdar, 2006)

4.2. Humidade de equilíbrio

A humidade de equilíbrio representa o teor de humidade mínimo do material para uma dada condição de temperatura e humidade do ar. Num processo de secagem, a troca de massa entre o sólido e o ar cessa neste ponto, não sendo possível remover mais água do sólido nessas mesmas condições.

A obtenção da humidade de equilíbrio é simples e pode ser obtida através de dois métodos muito utilizados: o método estático ou o método dinâmico.

No método estático, a amostra de material é imersa num ambiente de humidade relativa controlada enquanto no método dinâmico uma corrente de ar húmido envolve o material, reduzindo o tempo da experiência mas conduzindo a resultados com menor exatidão.

A opção entre estes dois métodos é feita dependendo do material e volume. Materiais de reduzidas dimensões e com grande porosidade podem secar rapidamente, enquanto materiais com grande volume necessitam de muitas horas (ou várias dias) até atingirem a humidade de equilíbrio.

Realizando várias experiências, para diferentes temperaturas e humidades do ar, obtém-se uma matriz de resultados que pode ser utilizada para determinar uma equação geral que permite obter a quantidade final de água no material em função da temperatura e humidade do ar.

Estas equações podem ser empíricas, semiempíricas ou teóricas.

As equações teóricas são baseadas nas teorias cinéticas de adsorção, mas não são capazes de prever com exatidão os valores da humidade de equilíbrio para um determinado intervalo de temperatura e humidade do ar, surgindo novos modelos empíricos e semiempíricos.

Na tabela 9 são apresentados alguns dos principais modelos apresentados na literatura para materiais orgânicos.

Tabela 9 – Equações para a humidade de equilíbrio

Autor	Equação	Equação	Referência
Oswin	$X_{eq} = (A + BT_a) \left[\frac{1 - HR}{HR} \right]^{-1/C}$	(4.1)	(Lehn & Pinto, 2004)
Henderson	$X_{eq} = \left[\frac{\ln(1 - HR)}{-AT_a} \right]^{1/B}$	(4.2)	(Henderson, 1952) citado em (Hong et al., 2002)
Chung – Pfof	$X_{eq} = \frac{-1}{B} \ln \left[\frac{T_a \ln(HR)}{-A} \right]$	(4.3)	(Chung & Pfof, 1967) citado em (Hong et al., 2002)
Henderson – Thompson	$X_{eq} = \left[\frac{\ln(1 - HR)}{-A(T_a + C)} \right]^{1/B}$	(4.4)	(Thompson et al., 1968) citado em (Arruda, 2008)
Chen – Clayton	$X_{eq} = \frac{-1}{CT_a^D} \ln \left[\frac{\ln(HR)}{-AT_a^B} \right]$	(4.5)	(Chen & Clayton, 1971) citado em (Hong et al., 2002)
Halsey Modificada	$X_{eq} = \left[\frac{-\exp(AT_a + C)}{\ln(HR)} \right]^{1/B}$	(4.6)	(Iglesias & Chirife, 1976) citado em (Hong et al., 2002)
Guggenheim – Anderson – de Boer Modificada	$X_{eq} = A.B \frac{C}{T_a} \frac{HR}{1 - B.HR}$	(4.7)	(Jayas & Mazza, 1993) citado em (Hong et al., 2002)

onde:

X_{eq} é a humidade de equilíbrio do material [kg/kg sólido seco]

T_a é a temperatura do ar [°C]

HR é a humidade relativa do ar [%]

A, B, C, D são constantes de ajuste das equações

De modo a encontrar uma boa equação para a humidade de equilíbrio, devem ser testadas várias equações pois algumas apresentam melhores ajustes para alguns materiais.

Na literatura existem várias equações para a humidade de equilíbrio, pelo que esta deve ser consultada procurando pelo material em estudo (Mujumdar, 2006).

A modelação de uma equação para a humidade de equilíbrio é essencial para determinar as curvas de cinética de secagem, pois a humidade de equilíbrio define a humidade mínima que o material pode atingir para uma dada condição de secagem (Arruda, 2008).

A humidade de equilíbrio do material pode ser atingida por adsorção ou dessorção, e as suas isotérmicas de equilíbrio distinguem-se por um fenómeno de histerese, ainda sem uma explicação conclusiva. Para processos de secagem é utilizada a isotérmica de dessorção (Mujumdar, 2006).

4.3. Cinética de secagem

A cinética de secagem refere-se à taxa à qual o material sólido perde humidade. Este processo de transferência de massa não é constante e diminui à medida que o teor de humidade no sólido decresce.

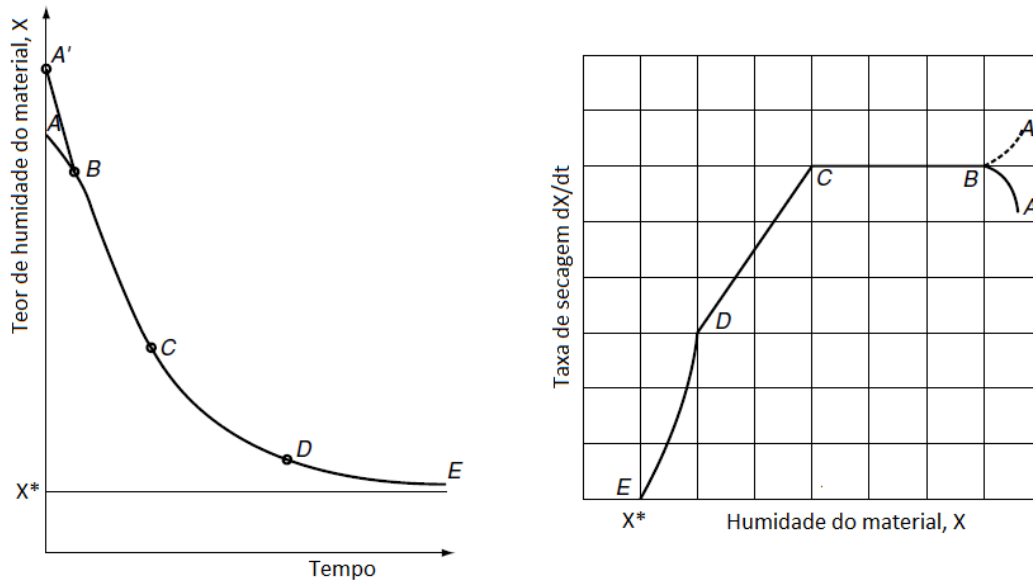


Figura 25 – Gráficos: a) Curva de secagem, b) Curva da taxa de secagem

O processo de secagem ocorre em dois períodos principais, o período de secagem a taxa constante e o de secagem decrescente, sendo que no início se pode considerar a existência de um período inicial curto.

No curto período inicial (A-B) e (A'-B) o ar e o material sólido tendem a entrar em equilíbrio térmico. Os pontos A' e A são diferentes consoante a temperatura do material sólido seja maior ou menor que a temperatura do ar, respetivamente.

Atingido o equilíbrio térmico entre fases, tem início o período de secagem a uma taxa constante (B-C). Nesta fase, a superfície do sólido é mantida saturada de humidade e o mecanismo dominante de transferência é a convecção, estando a taxa de secagem dependente da temperatura, humidade e velocidade do ar. Este período caracteriza-se por ter uma migração da água no interior do material sólido mais rápida que a evaporação da água na superfície do material.

O ponto C representa o ponto de humidade crítica e encerra o período de secagem a taxa constante. Após este ponto a superfície da partícula já não se encontra saturada de humidade, e têm início dois períodos idênticos de taxa de secagem decrescente onde a temperatura da superfície aumenta e a taxa de secagem diminui de forma rápida. O mecanismo principal nesta fase é a migração interna de humidade até à superfície do material.

A secagem prossegue com uma taxa cada vez menor até ser atingida a humidade de equilíbrio do material – ponto E. (Perazzini, 2011)

Na literatura, podem ser encontrados vários mecanismos propostos para descrever a transferência de humidade em produtos capilares porosos (Arruda, 2008):

- 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

Na indústria agroalimentar é comum apresentar as equações de cinética de secagem na seguinte forma:

$$\Phi = f(t, \text{parâmetros do processo}) \quad (4.8)$$

onde Φ é o conteúdo adimensional de humidade dado por:

$$\Phi = \frac{X_t - X_{eq}}{X_{inicial} - X_{eq}} \quad (4.9)$$

onde:

X_t é o teor de humidade do sólido no instante t [kg/kg sólido seco]

X_{eq} é a humidade de equilíbrio do sólido [kg/kg sólido seco]

$X_{inicial}$ é a humidade do sólido antes de iniciar o processo de secagem [kg/kg sólido seco]

A função f é frequentemente obtida de forma teórica através de modelos como o de Lewis (1921) (Mujumdar, 2006):

$$\frac{dX}{dt} = -k_{sec}(X - X_{eq}) \quad (4.10)$$

onde:

X é o teor de humidade do sólido [kg/kg sólido seco]

k_{sec} é a constante de secagem.

Através de integração, a equação anterior resulta em:

$$\Phi = \exp(-k_{sec}t) \quad (4.11)$$

onde t é o tempo de secagem [s].

Uma equação semelhante pode ser obtida através do modelo de difusão de Fick para uma geometria esférica (Mujumdar, 2006):

$$\Phi = \frac{6}{\pi^2} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n^2} \exp\left(-n^2\pi^2 \frac{D_{ef}}{r_p^2} t\right) \quad (4.12)$$

onde:

D_{ef} é a difusividade efetiva [m^2/s]

r_p é o raio da partícula [m].

Truncando a equação anterior, obtém-se:

$$\Phi = \frac{6}{\pi^2} \exp\left(-\pi^2 \frac{D_{ef}}{r_p^2} t\right) = a \exp(-k_{sec}t) \quad (4.13)$$

onde a é uma constante adimensional.

Page (1949) utilizou esta equação e modificou-a de forma empírica, resultando numa equação denominada por equação de Page:

$$\Phi = \exp(-k_{sec}t^n) \quad (4.14)$$

onde n é uma constante adimensional.

Outros modelos são sugeridos na literatura, resultantes de equações semiempíricas para a cinética de secagem baseadas no modelo difusivo teórico com coeficiente de difusão constante (Mujumdar, 2006). Na tabela 10 são apresentados alguns destes modelos:

Tabela 10 – Equações de cinética de secagem

Autor	Equação	Equação	Referência
Modelo de Lewis ou Exponencial	$\Phi = \exp(-k_{sec}t)$ $k_{sec} = A. \exp(-B/T_a)$	(4.15)	(Lewis, 1921) citado em (Mujumdar, 2006)
Modelo de Page	$\Phi = \exp(-k_{sec}t^n)$ $k_{sec} = A. \exp(-B/T_a)$	(4.16)	(Agrawal & Singh, 1977) citado em (Ertekin & Yaldiz, 2004)
Henderson e Henderson	$\Phi = C[\exp(-k_{sec}t) + 1/9 \exp(-9k_{sec}t)]$ $k_{sec} = A. \exp(-B/T_a)$	(4.17)	(Henderson & Henderson, 1968) citado em (Guedes & Faria, 2000)
Overhults	$\Phi = \exp(-k_{sec}t)^n$ $k_{sec} = A. \exp(A + B/T_a)$	(4.18)	(Overhults, 1973) citado em (Guedes & Faria, 2000)
Brooker	$\Phi = C. \exp(-k_{sec}t)$ $k_{sec} = A. \exp(-B/T_a)$	(4.19)	(Brooker & Bakker-Arkema, 1974) citado em (Guedes & Faria, 2000)

onde A, B, C são constantes adimensionais.

A constante de secagem k_{sec} varia com a temperatura de acordo com uma função do tipo Arrhenius. O efeito da velocidade e humidade do ar também podem ser incluídos na equação de cinética de secagem usando para isso algumas constantes adimensionais. O efeito da velocidade é muito utilizado, enquanto o efeito da humidade tem uma utilização rara (Mujumdar, 2006).

As equações de cinética de secagem aproximam o comportamento real dos mecanismos de secagem, no entanto, podem apresentar erros para uma dada gama de valores. Cada curva é intrínseca a um dado material, e não representa o comportamento de um outro material distinto.

Efeito da velocidade do ar na cinética de secagem:

As equações de cinética de secagem apresentadas anteriormente têm uma dependência direta da temperatura do ar. No entanto, também a velocidade do ar deve ser incorporada nestas equações sempre que a velocidade do ar seja maior que zero.

A transferência de massa é análoga à transferência de calor, pelo que quando a velocidade do ar é maior que zero existe transferência convectiva de massa. Ambas as formas estão relacionadas com o mesmo número de Reynolds (Re) enquanto os parâmetros Prandtl (Pr) e Schmidt (Sc) assumem papéis análogos.

Para uma dada geometria, a transferência de massa por convecção pode ser determinada através da transferência de calor de uma forma simples, com a substituição dos números adimensionais de Nusselt (Nu) e Prandtl (Pr) por Sherwood (Sh) e Schmidt (Sc) respetivamente.

Os números de Prandtl e Schmidt são dados por: $Pr = \nu/\alpha$ e $Sc = \nu/D_{ef}$ (Incropera et al., 2008).

O efeito da velocidade na transferência de massa é estudado a partir de uma partícula esférica sujeita a uma corrente de ar com uma determinada velocidade. De modo a simplificar os cálculos de transferência de calor e massa, aproxima-se a geometria de uma partícula de pão a uma gota de água em queda em vez de uma esfera e deste modo, pode utilizar-se a correlação de (Ranz & Marshall, 1952) citado por (Incropera et al., 2008). Assim, para a transferência de calor por convecção temos:

$$Nu = 2 + 0,6Re^{1/2}Pr^{1/3} \quad (4.20)$$

onde:

Nu é o número de Nusselt

Re é o número de Reynolds

Pr é o número de Prandtl.

A aproximação de uma partícula de pão a uma gota de água não é muito correta devido à geometria complexa e grande porosidade desta, todavia é uma aproximação razoável para descrever o efeito da velocidade na transferência de massa.

Na equação anterior, o primeiro e segundo termos da equação representam os fenómenos de transferência de calor por condução e convecção respetivamente. Fazendo uma analogia para a transferência de massa, obtém-se (Incropera et al., 2008):

$$Sh = 2 + 0,6Re^{1/2}Sc^{1/3} \quad (4.21)$$

onde:

Sh é o número de Sherwood

Re é o número de Reynolds

Sc é o número de Schmidt.

O número de Reynolds para uma esfera é obtido através da equação seguinte com os parâmetros estimados à temperatura do ar (Incropera et al., 2008):

$$Re = \frac{\rho_a v_a D_p}{\mu_a} = \frac{v_a D_p}{\nu_a} \quad (4.22)$$

onde:

ρ_a é a densidade do ar [kg/m³]
 v_a é a velocidade do ar [m/s]
 D_p é o diâmetro da partícula [m]
 μ_a é a viscosidade do ar [N.s/m²]
 ν_a é a viscosidade cinemática do ar [m²/s].

O coeficiente de transferência de massa por convecção está relacionado com o número de Sherwood (Sh) através da seguinte equação (Incropera et al., 2008):

$$Sh = \frac{h_{ma}d_p}{D_{ef}} \quad (4.23)$$

onde:

h_{ma} é o coeficiente de convecção mássico [m/s]
 d_p é o diâmetro da partícula [m]
 D_{ef} é a difusividade efetiva [m²/s].

Através das equações (4.21), (4.22) e (4.23), o coeficiente de convecção mássico é:

$$h_{ma} = \frac{D_{ef}}{d_p} \left[2 + 0,6 \left(\frac{v_a d_p}{\nu_a} \right)^{1/2} \left(\frac{v_a}{D_{ef}} \right)^{1/3} \right] \quad (4.24)$$

Na equação anterior pode-se verificar a existência de dois termos independentes, onde um é relativo à transferência de massa por condução e outro que é relativo à transferência de massa por convecção. Neste último termo, a transferência de massa é proporcional à raiz quadrada da velocidade do ar (v_a).

4.4. Propriedades termodinâmicas do pão

O pão utilizado neste trabalho é pão de tipo “UI”, com fabrico artesanal em forno de lenha. Na sua composição tem farinha de trigo tipo 65, fermento, sal e água.



Figura 26 – Aspeto geral do pão do tipo UI

Composição

Desconhecendo a composição química deste tipo de pão, foi retirado da bibliografia uma composição geral para pão normal. Na tabela 11 são apresentados os dados:

Tabela 11 – Composição do pão normal (Adaptado) (Singh & Heldman, 2001)

Pão branco normal	Composição (%)				
	Água	Proteína	Gordura	Hidratos carbono	Outros
Base húmida	35,8	8,7	3,2	50,4	1,9
Base seca	0,0	13,5	5,0	78,5	3,0

Através da composição em base seca, podemos observar a elevada percentagem de hidratos de carbono, que é o seu principal componente energético.

Calor específico

O calor específico do pão é função da composição e temperatura. Para cada componente, o calor específico é dado através dos dados da tabela 12:

Tabela 12 – Calor específico dos diversos componentes do pão (Singh & Heldman, 2001)

	Componente	Função da temperatura do pão	Erro (%)
c_p (kJ/[kg°C])	Proteína	$2,0082 + 1,2089 \times 10^{-3}T - 1,3129 \times 10^{-6}T^2$	5,57
	Gordura	$1,9842 + 1,4733 \times 10^{-3}T - 4,8008 \times 10^{-6}T^2$	1,16
	Hidratos de carbono	$1,5488 + 1,9625 \times 10^{-3}T - 5,9399 \times 10^{-6}T^2$	5,96
	Fibra	$1,8459 + 1,8306 \times 10^{-3}T - 4,6509 \times 10^{-6}T^2$	1,66
	Outro	$1,0926 + 1,8896 \times 10^{-3}T - 3,6817 \times 10^{-6}T^2$	2,47

Através das equações apresentadas na tabela 12, encontramos o calor específico para cada componente do pão através da sua temperatura. Reunindo os calores específicos e através da composição em percentagem, obtém-se o calor específico médio geral para o pão. Esta formulação tem como vantagem permitir uma variação do calor específico em função da temperatura.

Teor de humidade inicial

O pão que é produzido pode ter uma grande variabilidade a nível do teor de humidade inicial dependendo essencialmente do tempo de cozedura. Na prática, o pão antes de entrar no forno tem um grande teor de humidade e com a entrada no forno tem início um processo de secagem que é relativamente lento devido à grande relação volume/área superficial, existindo fenómenos de difusão.

Ao longo do volume do pão é possível encontrar uma grande variação de humidade e pode-se considerar a existência de duas zonas distintas: a còdea que é a parte exterior de cor mais escura e com baixo teor de humidade e o miolo que é a parte interior, com cor mais clara e com elevado teor de humidade.



Figura 27 – Pão cortado onde são visíveis o miolo e a côdea



Figura 28 – Diferença de cor entre côdea à esquerda e miolo à direita

A côdea é uma camada superficial com espessura aproximadamente uniforme, e pode constituir maior ou menor quantidade consoante o tamanho do pão seja menor ou maior respetivamente. Assim, pães grandes têm menor quantidade de côdea e apresentam maior teor de humidade devido à maior proporção de miolo.

Foi feita uma análise ao pão estudado de modo a determinar a quantidade de humidade inicial. Assim, foram usadas quatro amostras de pão produzido em diferentes dias e feita uma análise para as duas zonas distintas do pão.

As amostras utilizadas foram as seguintes:

- Amostra 1 – Pão do próprio dia, produzido poucas horas antes da atividade experimental;
- Amostra 2 – Pão com 6 dias de repouso ao ar ambiente e baixo tempo de cozedura;
- Amostra 3 – Pão com 7 dias de repouso ao ar ambiente, elevado tempo de cozedura e pequenas dimensões;
- Amostra 4 – Pão com 8 dias de repouso ao ar ambiente, baixo tempo de cozedura e presença de fungos (bolor);

As amostras foram recolhidas de cada um destes pães (côdea e miolo), onde foram pesados antes e depois de um processo de secagem em estufa a 120°C durante 10 minutos, para obtenção da massa do substrato sólido seco.

Os resultados obtidos foram os seguintes:

Tabela 13 – Teor de humidade inicial do pão para diferentes amostras e partes do pão

Amostra:	Teor de humidade (%)			
	1	2	3	4
Côdea	26,4	20,1	18,9	28,5
Miolo	97,6	32,2	20,0	31,6

A proporção mássica de côdea e miolo não é linear, variando essencialmente com as dimensões do pão. Assim, a humidade média do pão corresponde a um valor intermédio entre estes dois tipos, com maior proximidade ao miolo que é o constituinte com maior massa no total do pão. Através dos resultados anteriores, e sabendo que o pão que não é vendido tem vários dias de repouso antes de ser seco, podemos assumir com segurança que o pão destinado a queima apresenta um teor de humidade de sensivelmente 27%, ou seja, 270 gramas de água por quilograma de sólido seco.

Este valor irá variar durante o ano devido à grande variação das condições de temperatura e humidade do ar. Em dias muito quentes a quantidade de água perdida de forma natural para o ar pode ser significativa, enquanto em dias de inverno com chuva, o pão pode receber humidade do ar ou mesmo da chuva.

A perda de humidade de forma natural deverá ser explorada, pois o seu custo é nulo. Este processo pode ser acelerado se o pão for moído o mais rápido possível, facilitando a difusão e perda de humidade pois a parte exterior do pão (côdea) forma uma pequena blindagem que dificulta a perda de humidade.

De forma involuntária, o pão irá estar sempre exposto ao ar ambiente durante um grande intervalo de tempo, que corresponde ao intervalo compreendido entre a produção e o processo de secagem após retorno do produto.

Dimensões e massa da amostra

De entre as várias amostras de pão, foram determinadas as seguintes propriedades médias para um pão:

- Massa: 50g
- Dimensão: aproximadamente esférica com 70mm de diâmetro

A densidade média do pão obtida foi 35 kg/m^3 , um valor muito baixo e que reflete a grande porosidade deste tipo de material.

4.5. Metodologia experimental

De modo a determinar as taxas de secagem, a massa de uma amostra colocada numa estufa deve ser medida em função do tempo, para temperatura, humidade e velocidade do ar constantes. Esta amostra não deverá ser muito inferior ao tamanho das partículas do produto a secar, e o posicionamento das partículas deverá ser aproximado das condições reais encontradas no processo industrial (Mujumdar, 2006).

Cada experiência realizada serviu para determinar a humidade de equilíbrio e a cinética de secagem, sendo os resultados colocados numa tabela e posteriormente analisados.

Procedimento experimental

De modo a determinar a humidade de equilíbrio e a cinética de secagem do pão moído, utilizou-se uma estufa com capacidade de 36 litros da marca "Selecta", uma balança digital com capacidade de medida de 0,001g e capacidade de 500 gramas, um analisador da qualidade do ar da marca Testo modelo 435, um cronómetro, e uma estrutura auxiliar para apoio do pão no interior da estufa com ligação à balança colocada no exterior.



Figura 29 – Estufa de secagem com a amostra colocada sobre a estrutura de ligação à balança no exterior

1. Amostra de pão e pesagem:

A amostra de pão foi recolhida de forma aleatória de um recipiente com várias partículas de pão moído. As partículas recolhidas foram colocadas no cesto em rede de ligação à balança, com o cuidado de apresentarem um espaçamento entre elas. As amostras médias de pão rondaram os 2 a 3 gramas de pão moído em cada ensaio.

Importa referir que se tentou utilizar uma massa da amostra o mais elevada possível para deste modo reduzir o erro.

Neste ponto iniciaram-se as pesagens, primeiro do cesto apenas e depois do cesto mais o pão moído.

2. Colocação da amostra na estufa:

Após a pesagem, cada amostra era introduzida no interior da estufa de secagem sobre a estrutura metálica de ligação à balança. Antes da introdução da amostra, a estufa estava já previamente na temperatura desejada e a balança ligada. A colocação foi feita de forma rápida para não haver uma grande variação na temperatura do ar da estufa.

3. Pesagem da amostra ao longo do processo de secagem:

Logo após a entrada da amostra na estufa foi anotada a massa total que correspondia ao sistema de apoio metálico mais a amostra. O registo da massa era feito a cada 30 segundos, e anotado numa tabela do software *Excel*[®], até se verificar que a variação de massa era nula durante um intervalo de tempo de aproximadamente 5 minutos.

4. Determinação da massa da amostra seca:
Atingida a humidade de equilíbrio através da ausência de variação da massa da amostra, colocou-se a estufa a uma temperatura de sensivelmente 120°C durante aproximadamente 10 minutos, com o objetivo de secar por completo a amostra e deste modo obter a massa da amostra seca.
5. Registo das condições do ar na estufa
Após a secagem do material, abriu-se a estufa lentamente e de forma ligeira com o objetivo de medir a temperatura e humidade relativa do ar através do medidor da qualidade do ar Testo 435. Este registo era complementado com o valor indicado pelo termómetro da própria estufa.
6. Pesagem do sistema auxiliar
Terminada a atividade, era medida a massa do sistema auxiliar de apoio e cesto da amostra.

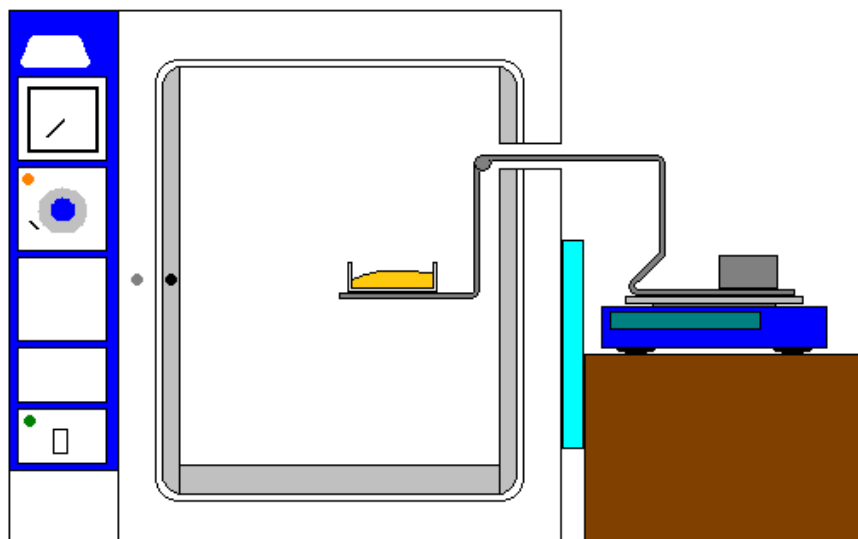


Figura 30 – Representação esquemática da experiência de secagem com estufa, balança, amostra e sistema auxiliar

A massa da amostra de pão moído era obtida ao longo do tempo através da subtração das massas do cesto de suporte do pão e sistema de apoio. Este procedimento foi automaticamente realizado em software *Excel*[®], fornecendo a evolução da massa real da amostra ao longo do tempo.

Através dos valores da evolução da massa da amostra ao longo do tempo foi possível determinar os valores de humidade do pão, conteúdo adimensional de humidade e variação da massa em ordem ao tempo como se demonstra de forma esquemática na tabela 14:

Tabela 14 – Descrição do procedimento efetuado para o cálculo da taxa de secagem

Massa do pão		Teor de humidade	Adimensional de humidade	Varição da massa em ordem ao tempo
(kg)		(kg/kg sólido seco)	-	(kg/s)
$m_{p\tilde{a}o}$		X	Φ	$\partial m_{p\tilde{a}o} / \partial t$
m_1	$m_{p\tilde{a}o}(t = 0s)$	$X_1 = \frac{m_1 - m_{seca}}{m_{seca}}$	$\Phi_1 = 1$	-
m_2	$m_{p\tilde{a}o}(t = 30s)$	$X_2 = \frac{m_2 - m_{seca}}{m_{seca}}$	$\Phi_2 = \frac{X_2 - X_{eq}}{X_1 - X_{eq}}$	$\left. \frac{\partial m}{\partial t} \right _1 = \frac{(m_2 - m_1)}{30}$
...
m_{eq}	$m_{p\tilde{a}o}(equilíbrio)$	$X_{eq} = \frac{m_{eq} - m_{seca}}{m_{seca}}$	$\Phi_{eq} = 0$	$\left. \frac{\partial m}{\partial t} \right _{eq} = 0$
m_{seca}	$m_{p\tilde{a}o}(seco)$	$X_{seca} = 0$	-	-

Dado o intervalo de 30 segundos entre medições, é necessário dividir a variação de massa por este valor como pode ser observado na tabela 14.

Limitações e problemas do processo de secagem

As experiências de cinética de secagem e determinação da humidade de equilíbrio requerem meios específicos e precisos.

Para a determinação da curva de humidade de equilíbrio é necessária uma estufa com controlo de temperatura e humidade do ar, de modo a manter estes parâmetros estáveis e ser possível ainda obter uma ampla faixa de humidade absoluta.

Para a cinética de secagem é necessário um túnel de secagem onde seja possível manter os valores de temperatura e velocidade do ar, ao mesmo tempo que são realizadas medições da massa da amostra.

As limitações encontradas na atividade laboratorial encontram-se listadas em seguida:

1. Densidade do pão
A densidade do pão utilizado é muito baixa – aproximadamente 35 kg/m^3 , o que limitou a massa da amostra e deste modo fez aumentar o erro.
2. Medição da temperatura e humidade na estufa de secagem
A medição da temperatura e humidade no interior da estufa foi realizada com um medidor da qualidade do ar – *Testo 435*. Este instrumento apresenta uma grande exatidão para a temperatura e humidade, no entanto, está limitado a uma temperatura máxima do ar de 50°C . Esta limitação impediu o registo da humidade do ar para elevadas temperaturas.

Outra limitação apresentada por este instrumento foi a sua elevada constante de tempo, necessitando de vários minutos para registar temperaturas altas, o que não era aceitável devido à perda de calor da estufa pela porta aberta. A solução encontrada foi colocar o instrumento num ambiente de 50°C aproximadamente e medir os parâmetros logo de seguida, conseguindo deste modo bons resultados.

3. Humidificação na estufa de secagem

A estufa utilizada não permite a humidificação, pelo que não foi possível obter valores de humidade de equilíbrio para humidades absolutas do ar superiores à do ar ambiente.

Uma tentativa de ultrapassar este problema foi através da colocação de um pequeno reservatório com água, com o objetivo de humidificar o ambiente interior. Este procedimento não resolveu o problema, pois no final das experiências a humidade absoluta do ar não era superior à humidade absoluta do ar ambiente, levando a concluir que existe alguma renovação de ar na câmara.

4. Túnel de ventilação

A curva de cinética de secagem deverá ter a influência da velocidade do ar, e assim os ensaios devem ser realizados num túnel que permita ter uma ventilação uniforme até uma velocidade de sensivelmente 4 m/s.

O túnel disponível para a realização destes ensaios permite uma velocidade do ar próxima dos 2m/s, um valor baixo mas que permite ganhar uma boa perceção do efeito deste mecanismo no processo de secagem.

O problema encontrado no túnel de ventilação foi a medição da massa da amostra, não devido à balança (célula de carga), mas sim devido à elevada influência da força de arrasto provocada pelo escoamento do ar e baixa massa da amostra na medição impossibilitando assim a sua utilização para os ensaios experimentais.

4.6. Resultados experimentais

Devido à extensão dos resultados, em seguida são apresentados apenas alguns valores de uma das atividades realizadas, neste caso para uma temperatura do ar de 37,7°C e humidade relativa de 11,7%. Outros resultados são colocados em anexo no Apêndice.

Tabela 15 – Registo dos dados obtidos durante um dos ensaios efetuados

Tempo (s)	Massa registada (g)	Massa real (g)
0	413,742	2,730
30	413,729	2,717
...
2400	413,265	2,253
2430	413,263	2,251
Massa seca (g):		2,150

Através dos resultados obtidos e apresentados na tabela 15 é possível desenvolver e obter as equações para a humidade de equilíbrio e cinética de secagem como é demonstrado nos capítulos seguintes.

Com estes resultados consegue-se obter, por esta ordem: teor de humidade (kg/kg sólido seco), conteúdo adimensional de humidade (Φ), variação da massa ($\partial m/\partial t$), variação de humidade ($\partial X/\partial t$) e constante de secagem (k_{sec}).

Para a experiência considerada, os gráficos obtidos são:

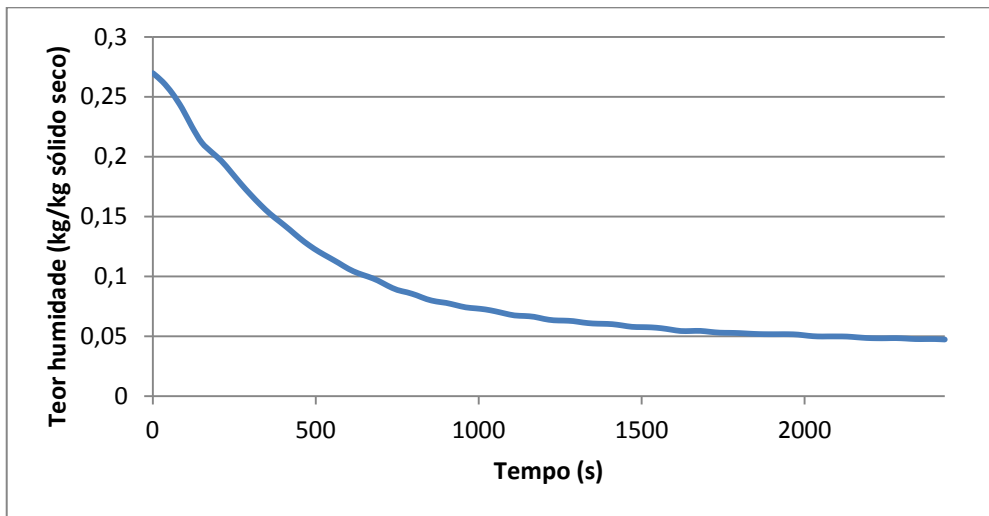


Figura 31 – Teor de humidade do pão moído durante a secagem

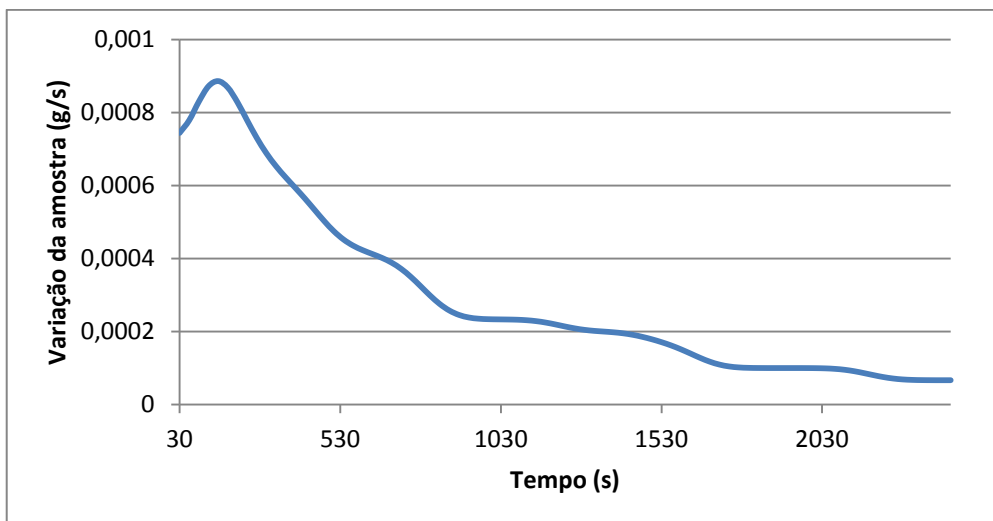


Figura 32 – Variação da massa da amostra em ordem ao tempo

Através dos resultados apresentados nos dois gráficos anteriores podemos observar que a taxa de perda de humidade decresce de forma exponencial ao longo do tempo, tal como era esperado. Outro ponto importante pode ser observado na figura 32 onde a variação da massa da amostra, ou seja, a perda de humidade, é máxima para um ponto colocado a sensivelmente 150 segundos e não no início. Este fenómeno deve-se à transferência de calor do ar para o pão moído que atrasa o processo de secagem enquanto não for atingido o equilíbrio térmico entre as fases.

Nas figuras 33, 34 e 35 são apresentados os resultados obtidos para um intervalo abrangente de temperaturas.

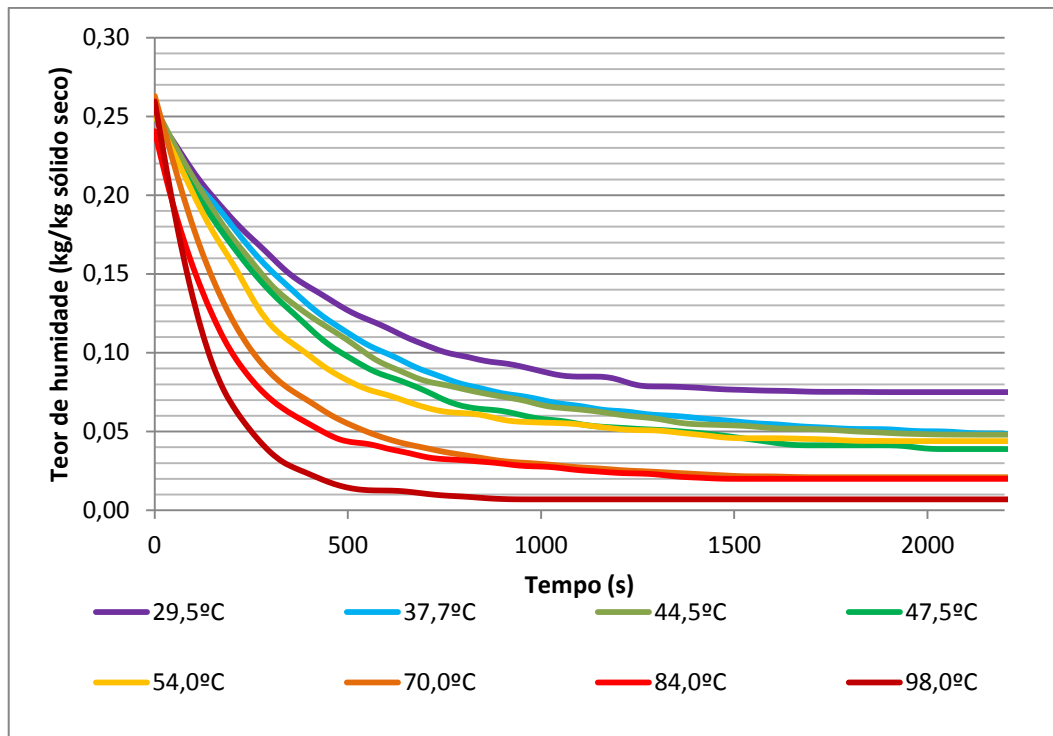


Figura 33 – Teor de humidade do sólido em função do tempo

Na figura 33, os valores da humidade do pão foram truncadas até um valor próximo dos 25g/kg de sólido seco, de modo a aproximar as curvas, pois a humidade inicial de cada amostra não é igual e em algumas situações a variação é elevada.

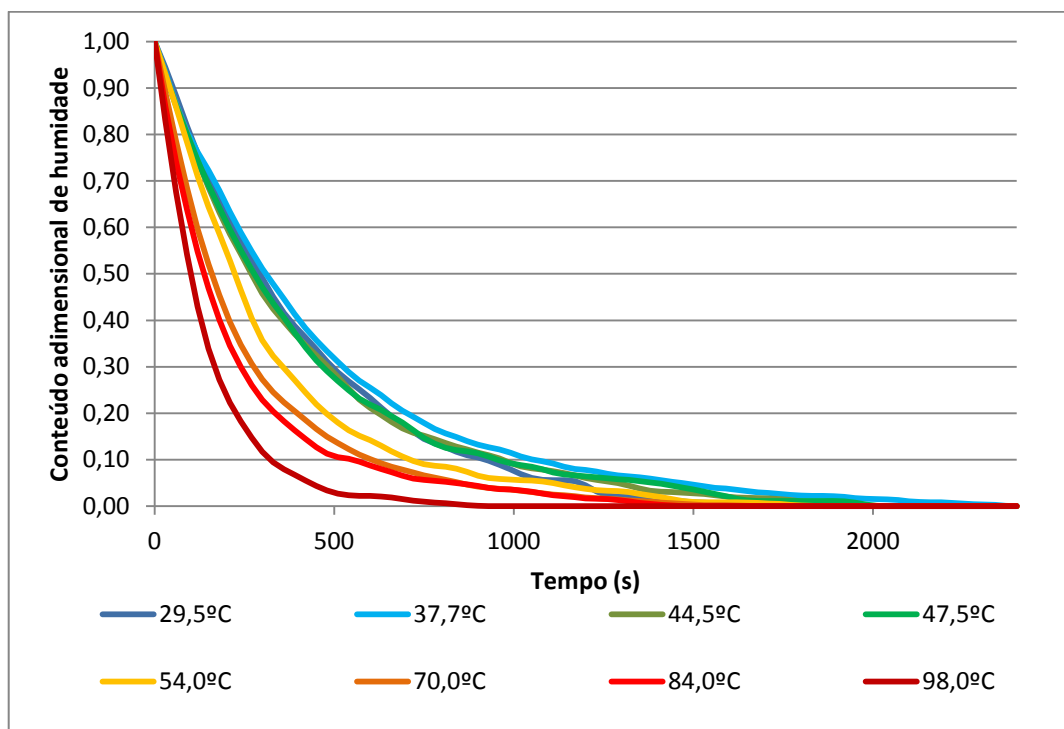


Figura 34 – Conteúdo adimensional de humidade do sólido em função do tempo

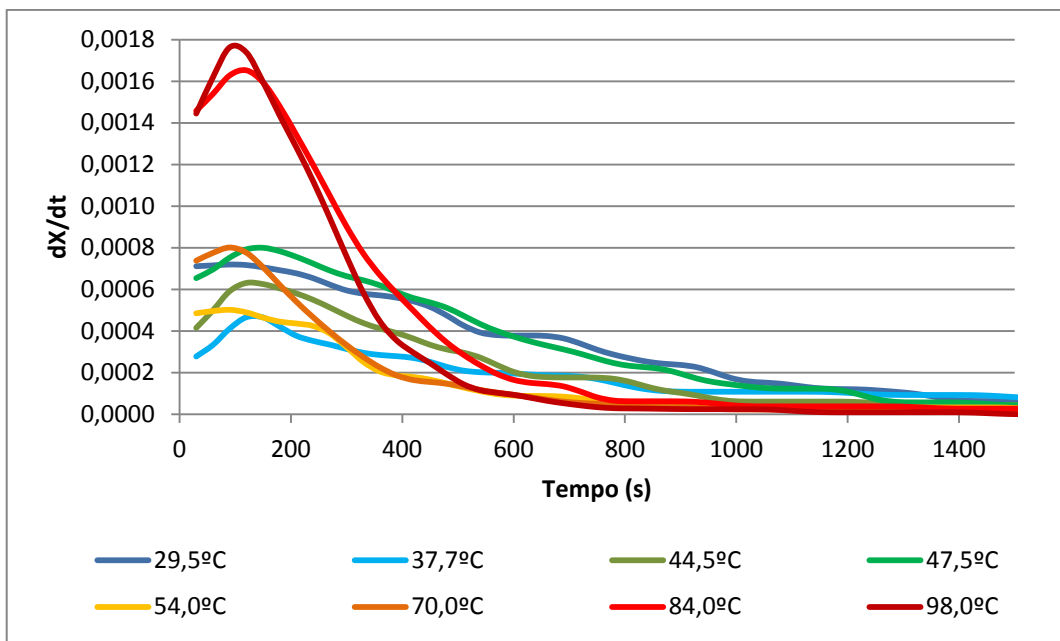


Figura 35 – Variação da humidade ao longo do processo de secagem

Os gráficos anteriores permitem observar o efeito da temperatura no processo de secagem. Como seria de esperar, quanto maior é a temperatura mais rápido é o processo de secagem e maior é a variação da massa da amostra numa fase inicial.

4.7. Curvas de humidade de equilíbrio

A humidade de equilíbrio é obtida através da seguinte equação:

$$X_{eq} = \frac{m_{eq} - m_{seca}}{m_{seca}} \times 100 \tag{4.25}$$

onde:

- X_{eq} é a humidade de equilíbrio do material [kg/kg sólido seco]
- m_{eq} é a massa da amostra nas condições de equilíbrio [kg]
- m_{seca} é a massa seca da amostra [kg].

Na tabela 16 são indicadas as humidades de equilíbrio do pão moído para uma determinada temperatura e humidade relativa do ar.

Tabela 16 – Valores da humidade de equilíbrio em função da temperatura e humidade do ar

Experiência	Temperatura do ar [°C]	Humidade relativa do ar [%]	Humidade de equilíbrio [%]
5	29,5	19,6	7,32
6	48,7	7,3	6,35
7	98,0	-	0,51
8	84,0	-	2,03
9	47,5	9,7	3,84
10	48,7	10,5	3,59
11	44,5	9,7	4,77
12	55,1	6,3	2,95
13	37,7	11,7	4,72
14	70,0	-	1,96
15	54,0	-	3,03
16	54,7	8,2	3,26

Na tabela 16, os valores apresentados a vermelho indicam que não foi possível fazer a medição das condições do ar com o analisador da qualidade do ar – Testo 435, assim o valor da temperatura é o fornecido pelo termómetro da estufa (com maior erro) e o valor da humidade absoluta não é possível de determinar.

Esta ausência de valores para temperaturas altas deve-se ao limite de ação do medidor de qualidade do ar utilizado, que apenas suporta temperaturas até 50°C.

Os valores obtidos em geral estão de acordo com os resultados esperados. Assim, à medida que a temperatura do ar aumenta e a humidade relativa baixa, a humidade de equilíbrio tende a ser menor.

Alguns resultados não apresentam coerência. Por exemplo, as experiências 6 e 10 apresentam a mesma temperatura e a humidade de equilíbrio é menor na experiência 10 que tem maior humidade relativa. Este resultado é incoerente e pode ter como origem erros de instrumentação mas também pode estar relacionado com a qualidade da amostra.

Apesar de o intervalo de temperaturas ser abrangente, o intervalo de humidade relativa é bastante limitado e está muito próximo dos valores da humidade absoluta do ar ambiente durante a experiência: 6 g/kg de ar seco.

Verificado este aspeto, reuniu-se um intervalo de temperaturas para as quais não foi possível obter valores de humidade relativa, e considerou-se um valor tal que a humidade absoluta estivesse perto dos 6 g/kg de ar seco. Os resultados são apresentados na tabela 17:

Tabela 17 – Valores da humidade de equilíbrio em função da temperatura e humidade do ar considerados

Ponto	Temperatura do ar [°C]	Humidade relativa do ar [%]	Humidade de equilíbrio [%]
1	29,5	19,6	7,32
2	37,7	11,7	4,72
3	44,5	9,7	4,77
4	47,5	9,7	3,84
5	48,7	10,5	3,59
6	55,1	6,3	2,95
7	70,0	3,1 *	1,96
8	84,0	1,8 *	2,03
9	98,0	1,1 *	0,51

Os valores de humidade relativa do ar apresentados com asterisco representam valores que não foram medidos e são apenas uma estimativa.

Os resultados obtidos não permitem a criação de uma equação fiável para a humidade de equilíbrio, muito por culpa da ausência de resultados experimentais para elevados valores da humidade do ar. Assim, a equação a criar será sempre uma extrapolação para permitir uma abrangência dentro de um intervalo de humidade do ar compreendida entre 0 e perto de 100%.

A criação da equação para a humidade de equilíbrio teve como ponto de partida uma equação encontrada na bibliografia para a secagem de fertilizante superfosfato simples granulado. Para este material, o autor utilizou a equação de Halsey modificada (Arruda, 2008):

$$X_{eq} = \left[\frac{-\exp(-0,045T_a - 2,08)}{\ln(HR)} \right]^{1/1,435} \quad (4.26)$$

onde:

X_{eq} é a humidade de equilíbrio do material sólido [kg/kg sólido seco]

T_a é a temperatura absoluta do ar [K]

HR é a humidade relativa do ar

Com esta equação criou-se uma matriz de resultados para um intervalo de temperatura compreendido entre 302,5 e 371 Kelvin (29,5 e 98°C) e para um intervalo de humidade relativa compreendido entre 0,01 e 0,2 (1 e 20%). Os limites destes intervalos correspondem a pontos determinados experimentalmente.

Com as curvas representadas (para o fertilizante), sobrepuseram-se os pontos obtidos experimentalmente e ajustaram-se os parâmetros A , B e C da equação de Halsey modificada, de modo a aproximar da melhor formas as curvas do modelo aos pontos de humidade de equilíbrio do pão moído. Os parâmetros que melhor representaram os pontos obtidos foram:

- $A = -0,028$
- $B = 1,27$
- $C = -1,98$

O procedimento descrito anteriormente é apresentado na figura 36:

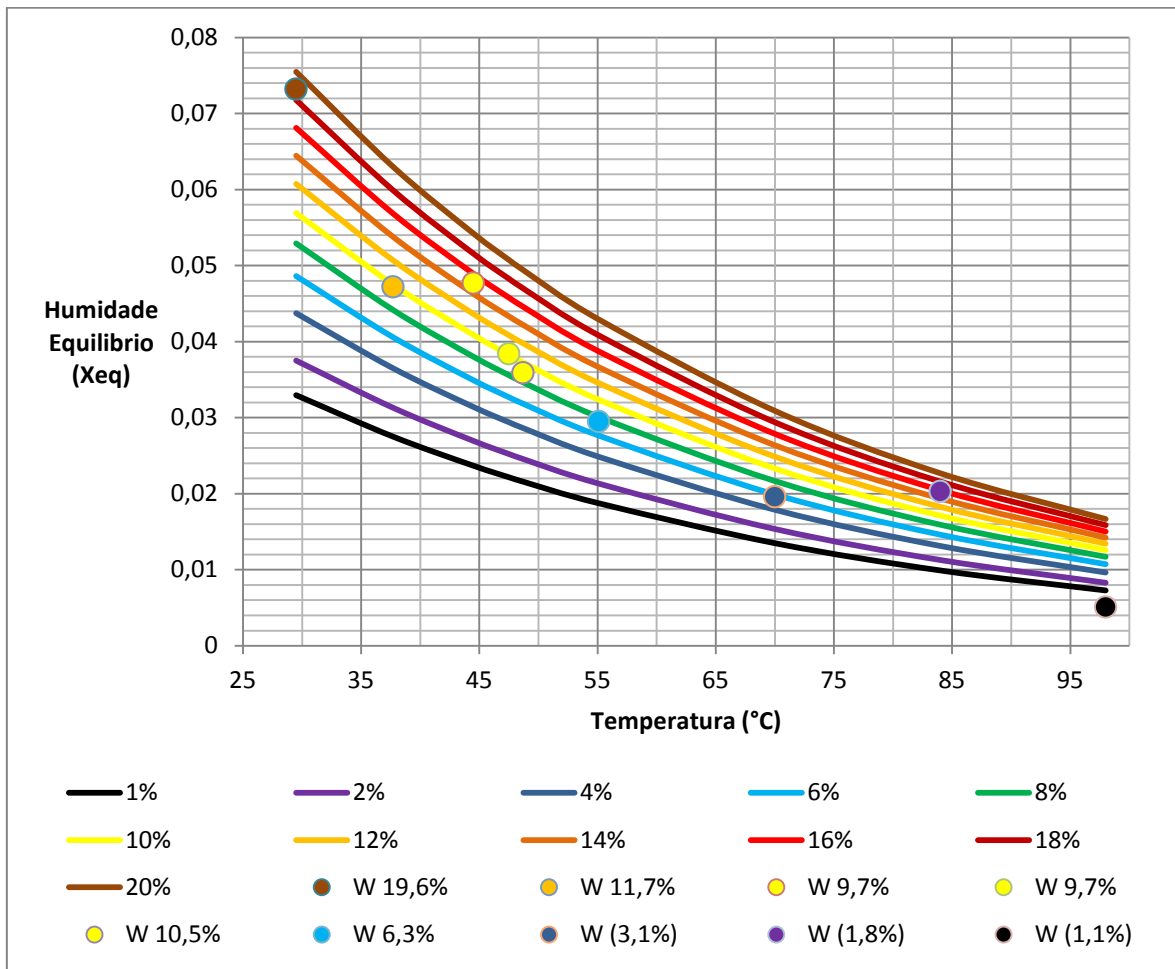


Figura 36 – Pontos reais e linhas de aproximação para a humidade de equilíbrio do pão moído

A introdução dos parâmetros obtidos na equação de Halsey modificada resulta na seguinte equação:

$$X_{eq} = \left[\frac{-\exp(-0,028T_a - 1,98)}{\ln(HR)} \right]^{1/1,27} \quad (4.27)$$

Usando a equação anterior para um intervalo de temperaturas compreendido entre 30 e 100°C e um intervalo de humidade relativa do ar compreendido entre 0,01 e 0,9 (1 e 90%), temos o resultado na figura 37.

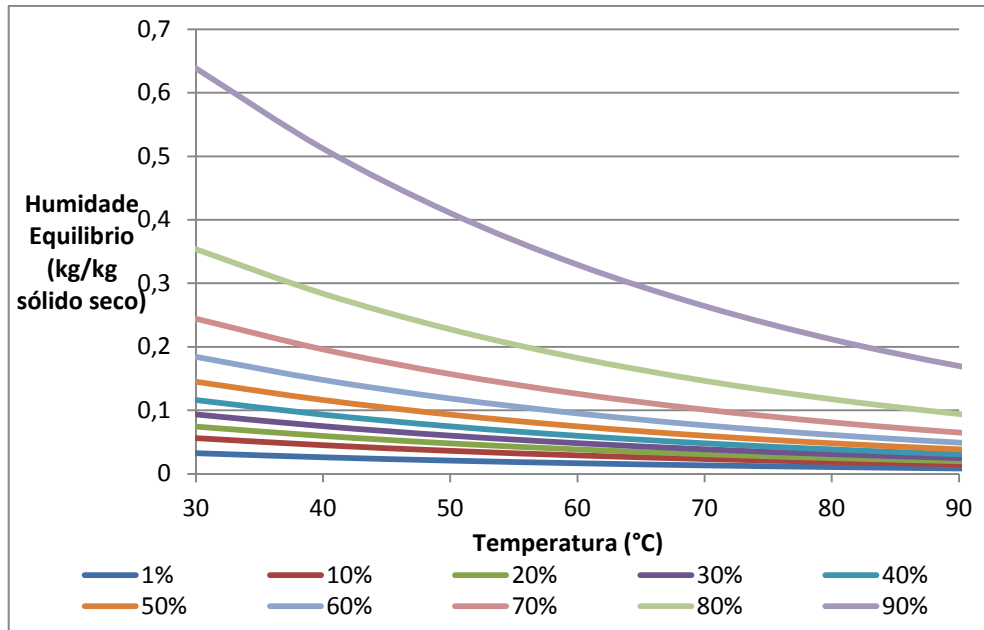


Figura 37 – Curvas estimadas para a humidade de equilíbrio do pão moído em função da temperatura do ar

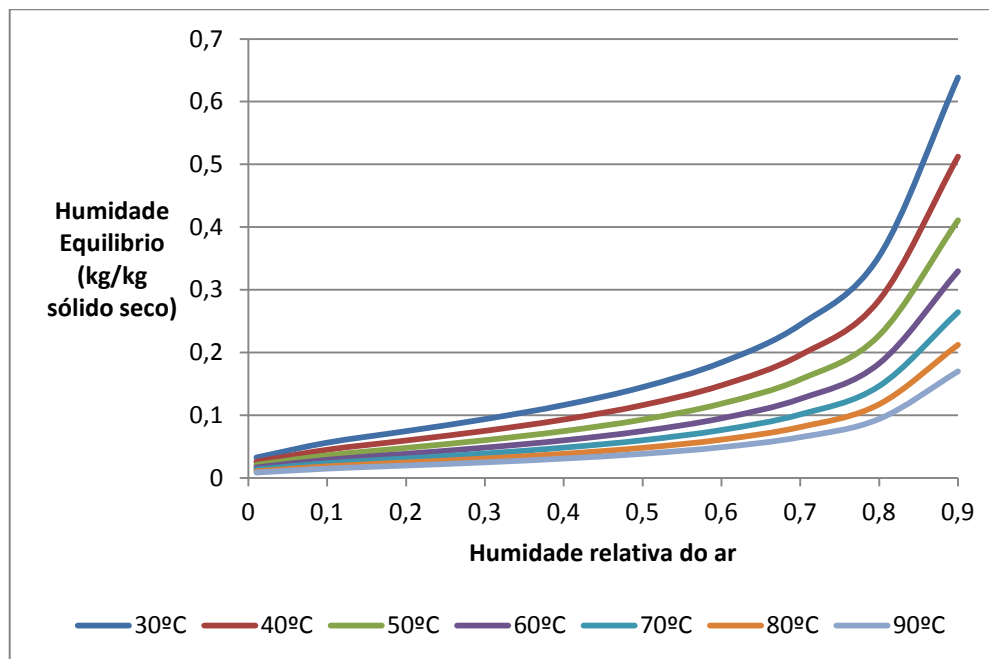


Figura 38 – Curvas estimadas para a humidade de equilíbrio do pão moído em função da humidade do ar

A aproximação descrita anteriormente representa uma extrapolação, de modo a considerar valores da humidade relativa superiores a 20%. O intervalo extrapolado é considerável e representa a maior parte da curva de humidade de equilíbrio.

4.8. Curvas de cinética de secagem

A determinação da curva de cinética de secagem foi realizada usando o modelo de Lewis mencionado anteriormente na secção 4.3 . A equação proposta é apresentada de seguida com a introdução de um sinal negativo visto que a variação de humidade ao longo do tempo é negativa (material sólido perde humidade):

$$\frac{\partial X}{\partial t} = -k_{sec}(X - X_{eq}) \quad (4.28)$$

A constante de secagem (k_{sec}) é dada por:

$$k_{sec} = -\frac{\partial X/\partial t}{(X - X_{eq})} \quad (4.29)$$

A variação de humidade do sólido em base seca, relaciona-se com a variação da massa de sólido em ordem ao tempo através da seguinte igualdade:

$$\frac{\partial m_s}{\partial t} = \frac{\partial(m_{s,sec} + m_{s,h})}{\partial t} = \frac{\partial m_{s,h}}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{m_{s,h}}{m_{s,sec}} m_{s,sec} \right) = m_{s,sec} \frac{\partial X}{\partial t}$$

resultando em:

$$\frac{\partial m_s}{\partial t} = m_{s,sec} \frac{\partial X}{\partial t} \quad (4.30)$$

Introduzindo a equação anterior (4.30) em (4.29), temos:

$$k_{sec} = -\frac{\partial m_s/\partial t}{m_{s,sec}(X - X_{eq})} \quad (4.31)$$

A constante de secagem (k_{sec}) representa um valor médio determinado para cada temperatura.

Tabela 18 – Procedimento para a obtenção da constante de secagem (k) para cada instante

Massa do pão	Teor de humidade	Variação da massa em ordem ao tempo	Constante de secagem
(kg) $m_{pão}$	(kg/kg sólido seco) X	(kg/s) $\partial m_{pão}/\partial t$	(1/s) k_{sec}
$m_1 = m_{pão} _{t=0s}$	$X_1 = \frac{m_1 - m_{seca}}{m_{seca}}$	-	-
$m_2 = m_{pão} _{t=30s}$	$X_2 = \frac{m_2 - m_{seca}}{m_{seca}}$	$\frac{\partial m}{\partial t} _1 = \frac{(m_2 - m_1)}{30}$	$k_1 = -\frac{\frac{\partial m}{\partial t} _1}{m_{seca}(X_2 - X_{eq})}$
...
$m_{eq} = m_{pão} _{t=eq}$	$X_{eq} = \frac{m_{eq} - m_{seca}}{m_{seca}}$	$\frac{\partial m}{\partial t} _{eq} = 0$	$k_{eq} = 0$
$m_{seca} = m_{pão} _{seco}$	$X_{seca} = 0$	-	-

Amortização dos valores

Devido aos erros obtidos pela balança durante a medição, nomeadamente na 3ª casa decimal, foi necessário trabalhar os valores obtidos de forma a suavizar as curvas de variação de massa.

O procedimento realizado foi o seguinte:

$$\left. \frac{\partial m}{\partial t} \right|_{t=n} = 0,25 \left. \frac{\partial m}{\partial t} \right|_{t=n-1} + 0,50 \left. \frac{\partial m}{\partial t} \right|_n + 0,25 \left. \frac{\partial m}{\partial t} \right|_{t=n+1} \quad (4.32)$$

Este procedimento foi utilizado por duas vezes resultando numa suavização considerável. O resultado pode ser observado na imagem seguinte, onde está um intervalo do gráfico de variação da massa em ordem ao tempo:

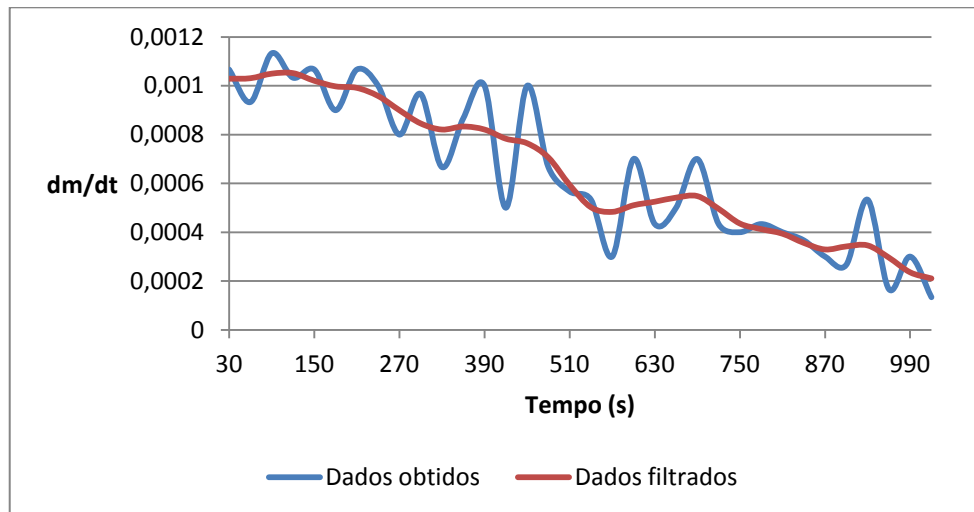


Figura 39 – Efeito da filtragem dos dados para a variação da massa em ordem ao tempo

Determinação da constante de secagem

Para cada temperatura do ar foi encontrado um valor médio para a constante de secagem. A coluna de valores de onde foi retirada a média está compreendida entre o momento inicial de secagem e o ponto onde é atingida a humidade mínima. Para este último ponto, a variação de humidade é infinitamente pequena e valores irreais podem ser encontrados e prejudicarem a média final.

Estes valores encontram-se na tabela 19:

Tabela 19 – Valor da constante de secagem em função da temperatura do ar

Temperatura (°C)	29,5	37,7	44,5	47,5	54,0	70,0	84,0	98,0
$k_{sec} \cdot 10^3 \text{ (s}^{-1}\text{)}$	2,571	2,715	2,757	3,055	3,411	3,291	5,086	6,902

Na tabela 19 é possível observar uma tendência de aumento da constante de secagem com o aumento da temperatura, tal como esperado.

A constante de secagem pode ser representada através de uma correlação do tipo Arrhenius:

$$k_{sec} = k_0 \exp\left(-\frac{E_a}{R_c T_a}\right) \quad (4.33)$$

onde:

k_0 é uma constante

E_a é a energia de ativação [kJ/kmol]

R_c é a constante universal dos gases [kJ/kmol.K]
 T_a é a temperatura do ar [K].

Linearizando a equação anterior, obtém-se:

$$\ln(k_{sec}) = \ln(k_0) - \frac{E_a}{R_c} \frac{1}{T_a} \quad (4.34)$$

Deste modo pode-se obter uma regressão linear e obter as constantes m e b para uma equação do tipo $y = b - mx$.

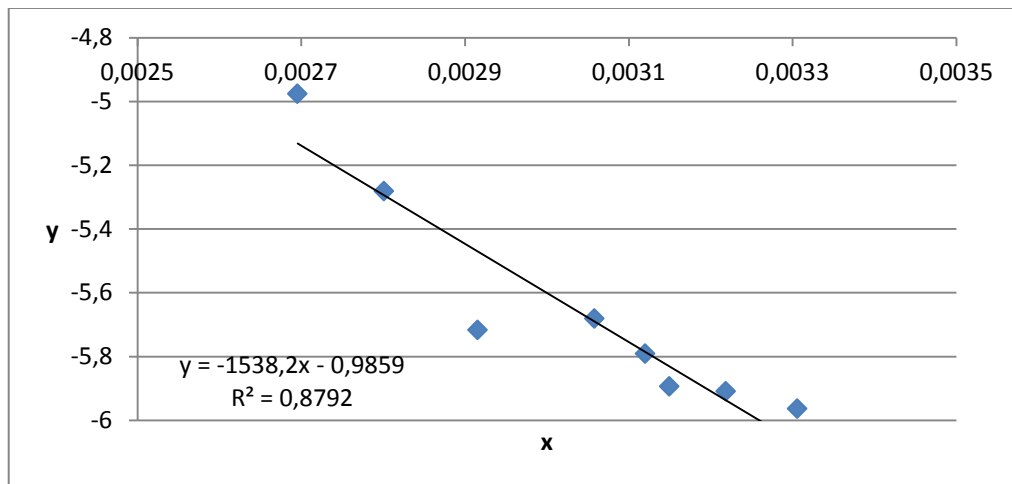


Figura 40 – Regressão linear para os valores da constante de secagem

Os dados obtidos para a regressão linear são:

- $b = -0,8792$
- $m = -1538,2$
- $R^2 = 0,8792$

$$y = -0,8792 - 1538,2x \quad (4.35)$$

Os termos da equação (4.33) podem então ser encontrados:

$$b = \ln(k_0) = -0,8792 \leftrightarrow k_0 = 0,4151$$

$$m = -\frac{E_a}{R_c} = -1538,2 \leftrightarrow E_a = 1538,2R_c \leftrightarrow E_a = 12788,59$$

A constante de secagem para o pão moído toma a forma final:

$$k_{sec} = 0,4151 \exp\left(\frac{-1538,2}{T_a + 273}\right) \quad (4.36)$$

onde T_a é a temperatura do ar [°C].

Efeito da velocidade do ar na secagem

Devido à ausência de resultados de secagem sob o efeito de escoamento do ar, optou-se por aproveitar fundamentos teóricos para deduzir um modelo onde fosse possível colocar o parâmetro velocidade do ar. Para isto, utilizou-se a equação (4.24) e separou-se em duas partes: a componente de transferência de massa por difusão e a componente de transferência de massa por convecção. Estas duas componentes são isoladas em seguida, e podem-se denominar de coeficientes de transferência de massa estático e dinâmico:

$$h_{ma,estático} = 2D_{ef}/d_p \quad (4.37)$$

onde:

$h_{ma,estático}$ é o coeficiente de convecção mássico estático (ar parado) [m²/s]
 D_{ef} é a difusividade efetiva [m²/s]
 d_p é o diâmetro da partícula [m].

$$h_{ma,dinâmico} = 0,6 \frac{D_{ef}}{d_p} \left(\frac{v_a d_p}{\nu_a} \right)^{1/2} \left(\frac{\nu_a}{D_{ef}} \right)^{1/3} \quad (4.38)$$

onde:

$h_{ma,dinâmico}$ é o coeficiente de convecção mássico dinâmico (com velocidade do ar) [m²/s]

v_a é a velocidade do ar [m/s]

ν_a é a viscosidade cinemática do ar [m²/s].

A transferência de massa em regime estático é representada pela constante de secagem k_{sec} determinada anteriormente, pois foi obtida através de experiências realizadas em ambiente estático. Assim, podemos relacionar:

$$k_{sec} = h_{ma,estático} = 2D_{ef}/d_p \quad (4.39)$$

De modo a determinar o efeito da velocidade na transferência de massa é necessário conhecer o valor da difusividade efetiva (D_{ef}), o qual pode ser obtido através da igualdade anterior:

$$D_{ef} = k_{sec} d_p / 2 \quad (4.40)$$

Deste modo, a transferência de massa global é dada por:

$$k_{sec,Global} = k_{sec} \left[1 + 0,3 \left(\frac{v_a d_p}{\nu_a} \right)^{1/2} \left(\frac{2\nu_a}{k_{sec} d_p} \right)^{1/3} \right] \quad (4.41)$$

A qual varia com a raiz quadrada da velocidade do ar (v_a).

5. Simulação numérica do processo de secagem

5.1. Introdução

A simulação numérica do processo de secagem permite obter o perfil de temperaturas e humidades ao longo do comprimento do secador, e ainda obter outros valores importantes como o custo energético da secagem.

A análise dos resultados permite concluir quais os melhores parâmetros geométricos e térmicos para a construção e operação do secador, que permitam uma boa eficiência, e acima de tudo o menor custo monetário possível.

Em seguida serão apresentados e discutidos os resultados de algumas simulações.

5.2. Análise paramétrica

De modo a iniciar as simulações, começou-se por analisar um caso simples e normal, considerando como ponto de partida os dados apresentados na secção 3.1 .

Simulação 1

Objetivo: Estudar um caso geral simples utilizando os parâmetros anteriormente referidos como ponto de partida.

Dados de entrada:

Tabela 20 – Dados de entrada para a simulação 1

	Temperatura [°C]	Humidade [kg/kg]	Caudal mássico [kg/s]
Ar	70	0,006	0,500
Sólido	25	0,300	0,035

Diâmetro [m]	0,5	Comprimento [m]	5
Nº suspensores	6	Tipo suspensor	Ângulo reto
Inclinação [°]	1,5	Rotação [rpm]	4
Temperatura ar [°C]	25	Recirculação ar [%]	0

Os resultados da simulação são os seguintes:

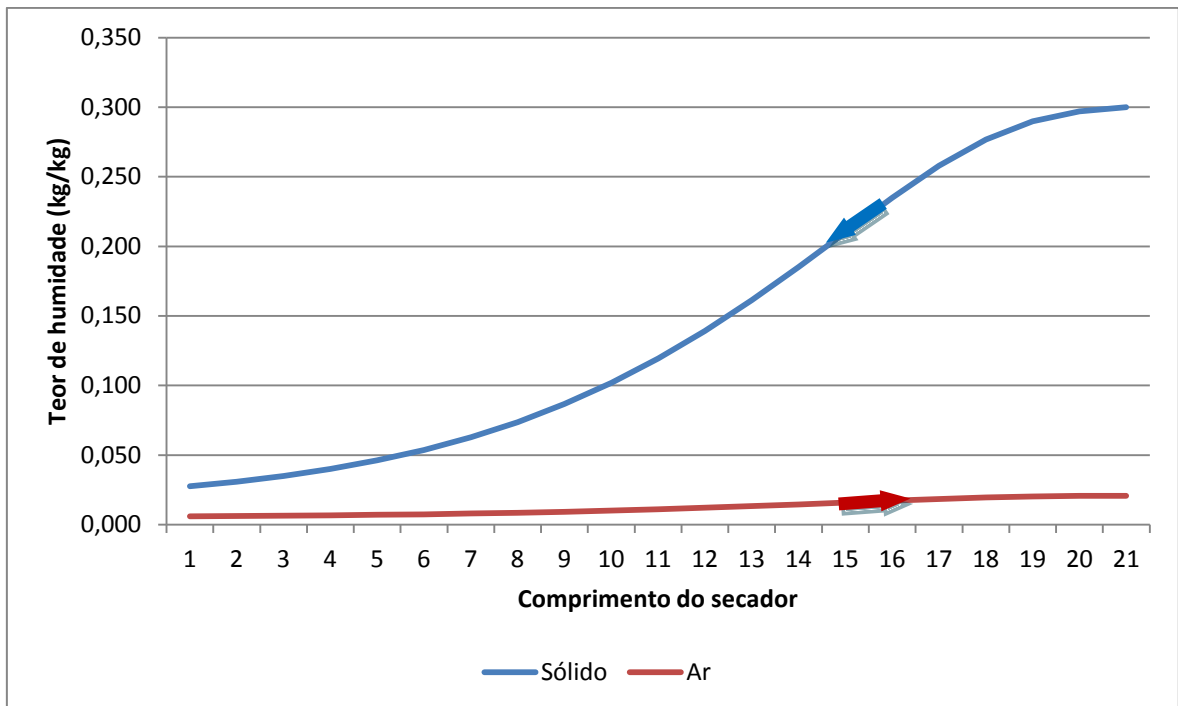


Figura 41 – Teor de humidade do ar e do sólido ao longo do comprimento do secador

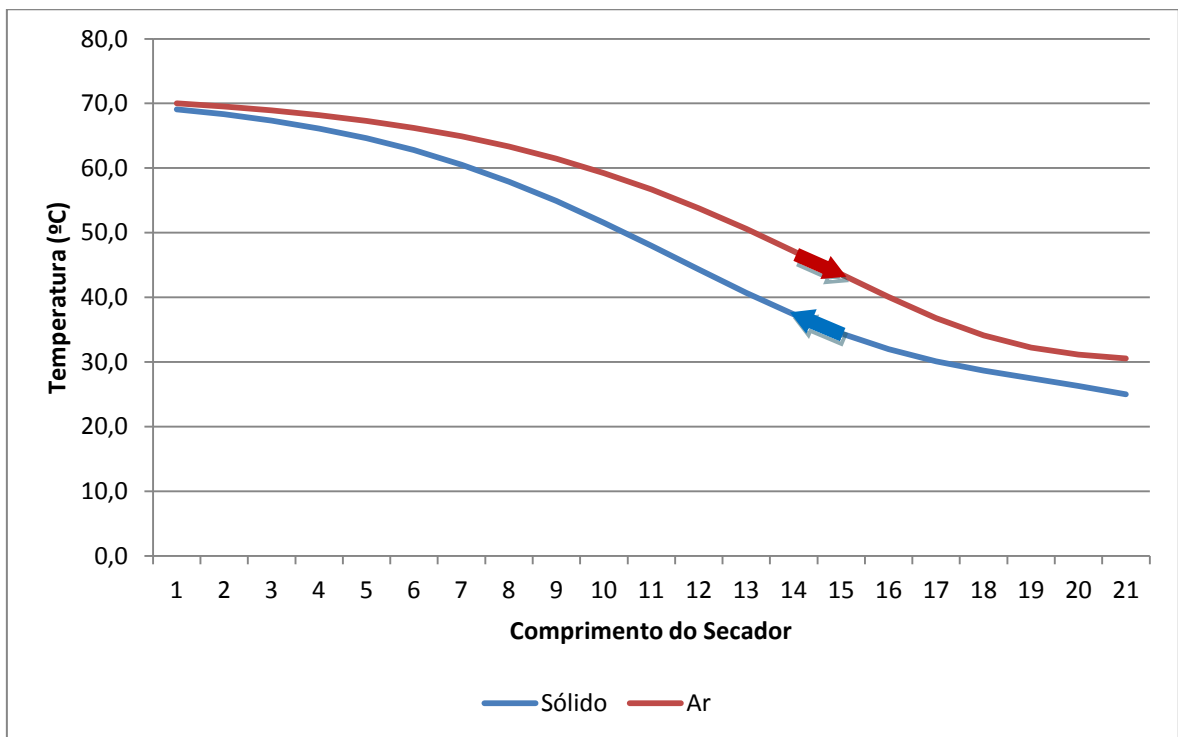


Figura 42 – Temperatura do ar e do sólido ao longo do comprimento do secador

Dados de saída:

Tabela 21 – Resultados da simulação

	Temperatura [°C]	Humidade [kg/kg]
Ar	31,1	0,0206
Sólido	69,1	0,0276
Razão de saturação máxima do ar [%]		74,4
Tempo de residência médio [s]		1513,2
Custo energético de secagem [kJ/kg]		732,2
Custo energético suplementar de secagem para 8 horas [kJ/kg]		76,9

Os resultados obtidos para esta simulação estão de acordo com o que é imposto, ou seja, um teor final de humidade do pão inferior a 0,03 kg/kg de sólido seco.

Analisando os resultados gráficos pode-se concluir que é possível utilizar um secador mais curto visto que na parte final, as variações de temperatura e humidade são pequenas.

Na saída do secador, o ar quente encontra-se longe da saturação, o que indica que este não foi totalmente aproveitado e poderia continuar a realizar o processo de secagem caso o tempo de residência fosse maior. No entanto, e devido à curva da humidade de equilíbrio, este ar a esta temperatura não tem capacidade para remover mais humidade pelo que pode ser aproveitado de outro modo como a recirculação de ar.

Simulação 2

Objetivo: Estudar a influência da espessura do isolamento de modo a encontrar um bom compromisso entre as perdas de calor e o custo de investimento relativo ao isolamento.

Dados de entrada:

Tabela 22 - Dados de entrada para a simulação 2

	Temperatura [°C]	Humidade [kg/kg]	Caudal mássico [kg/s]
Ar	70	0,006	0,500
Sólido	25	0,300	0,035
Diâmetro [m]	0,5	Comprimento [m]	5
Nº suspensores	6	Tipo suspensor	Ângulo reto
Inclinação [°]	1,5	Rotação [rpm]	4
Temperatura ar [°C]	25	Recirculação ar [%]	0

O resultado pretendido a analisar é a taxa de transferência de calor em função da espessura da parede. Em seguida apresenta-se uma tabela de resultados e um gráfico.

Tabela 23 – Taxa de transferência de calor em função da espessura do isolamento para o comprimento total do secador

Espessura do Isolamento [mm]	Taxa de transferência de calor [W]
0	358,2
10	283,8
20	239,5
30	210,2
40	189,4
50	174,1
60	162,2
70	152,9
80	145,4
90	139,2
100	134,1

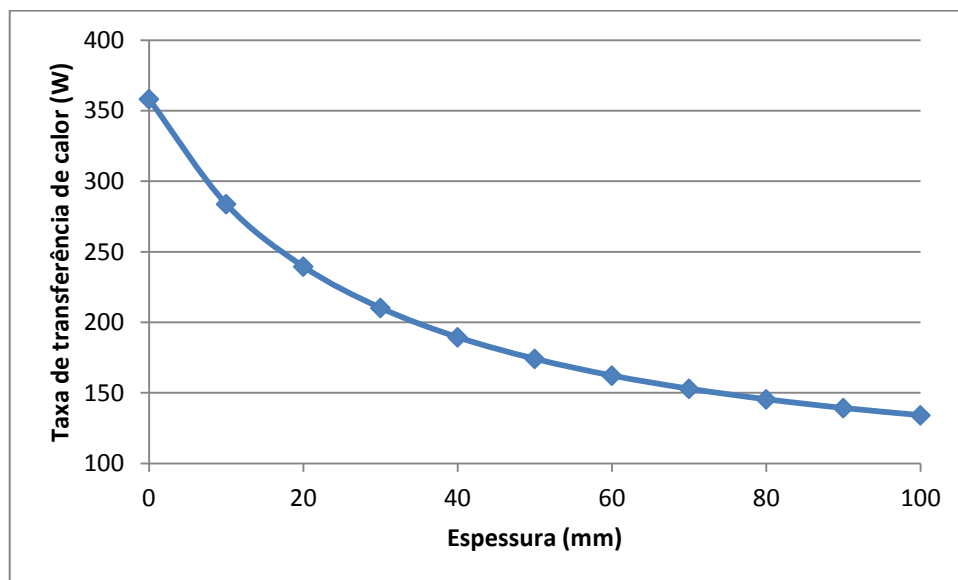


Figura 43 – Taxa de transferência de calor do ar para o ambiente em função da espessura de isolamento

Através dos resultados obtidos pode-se concluir que é importante ter uma espessura de isolamento superior a 30mm. Nesta seleção, entram parâmetros como a perda de calor, requisitos de espaço e custo de investimento.

A espessura considerada ao longo das simulações posteriores foi de 40mm.

Simulação 3

Objetivo: Estudar a influência da recirculação de ar no custo energético do produto seco.

Dados de entrada:

Tabela 24 - Dados de entrada para a simulação 3

	Temperatura [°C]	Humidade [kg/kg]	Caudal mássico [kg/s]
Ar	60	0,006	(variável)
Sólido	25	0,300	0,035

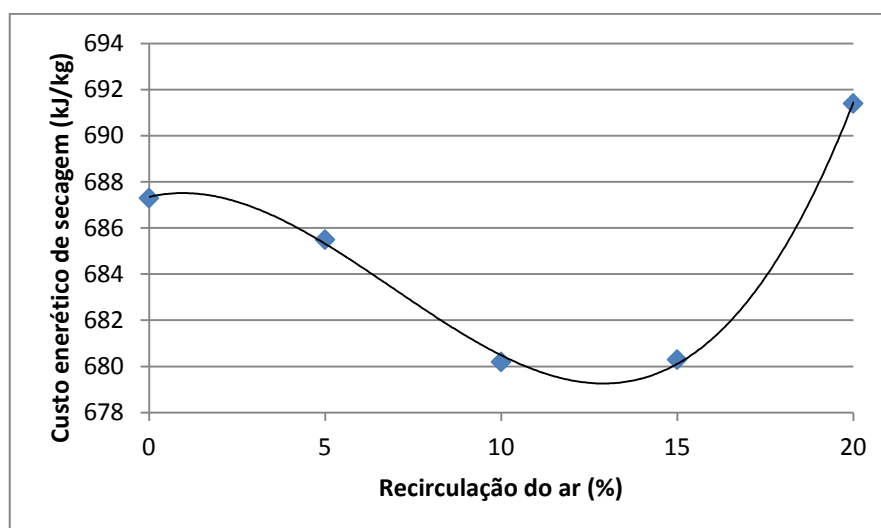
Diâmetro [m]	0,5	Comprimento [m]	4
Nº suspensores	6	Tipo suspensor	Ângulo reto
Inclinação [°]	(variável)	Rotação [rpm]	4
Temperatura ar [°C]	25	Recirculação ar [%]	(variável)

Para cada ensaio foi mantida a geometria do secador (diâmetro e comprimento) alterando-se apenas o caudal de ar e inclinação para deste modo controlar o tempo de residência e consequentemente o tempo de secagem e teor de humidade do material à saída do secador. Os resultados obtidos podem ser visualizados na tabela 25.

Tabela 25 – Resultados da simulação 3

Recirculação [%]	Caudal mássico de ar total [kg/s]	Inclinação [°]	Custo energético [kJ/kg]	Tempo de residência [s]	Razão saturação máxima [%]
0	0,605	1,00	687,3	1816,2	73,9
5	0,635	0,90	685,5	2018,4	74,3
10	0,665	0,88	680,2	2064,0	74,3
15	0,704	0,80	680,3	2270,4	73,5
20	0,760	0,59	691,4	3078,6	67,3

Graficamente o resultado obtido é o seguinte:


Figura 44 – Custo energético de secagem em função da percentagem de recirculação de ar no secador

A recirculação de ar permite a poupança de energia até um determinado valor limite. Este valor é difícil de determinar de forma exata mas através do gráfico anterior, podemos concluir que a operação mais eficiente é obtida utilizando uma recirculação do ar de aproximadamente 10 a 15%.

À medida que a recirculação aumenta, a temperatura do ar à entrada torna-se mais baixa e a humidade do ar aumenta, diminuindo a taxa de secagem e limitando o teor de humidade do material sólido à saída. Devido às baixas temperaturas do ar, é necessário aumentar o tempo de residência do material e com isso obtêm-se tempos de residência cada vez maiores e como se pode verificar da tabela 25, para uma recirculação do ar de 20% o tempo de residência é sensivelmente 70% superior.

O custo energético de secagem varia de forma muito suave como se pode ver pela figura 44, pelo que pode não compensar a sua instalação até porque a estes valores crescem custos relativos à ventilação na condução de recirculação.

Além destas simulações foram realizadas outras onde a temperatura do ar à entrada era de 90°C. Nesta situação a recirculação de ar permite obter de forma clara melhores resultados mas que se devem essencialmente às curvas de humidade de equilíbrio. Como para o teor de humidade pretendido (0,03 kg/kg), uma temperatura de 60°C é suficiente, então uma temperatura muito superior representa um desperdício energético mesmo quando são utilizados caudais mais pequenos de ar. Esta conclusão é aprofundada posteriormente na simulação 6.

Simulação 4

Objetivo: Estudar a influência do comprimento e inclinação do secador no tempo de residência do material e custo energético.

Dados de entrada:

Tabela 26 - Dados de entrada para a simulação 4

	Temperatura [°C]	Humidade [kg/kg]	Caudal mássico [kg/s]
Ar	70	0,006	0,500
Sólido	25	0,300	0,035
Diâmetro [m]	0,5	Comprimento [m]	(variável)
Nº suspensores	6	Tipo suspensor	Ângulo reto
Inclinação [°]	(variável)	Rotação [rpm]	4
Temperatura ar [°C]	25	Recirculação ar [%]	0

O comprimento e inclinação do secador têm influência direta no tempo de residência do material, tendo sido realizados testes de modo a verificar a relação entre ambos e tentar concluir se existe alguma relação ideal que permita uma melhor eficiência.

Tabela 27 – Resultados da simulação 4

Comprimento [m]	Inclinação [°]	Tempo residência [s]	Custo energético [kJ/kg]	Custo energético extra [kJ/kg]
1	0,34	1335,6	722,6	67,0
2	0,66	1375,8	724,9	69,3
3	0,98	1390,2	727,3	70,2
4	1,30	1396,8	729,7	70,8
5	1,61	1410,0	732,1	71,7

Após os testes realizados para diferentes comprimentos do secador, verificou-se para os cinco ensaios efetuados que a relação comprimento/inclinação é igual. Com isto, pode-se concluir que um menor comprimento do secador pode ser compensado com uma diminuição da inclinação do secador e vice-versa.

O tempo de residência e os custos energéticos obtidos são muito idênticos, verificando-se um aumento ligeiro do custo para maiores comprimentos devido à necessidade de maior potência de rotação e maiores perdas de calor pela envolvente.

Esta análise é estimativa, e sob este ponto de vista é vantajosa a utilização de um secador curto e com uma inclinação reduzida. Na prática, esta solução apresenta desvantagens pois limita muito a correção de eventuais problemas como por exemplo a obtenção de um carregamento ótimo.

Durante a fase de ensaio poderá ser necessário variar o tempo de residência ou o tipo de carregamento e quanto menor o secador mais difícil será encontrar uma inclinação certa pois uma diferença pequena de inclinação pode originar resultados de tempo de residência e teor de humidade muito diferentes, dificultando assim a procura de um ponto de maior eficiência.

Esta conclusão foi reforçada através de um ensaio simples, onde para dois comprimentos diferentes foi testada a influência da variação da inclinação em mais meio grau:

Tabela 28 – Análise dos resultados da simulação 4

Comprimento [m]	Inclinação [°]	Teor de humidade na saída [kg/kg]	Variação (%)	Tempo residência [s]	Variação (%)
1	0,34	0,0293	0,0	1335,6	0,0
	0,84	0,0922	+214,7	540,6	-59,5
5	1,61	0,0296	0,0	1410,0	0,0
	2,11	0,0413	+39,5	1075,8	-23,7

Os resultados confirmam a conclusão obtida. Para um secador curto, uma pequena variação na inclinação provoca variações muito grandes do teor de humidade à saída e do tempo de residência.

Nesta última simulação não foi utilizada uma inclinação menor que a inicial pois o resultado final seria a existência de condensação visto que para a inclinação recomendada, o produto já sai nas condições pretendidas e com um teor de humidade do ar à saída elevado.

Simulação 5

Objetivo: Estudar a influência da recirculação de material sólido no secador através de processo de secagem descontínuo.

Dados de entrada:

Após várias simulações, começou por se verificar que esta opção não é interessante. Na prática, a recirculação de material (tipo de secagem descontínuo) é o oposto da recirculação de ar, pois para a mesma amostra de material é injetado ar novo mais do que uma vez e a energia disponível após a saída do secador não mais é aproveitada. Em vez disso, recircula-se o material e entra mais caudal de ar novo.

Este tipo de operação tem uma grande desvantagem que é o seu funcionamento descontínuo e, deste modo, necessita de equipamento auxiliar para controlo do processo, aumentando assim a complexidade e custos de investimento, operação e manutenção.

A ideia inicial de recircular o material consiste em utilizar o mesmo secador e com isso manter as dimensões gerais e inclinação. Utilizando este pressuposto foram realizadas algumas simulações, mas, para todas elas, o custo final de secagem obtido foi sempre muito superior quando comparado com uma simulação normal de secagem contínua.

Em seguida demonstra-se uma pequena comparação entre secagem contínua normal e descontínua:

- Secagem contínua:

Tabela 29 - Dados de entrada para a simulação 5

	Temperatura [°C]	Humidade [kg/kg]	Caudal mássico [kg/s]
Ar	70	0,006	0,500
Sólido	25	0,300	0,035

Diâmetro [m]	0,5	Comprimento [m]	4,0
Nº suspensores	6	Tipo suspensor	Ângulo reto
Inclinação [°]	1,3	Rotação [rpm]	4
Temperatura ar [°C]	25	Recirculação ar [%]	0

Custo energético de secagem [kJ/kg]	729,7
-------------------------------------	-------

- Secagem descontínua:

Analisando um caso simples com dois estágios de secagem, temos que o produto $\dot{m}_a \Delta T$ deverá ser aproximadamente metade para que o custo dos dois estágios seja no máximo semelhante. Mantendo os parâmetros da simulação anterior, reduziu-se o comprimento a metade e também reduziu-se a temperatura de entrada do ar a um valor mínimo possível.

Tabela 30 – Alterações dos parâmetros utilizados no secador para o 1º e 2º estágios

Alterações		
1º Estágio		
	Comprimento [m]	2,0
	Temperatura do ar à entrada [°C]	60
	Temperatura do sólido à saída [°C]	50,9
	Teor de humidade do sólido à saída [kg/kg]	0,085
	Custo energético de secagem [kJ/kg]	564,0
2º Estágio		
	Temperatura do ar à entrada [°C]	70
	Custo energético de secagem [kJ/kg]	443,4
Custo energético de secagem [kJ/kg]		1007,4

Ambos os casos anteriores resultam num teor de humidade igual a 0,03 kg/kg de sólido seco. O resultado principal (custo energético) revela de forma clara a ineficiência da secagem com recirculação de material sólido, com um resultado 38% superior.

Também foi testada uma simulação onde o caudal mássico foi reduzido a metade e mantida a temperatura, mas os resultados obtidos não foram satisfatórios visto que a massa de ar disponível para troca de calor e massa era reduzida.

A ineficiência deste tipo de funcionamento prende-se essencialmente com a necessidade de manter uma temperatura suficientemente elevada para provocar a secagem (dependendo da curva de cinética de secagem e humidade de equilíbrio).

Simulação 6

Objetivo: Estudar a influência da temperatura do ar na entrada do secador.

Dados de entrada:

Tabela 31 - Dados de entrada para a simulação 6

	Temperatura [°C]	Humidade [kg/kg]	Caudal mássico [kg/s]
Ar	(variável)	0,006	(variável)
Sólido	25	0,300	0,035
Diâmetro [m]	(variável)	Comprimento [m]	5
Nº suspensores	6	Tipo suspensor	Ângulo reto
Inclinação [°]	(variável)	Rotação [rpm]	4
Temperatura ar [°C]	25	Recirculação ar [%]	0

Foram realizados vários testes de modo a procurar o melhor resultado para cada valor de temperatura do ar colocado. Para cada teste foram alterados essencialmente o caudal mássico de ar e o fator de recirculação, sendo que em alguns casos foi alterada a inclinação do secador para aumentar ou diminuir o tempo de residência com o objetivo de o teor de humidade ficar próximo do valor máximo considerado.

Um ensaio onde o teor de humidade é menor que em outros ensaios irá ter custos de secagem mais elevados, e por isso a comparação entre eles não é muito correta.

De modo a obter um teor de humidade de 0,03 kg/kg de sólido seco na saída, a temperatura mínima que foi possível utilizar foi 55°C. Este valor depende fortemente da curva de humidade de equilíbrio.

Tabela 32 – Resultados da simulação 6

Temperatura do ar [°C]	Caudal mássico de ar total [kg/s]	Diâmetro interno [m]	Inclinação [°]	Custo energético [kJ/kg]	Tempo residência [s]
55	0,690	0,54	1,0	676,2	2102,4
60	0,608	0,51	1,3	693,5	1712,4
70	0,497	0,47	1,7	726,8	1420,8
80	0,423	0,43	2,2	754,5	1199,4
90	0,366	0,41	2,5	770,8	1107,0
100	0,325	0,39	2,9	789,2	1003,2

A principal conclusão deste ensaio é que um aumento de temperatura permite obter um menor teor de humidade do produto à saída. Este fenómeno deve-se às curvas de cinética de secagem, onde para elevadas temperaturas existe uma humidade de equilíbrio menor, assim como uma taxa de secagem mais elevada.

Como o objetivo é comparar as diferentes temperaturas para um mesmo teor de humidade, reduziu-se o caudal mássico para temperaturas elevadas. Elevadas temperaturas requerem

menores caudais mássicos e deste modo há menos massa de ar para colocar a humidade, e pode-se tornar problemático quando o decréscimo de temperatura no secador é considerável, podendo conduzir à saturação.

Para temperaturas do ar elevadas, a recirculação de ar é interessante e pode conduzir a um decréscimo do custo energético.

Apesar de a secagem a baixas temperaturas demonstrar ser mais económica, esta apresenta elevados tempos de residência quando comparado com processos de secagem a temperaturas mais altas.

Simulação 7

Objetivo: Estudar a influência do caudal de material sólido na geometria e custo energético de secagem.

Dados de entrada:

Tabela 33 - Dados de entrada para a simulação 7

	Temperatura [°C]	Humidade [kg/kg]	Caudal mássico [kg/s]
Ar	70	0,006	(variável)
Sólido	25	0,300	(variável)
Diâmetro [m]	(variável)	Comprimento [m]	(8 x Diâmetro)
Nº suspensores	6	Tipo suspensor	Ângulo reto
Inclinação [°]	(variável)	Rotação [rpm]	4
Temperatura ar [°C]	25	Recirculação ar [%]	0

Além destes valores mencionados, o diâmetro do secador foi escolhido de modo a proporcionar uma velocidade do ar no interior de 3 m/s. O caudal mássico de ar foi selecionado de modo a evitar a saturação do ar e obter na saída um teor de humidade igual ou inferior a 0,03 kg/kg de sólido seco.

Tabela 34 – Resultados da simulação 7

Caudal mássico de material [kg/s]	Caudal mássico de ar total [kg/s]	Diâmetro interno [m]	Inclinação [°]	Custo energético [kJ/kg]	Tempo de residência [s]
0,05	0,71	0,56	1,40	725,1	1297,2
0,1	1,42	0,78	1,68	727,3	1081,2
0,15	2,13	0,95	1,80	729,1	1008,6
0,2	2,84	1,10	1,95	730,9	931,2
0,3	4,24	1,36	2,05	730,8	885,6
0,4	5,65	1,58	2,20	733,1	825,0
0,5	7,10	1,76	2,35	738,9	772,8

A análise de resultados demonstrou que o custo energético praticamente não varia com o caudal mássico de sólido, ou seja, o custo por cada quilograma mantém-se praticamente inalterado qualquer que seja o caudal.

De modo a manter uma velocidade do ar igual para todos os ensaios, aumentou-se sucessivamente o diâmetro. Com isto podemos constatar que elevados caudais mássicos de sólido

requerem secadores de grandes dimensões, aumentando o investimento inicial e aumentando o espaço requerido para a sua colocação.

Secadores grandes necessitam de maiores potências para rotação, no entanto este fator poderá ser atenuado com uma diminuição da potência de ventilação devido à maior área disponível para escoamento do ar.

Simulação 8

Objetivo: Estudar a influência do teor de humidade inicial do material sólido no caudal mássico de ar e custo energético.

Dados de entrada:

Tabela 35 - Dados de entrada para a simulação 8

	Temperatura [°C]	Humidade [kg/kg]	Caudal mássico [kg/s]
Ar	70	0,006	(variável)
Sólido	25	(variável)	0,035
Diâmetro [m]	(variável)	Comprimento [m]	(variável)
Nº suspensores	6	Tipo suspensor	Ângulo reto
Inclinação [°]	1,2	Rotação [rpm]	4
Temperatura ar [°C]	25	Recirculação ar [%]	0

Sendo o programa de simulação geral, estudou-se a influência do teor de humidade inicial no caudal mássico de ar necessário e custo.

Em simulações anteriores verificou-se que o caudal mássico de ar era superior ao de sólido entre 10 a 20 vezes, um valor elevado mas que se deve à grande quantidade de humidade removida do material sólido.

O pão moído, dependendo da qualidade e tempo de cozedura, pode apresentar teores de humidade entre 200 e 400 gramas por quilograma de sólido seco.

Com o objetivo de testar a influência deste parâmetro realizaram-se vários testes, tendo como objetivo atingir uma humidade máxima à saída de 0,03 kg/kg de sólido seco:

Tabela 36 – Resultados da simulação 8

Teor de humidade inicial [kg/kg]	Caudal mássico de ar total [kg/s]	Relação entre caudais	Diâmetro interno [m]	Comprimento [m]	Custo energético [kJ/kg]
0,1	0,15	4,3	0,40	1,2	217,9
0,2	0,37	10,6	0,40	3,2	538,3
0,3	0,50	14,3	0,47	3,4	727,6
0,4	0,60	17,1	0,51	3,7	873,5
0,5	0,695	19,9	0,56	3,9	1012,6
0,6	0,76	21,7	0,58	3,9	1107,0
0,7	0,81	23,1	0,60	4,0	1180,2
0,8	0,85	24,3	0,62	4,2	1239,3
0,9	0,89	25,4	0,63	4,2	1297,5

A relação entre o caudal de ar necessário e o teor de humidade inicial do material sólido pode ser observada no gráfico seguinte:

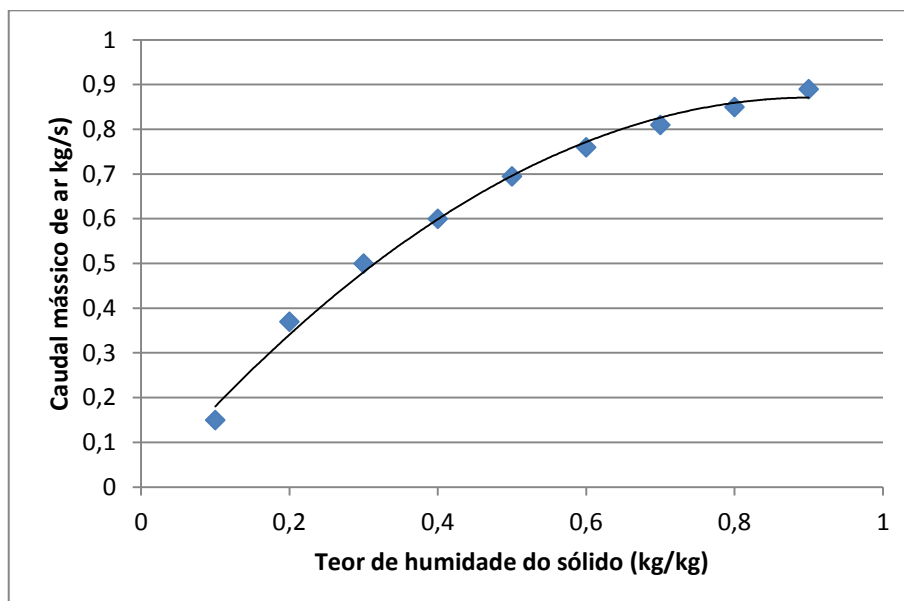


Figura 45 – Caudal mássico de ar necessário para a secagem em função do teor de humidade inicial do sólido

Juntamente com os pontos obtidos surge uma linha de tendência, onde é possível verificar que, para elevadas humidades, o caudal de ar necessário não varia de forma linear. É importante salientar que os parâmetros utilizados na simulação não são exatamente iguais mas todos eles representam pontos onde se procurou obter uma boa eficiência sendo a temperatura de entrada do ar sempre de 70°C.

Através dos resultados obtidos podemos verificar que para o intervalo de humidade do pão moído em geral (0,2 a 0,4 kg/kg), a diferença de caudal necessário varia de forma significativa tendo uma grande influência no resultado. Com isto, pode-se confirmar a importância da pré-secagem através de meios naturais, como secagem em ambientes quentes.

Simulação 9

Objetivo: Estudar a influência das condições atmosféricas (verão e inverno) na qualidade do produto seco e custo energético de secagem.

Dados de entrada:

Tabela 37 - Dados de entrada para a simulação 9

	Temperatura [°C]	Humidade [kg/kg]	Caudal mássico [kg/s]
Ar	60	(variável)	(variável)
Sólido	(variável)	(variável)	0,035
Diâmetro [m]	0,55	Comprimento [m]	5,0
Nº suspensores	6	Tipo suspensor	Ângulo reto
Inclinação [°]	1,1	Rotação [rpm]	4
Temperatura ar [°C]	(variável)	Recirculação ar [%]	10

Durante a estação do inverno, as condições para a secagem são menos favoráveis em relação à estação do Verão devido às menores temperaturas do ar ambiente. A esta situação pode-se juntar a variação da humidade do pão moído, que também sofre com a variação de temperatura, aumentando ou diminuindo o seu teor de humidade de acordo com as condições do ar ambiente (humidade de equilíbrio). Estes fenómenos nem sempre são aplicáveis, dependendo das condições e envolvente do secador e tipo de armazenamento e de produto a secar.

Estas condições devem ser tomadas em conta durante a conceção de um secador, devendo o dimensionamento ser feito para as condições menos favoráveis.

Em seguida apresentam-se os resultados comparativos:

Tabela 38 – Resultados da simulação 9

Parâmetros	Valor	Caudal de ar fixo (0,68 kg/s)		Caudal de ar variável	
		Custo energético de secagem [kJ/kg]	Teor de humidade final do sólido [kg/kg]	Custo energético de secagem [kJ/kg]	Caudal mássico de ar [kg/s]
Inverno					
Temperatura ambiente [°C]	20				
Humidade absoluta do ar [kg/kg]	0,008	884,6	0,0290	884,6	0,680
Teor de humidade inicial do sólido [kg/kg]	0,33				
Normal					
Temperatura ambiente [°C]	25				
Humidade absoluta do ar [kg/kg]	0,006	775,9	0,0244	691,5	0,605
Teor de humidade inicial do sólido [kg/kg]	0,3				
Verão					
Temperatura ambiente [°C]	30				
Humidade absoluta do ar [kg/kg]	0,005	667,2	0,0228	551,5	0,560
Teor de humidade inicial do sólido [kg/kg]	0,26				

Estas simulações tiveram como ponto de partida o dimensionamento geométrico do secador para a condição mais desfavorável – situação crítica de inverno. A partir deste dimensionamento foi simulada uma situação de Verão para analisar o efeito na qualidade do produto seco (ditada apenas pelo seu teor de humidade) e custo energético de secagem.

A simulação consistiu em dois passos diferentes como se pode ver na tabela 38:

- Caudal de ar fixo ao longo do ano

Esta opção permite em situações de Verão obter um produto à saída do secador com um teor de humidade mais baixo. No entanto, esta opção representa um desperdício energético pois foi gasta energia a secar o produto para além do valor estipulado. Tem como vantagem não precisar de qualquer ajuste.

- Caudal de ar variável, de acordo com as condições do ar ambiente
 Nesta opção, o caudal de ar a introduzir no secador é ajustado de acordo com as condições do ar ambiente, permitindo uma poupança significativa em relação à situação crítica de inverno apresentada. Tem como desvantagem necessitar de ajustes constantes, e é preciso ter em conta as variações das condições do ar ao longo de um dia.
 Uma aplicação interessante seria a colocação de um sistema de controlo que, de acordo com a medição dos parâmetros do ar, variava o caudal do ar à entrada.

Os resultados obtidos anteriormente reforçam a necessidade de se projetar um secador ligeiramente sobredimensionado para conseguir responder a situações críticas.

Simulação 10

Objetivo: Estudar a aplicabilidade do modelo de simulação noutros materiais sólidos.

O modelo matemático desenvolvido é geral, e permite a simulação do processo de secagem para outro tipo de materiais, sendo necessário apenas alterar as curvas de cinética de secagem e humidade de equilíbrio. Estes dois parâmetros são essenciais, mas também deve ser feita uma análise cuidada a todos os outros a ver se correspondem ao modelo matemático a utilizar.

De modo a verificar esta aplicabilidade, foram utilizadas equações relativas ao fertilizante superfosfato simples granulado (SSPG). As equações da humidade de equilíbrio e cinética de secagem são, respetivamente, (Arruda, 2008):

$$X_{eq} = \left[\frac{-\exp(-0,045T_a - 2,08)}{\ln(HR)} \right]^{1/1.435} \quad (5.1)$$

$$k_{sec} = 0,431 \exp\left(\frac{-121,845}{T_a}\right) \quad (5.2)$$

Considerando para este tipo de fertilizante um teor de humidade inicial de 20 g/kg de sólido seco, temos:

Dados de entrada:

Tabela 39 - Dados de entrada para a simulação 10

	Temperatura [°C]	Humidade [kg/kg]	Caudal mássico [kg/s]
Ar	70	0,006	1,1
Sólido	20	0,020	0,1

Diâmetro [m]	0,7	Comprimento [m]	6,0
Nº suspensores	6,5	Tipo suspensor	Ângulo reto
Inclinação [°]	1	Rotação [rpm]	4
Temperatura ar [°C]	20	Recirculação ar [%]	0

Devido à utilização de diferentes curvas de secagem, os resultados obtidos podem ser muito diferentes em comparação com o pão moído. Mas a nível funcional, o programa interpreta e itera os valores de forma igual.

Alguma atenção deverá ser prestada contudo às curvas de secagem pois existem materiais com baixas/elevadas taxas de secagem e humidades de equilíbrio.

Graficamente o resultado obtido foi o seguinte:

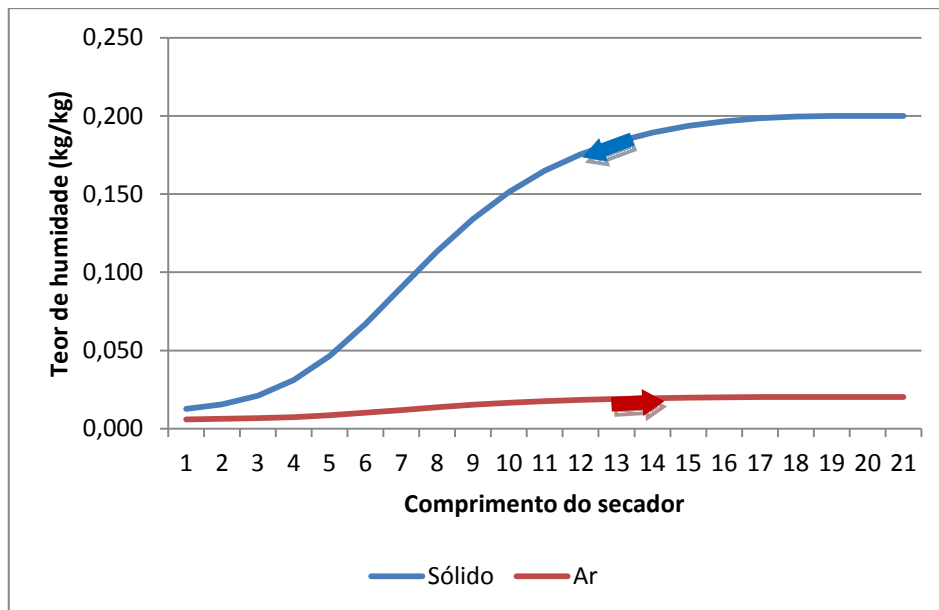


Figura 46 – Teor de humidade do ar e do sólido (fertilizante) ao longo do comprimento do secador

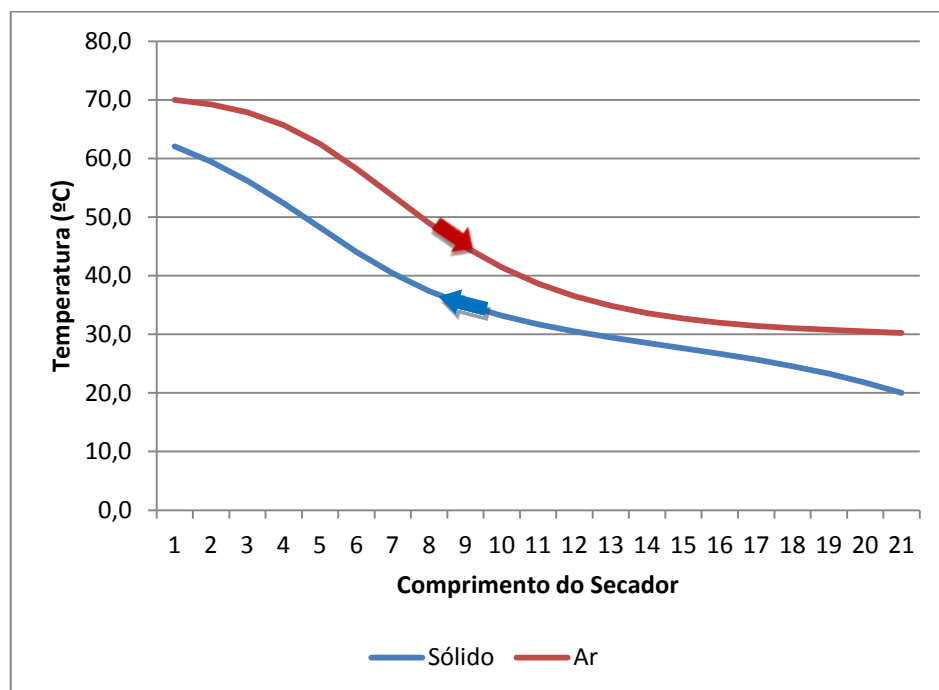


Figura 47 – Temperatura do ar e do sólido (fertilizante) ao longo do comprimento do secador

Através dos resultados gráficos, podemos concluir que o secador utilizado é comprido pois as curvas relativas ao processo de secagem mantêm-se constantes durante grande parte do comprimento indicando que não há trocas de massa. Este resultado é facilmente observado na parte direita do secador junto à entrada de material sólido.

Na figura 46, podemos observar que o decréscimo do teor de humidade não é constante. Este decréscimo é afetado ao longo do secador essencialmente pela temperatura do ar que tem influência em ambas as equações de humidade de equilíbrio e cinética de secagem.

Para outros materiais, o processo de simulação mantém-se e, dependendo do material, podem ser obtidas curvas para o teor de humidade muito variáveis.

Simulação 11

Objetivo: Apresentar uma solução económica para a secagem de pão moído com os dados obtidos e considerados ao longo deste trabalho.

Dados de entrada:

Tabela 40 - Dados de entrada para a simulação 11

	Temperatura [°C]	Humidade [kg/kg]	Caudal mássico [kg/s]
Ar	55	0,006	0,678
Sólido	25	0,3	0,035
Diâmetro [m]	0,5	Comprimento [m]	4,0
Nº suspensores	6	Tipo suspensor	Ângulo reto
Inclinação [°]	0,83	Rotação [rpm]	4
Temperatura ar [°C]	25	Recirculação ar [%]	0

Os dados colocados na tabela 40 mostram a solução geral mais económica encontrada ao longo das várias simulações realizadas.

Tabela 41 – Resultados da simulação 11

Custo energético [kJ/kg]	Tempo de residência [s]	Custo energético extra [kJ/kg]	Teor de humidade final do sólido [kg/kg]	Velocidade do ar [m/s]
660,8	2188,2	100,4	0,03	3,5

O resultado obtido apresenta um custo energético de secagem do pão baixo quando comparado com outras simulações realizadas. No entanto, esta opção apresenta um elevado tempo de residência necessário pelas baixas temperaturas do ar e que tem como desvantagens um custo energético de arranque e paragem elevadas e um grande desfasamento entre o arranque e a saída de material seco.

A geometria geral do secador apresenta um diâmetro de 0,5 m que permite obter uma velocidade do ar dentro de um valor recomendado: 3,5 m/s. Para este diâmetro foi escolhido um comprimento igual a 8 vezes o diâmetro.

Esta configuração apresenta algumas vantagens relativamente ao custo de investimento e operação pois não tem um sistema complementar de recirculação de ar além de que não precisa de uma fonte de calor robusta pois a temperatura do ar necessária à entrada é de apenas 55°C.

Os resultados gráficos desta simulação podem ser observados em seguida:

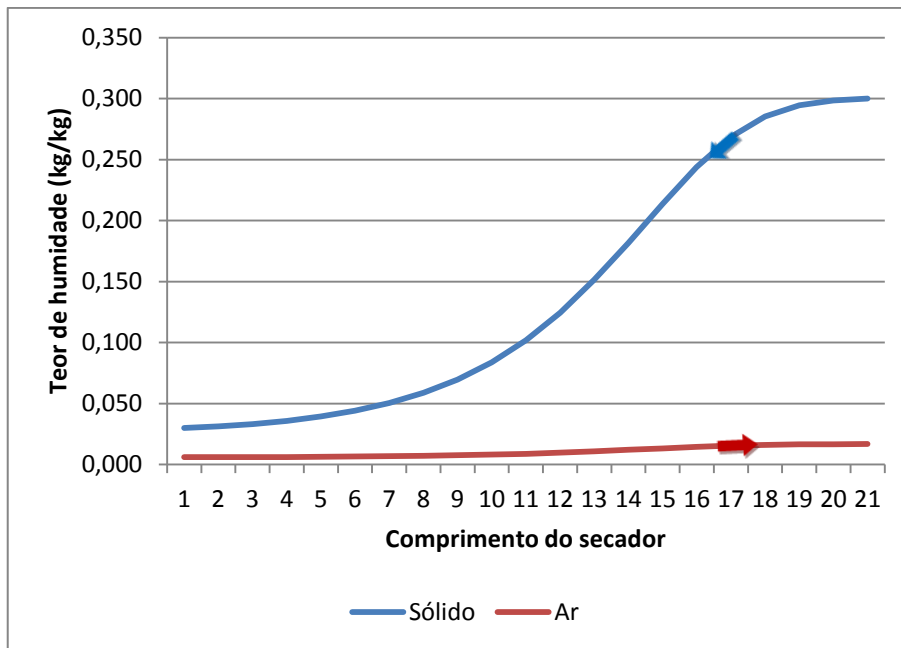


Figura 48 - Teor de humidade do ar e do sólido (fertilizante) ao longo do comprimento do secador

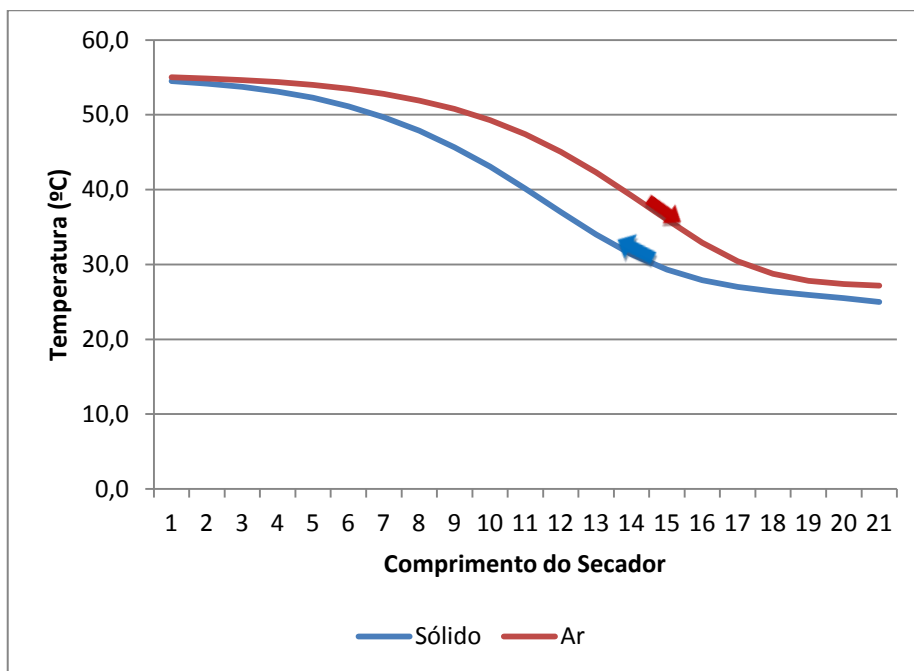


Figura 49 - Temperatura do ar e do sólido (fertilizante) ao longo do comprimento do secador

Através dos resultados gráficos é possível verificar que o secador é comprido ou está muito pouco inclinado. No entanto, estas escolhas foram necessárias de modo a garantir um teor de humidade do sólido à saída inferior a 0,03 kg/kg. Também é possível verificar que a temperatura do sólido à saída atinge quase o mesmo valor do ar o que não é uma prioridade para a função pretendida mas que é proporcional ao tempo efetivo de secagem.

6. Conclusões e sugestões

A grande variedade de equipamentos de secagem e tipo de material sólido que é processado torna difícil a obtenção de modelos teóricos gerais e equações empíricas para alguns dos parâmetros necessários. Algumas destas equações empíricas foram determinadas para secadores industriais de grandes dimensões, e não fornecem bons resultados para secadores mais pequenos.

De modo a avaliar o comportamento do secador de pão moído seria necessário complementar o estudo teórico com alguns ensaios práticos, nomeadamente no que toca à queda de partículas de pão caracterizadas pela sua grande porosidade e baixa densidade.

O secador rotativo, apesar de ser um equipamento antigo, continua a ser uma ótima escolha para a secagem de materiais granulares devido à sua simplicidade e baixos custos de investimento e funcionamento (consomem pouca potência elétrica de rotação e ventilação quando comparados com outros tipos de secadores), entre outros. Outra característica importante deste tipo de secador é a possibilidade de variar alguns dos parâmetros, como a inclinação e a velocidade de rotação para alterar a qualidade do produto à saída, ou até corrigir alguns problemas relacionados com a sua conceção.

A relação entre a queda do material, troca de calor e massa entre ar e sólido e tempo de residência são muito difíceis de determinar e necessitam de testes práticos de modo a aperfeiçoar o modelo. Para estes parâmetros a literatura fornece várias equações empíricas. No entanto, elas resultam de estudos com um determinado material, sendo assim pouco gerais. Na grande maioria dos casos, estas equações são concebidas para materiais granulares.

O número e tipo de suspensores é um parâmetro possível de estudar de forma teórica, mas deverá ser inicialmente escolhido de acordo com o tipo de material a secar, sendo que quanto maior for a partícula e maior for a humidade maiores e mais abertos deverão ser os suspensores.

A criação de um modelo de simulação revela-se muito importante, pois permite avaliar a influência que os vários componentes do secador têm na eficiência geral e custo energético de secagem. Com este tipo de ferramenta, a conceção de secadores pode ser dimensionada de forma mais eficiente, evitando desta forma a criação de secadores sobredimensionados e por vezes ineficientes.

O modelo desenvolvido tem uma base que permite a simulação do processo de secagem para qualquer secador rotativo direto com escoamento em contracorrente, sendo para isso necessário alterar apenas alguns parâmetros além das curvas de cinética de secagem e da equação de humidade de equilíbrio.

Algumas das limitações encontradas no modelo são relativas ao movimento do material no interior do secador e que são muito difíceis de estudar e aplicar, como são exemplos o tempo de residência, influência do número e tipo de suspensores e velocidade de rotação. A curva de humidade de equilíbrio utilizada também limitou o desempenho do modelo pois para elevados teores de humidade do ar, a variação da humidade de equilíbrio é muito grande e provoca dificuldades de convergência durante a simulação.

No estudo da cinética de secagem foram encontradas várias dificuldades e limitações, sendo necessária a utilização de alguns modelos teóricos de forma a complementar os dados obtidos experimentalmente. Apesar das limitações, foi possível ter uma percepção muito boa de como se processa a secagem e as taxas de transferência de massa envolvidas. Devido à ausência de testes num ambiente húmido, não foi possível obter uma curva de humidade de equilíbrio precisa. No

entanto, a importância absoluta desta curva decresce devido à variabilidade do teor de humidade inicial do pão manipulado.

As curvas de cinética de secagem demonstraram ter uma influência considerável no modelo de simulação definindo a importância da temperatura do ar, recirculação de ar, tempo de residência necessário e teor de humidade do sólido pretendido.

Das simulações efetuadas foram retiradas conclusões importantes, de que se destacam:

- A temperatura do ar quente mostrou ter grande influência no teor de humidade do material sólido à saída, dependendo essencialmente do tipo de material e da curva de humidade de equilíbrio. Este valor não deverá ser elevado, pois quanto maior, maior será a energia necessária para aquecimento e maiores serão as perdas de calor pela envolvente do secador.
- O caudal mássico de material a secar, assim como o teor de humidade inicial, têm influência direta nas dimensões gerais do secador (diâmetro e comprimento). Para estes dados de entrada é necessário um determinado caudal de ar que irá ter uma velocidade limite de aproximadamente 4 a 5 m/s. De modo a cumprir com a velocidade estipulada, é determinado um diâmetro.
Quanto maior o caudal mássico e teor de humidade do material sólido maior deverá ser o diâmetro do secador e, conseqüentemente, o seu comprimento.
- A conceção de um secador deverá ter como ponto de partida situações críticas, como baixa temperatura ambiente e elevados teores de humidade do ar e sólido. O secador deverá ser ligeiramente sobredimensionado, mas devem ser colocados limites pois pode operar de forma ineficiente durante grande parte do tempo, ou do ano.
- O comprimento e inclinação do secador têm influência direta e semelhante no tempo de residência do material, e conseqüentemente, no tempo disponível para secagem. Um secador longo contém maior massa de material e permite controlar o carregamento e tempo de residência de forma mais fácil. No entanto, também tem desvantagens como maiores necessidades de energia para rotação e maiores perdas pela envolvente devido à maior área de contato com o ar ambiente.
- O isolamento térmico da envolvente do secador é um aspeto importante, mas não essencial, quando as temperaturas do ar ambiente são relativamente baixas como nas simulações realizadas. A resistência fornecida pela estrutura metálica assim como os coeficientes de convecção interno e externo permitem desde já uma resistência razoável à transferência de calor para o ambiente.
Para temperaturas interiores elevadas como em fornos rotativos, as perdas de calor tornam-se bastante significativas e a importância dada ao isolamento térmico terá de ser substancialmente maior.
- A recirculação de ar no secador é uma aplicação interessante mas depende muito do tipo de material que é manipulado assim como a temperatura do ar. Para temperaturas baixas, a recirculação deixa de ter interesse pois a temperatura irá descer na entrada do secador enquanto para temperaturas do ar elevadas pode trazer benefícios.

Apesar da recirculação oferecer em alguns casos menores custos energéticos, importa referir que estas poupanças podem ser baixas e não compensarem os custos energéticos devidos à ventilação extra na condução de recirculação além do maior investimento inicial.

- A proposta de recirculação do material com um funcionamento do tipo descontínuo revelou não ser eficiente, pois necessita de um maior caudal mássico de ar no total das várias passagens. Além disso, o material a secar perde energia térmica entre as passagens que será reposta pelo caudal de ar na passagem seguinte.

Para a secagem de pão moído com um caudal mássico de aproximadamente 0,035 kg/s, as várias simulações realizadas permitem concluir através de uma simulação final que as dimensões recomendadas para o secador são um diâmetro de aproximadamente 0,5 metros com um comprimento de 4 metros. Para a obtenção de um teor de humidade próximo dos 0,03 quilogramas de água por quilograma de sólido seco recomenda-se a utilização de uma temperatura de entrada do ar próxima dos 55 a 60°C e caudal mássico de ar não inferior a 0,678 kg/s. Para estes dados, a estimativa do tempo de residência é 2188 segundos.

Todos estes parâmetros enunciados representam um intervalo, pois as condições não são contínuas ao longo do ano e do dia, variando a temperatura ambiente, com humidade relativa do ar, entre outros, sendo necessário conceber um secador ligeiramente sobredimensionado.

Como sugestão para este trabalho, propõe-se um estudo prático com a utilização de um pequeno secador, para deste modo avaliar o comportamento das partículas de pão, nomeadamente no tempo de residência, troca de calor com o ar e influência dos suspensores.

Referências bibliográficas

Ademiluyi, F. T.; Abowei, M. F. N.; Puyate, Y. T.; Achinewhu, S. C. - Effects of Drying Parameters on Heat Transfer during Drying of Fermented Ground Cassava in a Rotary Dryer. Drying Technology. Vol. 28 (2010), p. 550-562.

Agrawal, Y. C.; Singh, R. D. - Thin layer drying studies for short grain rice. ASAE Paper. Vol. 3531 (1977).

AIChE - Equipment Testing Procedure: Continuous Direct-Heat Rotary Dryers. Nova Iorque: American Institute of Chemical Engineers, 1985.

Ajayi, O. O.; Sheehan, M. E. - Design loading of free flowing and cohesive solids in flighted rotary dryers. Chemical Engineering Science. Vol. 73 (2012), p. 400-410.

Álvarez, P. I.; Shene, C. - Experimental study of residence time in a direct rotary dryer. Drying Technology. Vol. 12 (1994), p. 1629-1651.

Arruda, E. B. - Comparação do desempenho do secador roto-fluidizado com o secador rotatório convencional: secagem de fertilizantes. Uberlândia: Universidade Federal de Uberlândia, 2008.

Baker, C. G. J. - The design of flights in cascading rotary dryers. Drying Technology. Vol. 6 (4) (1988), p. 631-653.

Brooker, D. B.; Bakker-Arkema, F. W. - Drying cereal grains Westport: The Avi Publishing Company, Inc., 1974.

Chaudhuri, B.; Muzzio, F. J.; Tomassone, M. S. - Experimentally validated computations of heat transfer in granular materials in rotary calciners. Powder Technology. Vol. 198 (2010), p. 6-15.

Chen, C. S.; Clayton, J. T. - The effect of temperature on sorption isotherms of biological materials. Transactions of ASAE. Vol. 14 (1971), p. 927-929.

Chung, D. S.; Pfost, H. H. - Adsorption and desorption of water vapor by cereal grains and their products. Part II. Transactions of the ASAE. Vol. 10 (1967), p. 549-551.

Costa, V. A. F. - A Pressão de Vapor na Ótica da Transferência de Massa. Coimbra: Universidade de Coimbra, 1989.

Douglas, P. L. - Simulation of rotary dryer for sugar crystalline. Drying Technology. Vol. 11 (1993), p. 129-155.

Dupps - Quadpass Rotary Drum Dryer [em linha]. <http://www.dupps.com/quadpass.html>. [Consult. 18 de Maio 2012]. Disponível em

Ertekin, C.; Yaldiz, O. - Drying of eggplant and selection of a suitable thin layer drying model. Journal of Food Engineering. Vol. 63 (2004), p. 349-359.

Fernandes, N. J. - Estudo da fluidodinâmica e da secagem de um secador rotatório da indústria de fertilizantes. Uberlândia: Universidade Federal de Uberlândia, 2008.

Friedman, S. J.; Marshall, W. R. - Studies in rotary drying, Part. 1. Chemical Engineering Progress. Vol. 45 (1949), p. 482-573.

Guedes, A. M. M.; Faria, L. J. G. - Determinação da constante de secagem de urucum (*Bixa orellana* L.) em secador convectivo de leito fixo. Revista Brasileira de Produtos Agroindustriais. Vol. 2 (2000), p. 73-87.

Henderson, J. M.; Henderson, S. M. - A computational procedure for deep-bed drying analysis. Journal Agric. Eng. Res. Vol. 13 (1968), p. 87-95.

Henderson, S. M. - A basic concept of equilibrium moisture content. Agricultural Engineering. Vol. 33 (1952), p. 29-31.

Hong, T. D.; Ellis, R. H.; Gunn, J.; Moore, D. - Relative humidity, temperature, and the equilibrium moisture content of conidia of *Beauveria bassiana* (Balsamo) Vuillemin: a quantitative approach. Journal of Stored Products Research. Vol. 38 (2002), p. 33-41.

Iglesias, H. A.; Chirife, J. - Prediction of effect of temperature on water sorption isotherms of food materials. Journal of Food Technology. Vol. 11 (1976), p. 109-115.

Incropera, F. P.; Dewitt, D. P.; Bergman, T. L.; Lavine, A. S. - Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa. 6ª Edição. Rio de Janeiro: LTC, 2008. ISBN 978-85-216-1584-2.

Jayas, D. S.; Mazza, G. - Comparison of modified GAB equation with four other three-parameter equations for the description of sorption of data of oats. Transactions of ASAE. Vol. 36 (1993), p. 119-125.

Johnstone, H. F.; Singh, A. D. - Bull. Univ. Ill. (1940), p. 324-379.

Kamke, F. A.; Wilson, J. B. - Computer simulation of a Rotary Dryer. AIChE Journal. Vol. 32 (1988), p. 263-275.

Keey, R. B. - Drying: Principles and Practice. Oxford: Pergamon Press, 1972. ISBN 0080169031.

Kelly, J. J.; O'Donnell, J. P. - Residence time model for rotary drums. Trans. IChmE. Vol. 55 (1977), p. 243-252.

Kendoush, A. A. - An approximate solution of the convective heat transfer from an isothermal rotating cylinder. International Journal Heat and Fluid Flow. Vol. 17 (1996), p. 439-441.

Kiranoudis, C. T.; Maroulis, Z. B.; D., Marinos-Kouris - Design and Operation of Convective Industrial Dryers. AIChE. Vol. 42, n.º 11 (1996), p. 3030-3041.

Kunii, D.; Levenspiel, O. - Fluidization Engineering. 2ª Edição. Oxford: Butterworths series em Chemical Engineering, 1991.

Langrish, T. A. G.; Raey, D.; Bahu, R. E. - An investigation into heat transfer in cascading rotary dryers. Journal of Separation Procedures Technology. Vol. 9 (1988), p. 15-16.

Lehn, D. N.; Pinto, L. A. A. - Isotermas de equilíbrio e curvas de secagem para arroz em casca em silos de armazenagem. Engenharia na Agricultura. Vol. 12, n.º 3 (2004), p. 177-192.

Lescano, C. A. A. - Análise de secagem de resíduo de leite de soja "okara" em secadores de leito de jorro e de cilindro rotativo assistido a microondas. Campinas: Universidade Estadual de Campinas, 2009.

Lewis, W. K. - The rate of drying of solid materials. J. Ind. Eng. Chem. Vol. 13 (1921), p. 427-433.

Lisboa, M. H.; Alves, M. C.; Vitorino, D. S.; Delaiba, W. B.; Finzer, J. R. D.; Barrozo, M. A. S. - Study of the performance of the rotary dryer with fluidization. Proceedings of the 14th International Drying Symposium. Vol. C (2004), p. 1668-1675.

Lisboa, M. H.; Vitorino, D. S.; Delaiba, W. B.; Finzer, J. R. D.; Barrozo, M. A. S. - A study of particle motion in rotary dryer. Brazilian Journal of Chemical Engineering. Vol. 24 (2007), p. 365-374.

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. Vol. 8 (1987), p. 11-17.

Matchett, A. J.; Sheikh, M. S. - An improved model of particle motion in cascading rotary dryers. Trans. IChemE. Vol. 68 (Part A) (1990), p. 139-148.

McCormick, P. Y. - Gas velocity effects on heat transfer in direct heat rotary dryers. Chemical Engineering Progress. Vol. 56 (1962), p. 57-61.

Miller, C. Q.; Smith, B. A.; Shuette, W. H. - Trans. AIChE. Vol. 38 (1942), p. 841.

Moran, M. J.; Shapiro, H. N. - Princípios de Termodinâmica para Engenharia. 6ª Edição. Rio de Janeiro: LTC, 2009. ISBN 978-85-216-1689-4.

Mujumdar, A. S. - Handbook of Industrial Drying. 3ª Edição. CRC, 2006. ISBN 978-1574446685.

Myklestad, O. - Heat and mass transfer in rotary dryers. Chemical Engineering Progress. Vol. 13 (1963), p. 129-137.

Overhults, D. G. - Drying of soybeans with heated air. Transactions of ASAE. Vol. 16 (1973), p. 112-113.

Perazzini, H. - Secagem de resíduos cítricos em secador rotativo. São Carlos: Universidade Federal de São Carlos, 2011.

Pérez-Correa, J. R.; Cubillos, F.; Zavala, E.; Shene, C.; Álvarez, P.I. - Dynamic simulation and control of direct rotary dryers. Food Control. Vol. 9 (1998), p. 195-203.

Perry, R. H.; Chilton, C. H. - Chemical Engineer's Handbook, secção 20. 5ª Edição. Nova Iorque: McGraw-Hill, 1974.

Perry, R. H.; Green, D. W. - Perry's Chemical Engineer's Handbook. 7ª Edição CD-ROM Nova Iorque: McGraw-Hill, 1997. ISBN 0-07-115448-5.

Porter, S. J. - The design of rotary driers and coolers. Trans. IChemE. Vol. 41 (1963), p. 272-278.

Prutton, C. F.; Miller, C. O.; Shuette, W. H. - Trans. AIChE. Vol. 38 (1942), p. 123-251.

Ranz, W.; Marshall, W. - Chemical Engineering Progress. Vol. 48 (1952), p. 141.

Saeman, W. C. - Chemical Engineering Progress. Vol. 58 (1962), p. 49.

Saeman, W. C.; Mitchell, J. R. - Chemical Engineering Progress. Vol. 50 (1954), p. 467.

Schofield, F. R.; Glikin, P. G. - Trans. IChE. Vol. 40 (1962), p. 183.

Sheehan, M. E.; Britton, P. F.; Schneider, P. A. - A model for solids transport in flighted rotary driers based on physical considerations. Chemical Engineering Science. Vol. 60 (2005), p. 4171-4181.

Sherritt, R. G.; Caple, R. - The Movement of Solids Through Flighted Rotating Drums. Part II Solids-Gas Interaction and Model Validation. The Canadian Journal of Chemical Engineering. Vol. 72 (1994), p. 9.

Sherritt, R. G.; Caple, R.; Behie, L. A.; Mehrotra, A. K. - The movement of solids through flighted rotating drums. Part I: model formulation. Can. J. Chem. Eng. Vol. 71 (1993), p. 337-346.

Singh, R. P.; Heldman, D. R. - Introduction to Food Engineering. 3ª Edição. Academic Press, 2001. ISBN 978-0123709004.

Thompson, T. L.; Peart, T. M.; Foster, G. H. - Mathematical Simulation of Corn Drying - a New Model. Transactions of ASAE. Vol. 11 (1968), p. 582-586.

van't Land, C. M. - Industrial Drying Equipment: Selection and Application. CRC - TESTELIXO, 1991. ISBN 978-0470131176.

Van Puyvelde, D. R. - Modelling the hold up of lifters in rotary driers. Chemical Engineering Research and Design. Vol. 87 (2009), p. 226-231.

Apêndice

Balanço mássico do sólido húmido:

$$\dot{m}_{s,x+\Delta x} - \dot{m}_{s,x} - \dot{m}_g = 0$$

O caudal mássico de geração (\dot{m}_g) corresponde à taxa de transferência de massa de água do sólido húmido para o ar ($\partial m/\partial t$).

Usando a igualdade:

$$\frac{\partial m}{\partial t} = m_s \frac{\partial X}{\partial t}$$

temos:

$$\dot{m}_s(X_{x+\Delta x} - X_x) = m_s \frac{\partial X}{\partial t}$$

A taxa de transferência de massa é dada por uma equação de cinética da forma:

$$\frac{\partial X}{\partial t} = -k_{sec}(X_{x+\Delta x} - X_{eq})$$

Pelo que da junção das duas equações resulta:

$$X_x = X_{x+\Delta x} - t_{sec}k_{sec}[X_{x+\Delta x} - X_{eq}]$$

Balanço mássico do ar húmido:

$$\dot{m}_{a,x} - \dot{m}_{a,x+\Delta x} + \dot{m}_g = 0$$

O caudal mássico de geração (\dot{m}_g), também aplicado no balanço mássico do sólido húmido, permite transformar a equação anterior em:

$$\dot{m}_{a,x} - \dot{m}_{a,x+\Delta x} + (\dot{m}_{s,x+\Delta x} - \dot{m}_{s,x}) = 0 \Leftrightarrow \dot{m}_a(W_x - W_{x+\Delta x}) + \dot{m}_s(X_{x+\Delta x} - X_x) = 0$$

Resultando em:

$$W_{x+\Delta x} = W_x + \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_a}(X_{x+\Delta x} - X_x)$$

Balanço energético do sólido húmido:

$$\begin{aligned} 0 &= \dot{Q}_{as} + \sum_{x+\Delta x} \dot{m}_s h_s - \sum_x \dot{m}_s h_s \\ \Leftrightarrow 0 &= \dot{Q}_{as} + \dot{m}_s h_{s,x+\Delta x} + \dot{m}_s X_{x+\Delta x} h_{X,x+\Delta x} - \dot{m}_s h_{s,x} - \dot{m}_s X_x h_{X,x} \\ \Leftrightarrow 0 &= U_{as}V(T_a - T_s) + \dot{m}_s [h_{s,x+\Delta x} - h_{s,x} + X_{x+\Delta x} h_{X,x+\Delta x} - X_x h_{X,x}] \end{aligned}$$

Desenvolvendo os termos de parêntesis reto:

$$[h_{f,s}^{T_0} + c_{p,s}(T_{s,x+\Delta x} - T_0) - h_{f,s}^{T_0} - c_{p,s}(T_{s,x} - T_0)] + h_{f,x}^{T_0}(X_{x+\Delta x} - X_x) + X_{x+\Delta x}c_{p,x,x+\Delta x}(T_{s,x+\Delta x} - T_0) - X_xc_{p,x,x}(T_{s,x} - T_0)$$

resulta em:

$$0 = U_{as}V(T_{a,x+\Delta x} - T_{s,x+\Delta x}) + \dot{m}_s[c_{p,s}(T_{s,x+\Delta x} - T_{s,x}) + h_{f,x}^{T_0}(X_{x+\Delta x} - X_x) + c_{p,x}(X_{x+\Delta x}T_{s,x+\Delta x} - X_xT_{s,x}) + c_{p,x}T_0(X_x - X_{x+\Delta x})]$$

A equação final para obter a temperatura do sólido húmido em x fica:

$$T_{s,x} = \frac{1}{c_{p,s} + X_xc_{p,x}} [T_{s,x+\Delta x}(c_{p,s} + X_{x+\Delta x}c_{p,x}) + \frac{U_{as}V_{\Delta x}}{\dot{m}_s}(T_{a,x} - T_{s,x+\Delta x}) + (X_{x+\Delta x} - X_x)[h_{f,x}^{T_0} - c_{p,x}T_0]]$$

Balço energético do ar húmido:

$$0 = -\dot{Q}_{as} - \dot{Q}_{par} + \sum_{x+\Delta x} \dot{m}_a h_a - \sum_x \dot{m}_a h_a$$

$$\Leftrightarrow 0 = -\dot{Q}_{as} - \dot{Q}_{par} + \dot{m}_a h_{a,x} + \dot{m}_a W_x h_{X,x} - \dot{m}_{a,x+\Delta x} h_{a,x+\Delta x} - \dot{m}_a W_{x+\Delta x} h_{X,x+\Delta x}$$

\Leftrightarrow

$$0 = -U_{as}V(T_a - T_s) - U_{par}A_{par}(T_a - T_{amb}) + \dot{m}_a [h_{a,x} - h_{a,x+\Delta x} + W_x h_{X,x} - W_{x+\Delta x} h_{X,x+\Delta x}]$$

Desenvolvendo os termos dentro do parêntesis reto:

$$[h_{f,a}^{T_0} + c_{p,a}(T_{a,x} - T_0) - h_{f,a}^{T_0} - c_{p,a}(T_{a,x+\Delta x} - T_0)] + h_{f,x}^{T_0}(W_x - W_{x+\Delta x}) + h_{lv}(W_x - W_{x+\Delta x}) + c_{p,x}(T_{a,x}W_x - T_{a,x+\Delta x}W_{x+\Delta x}) + c_{p,x}T_0(W_{x+\Delta x} - W_x)$$

Resultando em:

$$0 = -U_{as}V(T_{a,x} - T_{s,x}) - U_{par}A_{par}(T_{a,x} - T_{amb}) + \dot{m}_a [c_{p,a}(T_{a,x} - T_{a,x+\Delta x}) + h_{f,x}^{T_0}(W_x - W_{x+\Delta x}) + h_{lv}(W_x - W_{x+\Delta x}) + c_{p,w}(W_x T_{a,x} - W_{x+\Delta x} T_{a,x+\Delta x}) + c_{p,w}T_0(W_{x+\Delta x} - W_x)]$$

A equação final para obter a temperatura do ar húmido em $x + \Delta x$ fica:

$$T_{a,x+\Delta x} = \frac{1}{c_{p,a} + W_{x+\Delta x}c_{p,w}} [T_{a,x}(c_{p,a} + W_xc_{p,w}) - \frac{U_{as}V_{\Delta x}(T_{a,x} - T_{s,x+\Delta x})}{\dot{m}_a} - \frac{U_{par}A_{par}(T_{a,x} - T_{amb})}{\dot{m}_a} + (W_x - W_{x+\Delta x})[h_{f,x}^{T_0} + \Delta h_{lv} - c_{p,w}T_0]]$$

Custo energético suplementar devido ao arranque e paragem do secador

Demonstração da equação (3.34):

Durante o arranque e paragem do secador é necessário manter as potência de aquecimento, rotação e ventilação, deste modo irá ser dispendida energia sem o secador estar a operar em condições normais. Este tempo corresponde ao tempo de residência de uma partícula e indica o tempo que demora o secador a atingir as condições normais de funcionamento no arranque e o tempo que demora o secador a parar até todo o material sólido abandonar o secador.

A energia consumida equivale ao dobro do produto entre o tempo de residência e a potência necessária devido ao arranque e paragem, assim temos:

$$2\bar{\tau}(\dot{Q}_{aq} + P_{vent} + P_{rot})$$

Dividindo esta energia suplementar consumida pela massa total de sólido seco durante a operação do secador, temos que o custo suplementar de secagem é:

$$C_{sup} = \frac{\bar{\tau}(\dot{Q}_{aq} + P_{vent} + P_{rot})}{massa\ total}$$

A massa total de sólido secada durante o processo corresponde ao produto entre o caudal mássico e o tempo de operação do secador:

$$\dot{m}_s \cdot tempo(segundos) = 3600\dot{m}_s h_t$$

O custo energético suplementar é então:

$$C_{sup} = \frac{\bar{\tau}(\dot{Q}_{aq} + P_{vent} + P_{rot})}{1,80 \times 10^6 \dot{m}_s h_t} \text{ [kJ/kg]}$$

Registos das experiências de secagem

- Registo 1

Temperatura do ar (°C):	29,5
Humidade relativa do ar (%):	19,6
Massa da amostra seca (g):	1,450

Tabela 42 – Resultados da secagem para o registo 1

Tempo (s)	Massa (g)	Humidade relativa (%)	Conteúdo adimensional de humidade	Varição da massa (dm/dt)	Varição da massa “filtrado”(dm/dt)	Varição da humidade (dX/dt)
0	2,316	59,72	1,00			
30	2,284	57,52	0,96	1,07E-03	1,03E-03	0,00071
60	2,256	55,59	0,92	9,33E-04	1,03E-03	0,00071
90	2,222	53,24	0,88	1,13E-03	1,05E-03	0,00072
120	2,191	51,10	0,84	1,03E-03	1,05E-03	0,00073
150	2,159	48,90	0,79	1,07E-03	1,02E-03	0,00070
180	2,132	47,03	0,76	9,00E-04	9,98E-04	0,00069
210	2,100	44,83	0,72	1,07E-03	9,92E-04	0,00068
240	2,070	42,76	0,68	1,00E-03	9,58E-04	0,00066
270	2,046	41,10	0,65	8,00E-04	9,00E-04	0,00062
300	2,017	39,10	0,61	9,67E-04	8,46E-04	0,00058
330	1,997	37,72	0,58	6,67E-04	8,21E-04	0,00057
360	1,971	35,93	0,55	8,67E-04	8,33E-04	0,00057
390	1,941	33,86	0,51	1,00E-03	8,21E-04	0,00057
420	1,926	32,83	0,49	5,00E-04	7,83E-04	0,00054
450	1,896	30,76	0,45	1,00E-03	7,65E-04	0,00053
480	1,876	29,38	0,42	6,67E-04	7,06E-04	0,00049
510	1,859	28,21	0,40	5,67E-04	5,94E-04	0,00041
540	1,843	27,10	0,38	5,33E-04	5,02E-04	0,00035
570	1,834	26,48	0,37	3,00E-04	4,83E-04	0,00033
600	1,813	25,03	0,34	7,00E-04	5,10E-04	0,00035
630	1,800	24,14	0,32	4,33E-04	5,25E-04	0,00036
660	1,785	23,10	0,30	5,00E-04	5,42E-04	0,00037
690	1,764	21,66	0,27	7,00E-04	5,48E-04	0,00038
720	1,751	20,76	0,26	4,33E-04	4,96E-04	0,00034
750	1,739	19,93	0,24	4,00E-04	4,35E-04	0,00030
780	1,726	19,03	0,22	4,33E-04	4,13E-04	0,00028
810	1,714	18,21	0,21	4,00E-04	3,94E-04	0,00027
840	1,703	17,45	0,19	3,67E-04	3,56E-04	0,00025
870	1,694	16,83	0,18	3,00E-04	3,29E-04	0,00023
900	1,686	16,28	0,17	2,67E-04	3,42E-04	0,00024
930	1,670	15,17	0,15	5,33E-04	3,46E-04	0,00024

960	1,665	14,83	0,14	1,67E-04	2,96E-04	0,00020
990	1,656	14,21	0,13	3,00E-04	2,35E-04	0,00016
1020	1,652	13,93	0,13	1,33E-04	2,10E-04	0,00015
1050	1,645	13,45	0,12	2,33E-04	2,17E-04	0,00015
1080	1,637	12,90	0,11	2,67E-04	2,21E-04	0,00015
1110	1,632	12,55	0,10	1,67E-04	1,98E-04	0,00014
1140	1,626	12,14	0,09	2,00E-04	1,62E-04	0,00011
1170	1,624	12,00	0,09	6,67E-05	1,46E-04	0,00010
1200	1,618	11,59	0,08	2,00E-04	1,58E-04	0,00011
1230	1,613	11,24	0,08	1,67E-04	1,75E-04	0,00012
1260	1,607	10,83	0,07	2,00E-04	1,67E-04	0,00011
1290	1,603	10,55	0,06	1,33E-04	1,48E-04	0,00010
1320	1,601	10,41	0,06	6,67E-05	1,50E-04	0,00010
1350	1,591	9,72	0,05	3,33E-04	1,33E-04	0,00009
1380	1,593	9,86	0,05	-6,67E-05	7,50E-05	0,00005
1410	1,593	9,86	0,05	0,00E+00	5,63E-05	0,00004
1440	1,587	9,45	0,04	2,00E-04	7,92E-05	0,00005
1470	1,586	9,38	0,04	3,33E-05	6,46E-05	0,00004
1500	1,586	9,38	0,04	0,00E+00	4,58E-05	0,00003
1530	1,585	9,31	0,04	3,33E-05	7,50E-05	0,00005
1560	1,577	8,76	0,03	2,67E-04	9,17E-05	0,00006
1590	1,580	8,97	0,03	-1,00E-04	7,50E-05	0,00005
1620	1,576	8,69	0,03	1,33E-04	7,92E-05	0,00005
1650	1,571	8,34	0,02	1,67E-04	7,92E-05	0,00005
1680	1,573	8,48	0,02	-6,67E-05	5,63E-05	0,00004
1710	1,570	8,28	0,02	1,00E-04	6,04E-05	0,00004
1740	1,567	8,07	0,02	1,00E-04	5,83E-05	0,00004
1770	1,565	7,93	0,01	6,67E-05	0,00E+00	0,00000
1800	1,573	8,48	0,02	-2,67E-04	0,00E+00	0,00000
1830	1,563	7,79	0,01	3,33E-04	5,42E-05	0,00004
1860	1,564	7,86	0,01	-3,33E-05	5,62E-05	0,00004
1890	1,564	7,86	0,01	0,00E+00	0,00E+00	0,00000
1920	1,563	7,79	0,01	3,33E-05	4,17E-06	0,00000
1950	1,564	7,86	0,01	-3,33E-05	0,00E+00	0,00000
1980	1,563	7,79	0,01	3,33E-05	8,33E-06	0,00001
2010	1,563	7,79	0,01	0,00E+00	1,88E-05	0,00001
2040	1,562	7,72	0,01	3,33E-05	4,17E-05	0,00003
2070	1,560	7,59	0,01	6,67E-05	6,25E-05	0,00004
2100	1,555	7,24	0,00	1,67E-04	3,54E-05	0,00002
2130	1,561	7,66	0,01	-2,00E-04	0,00E+00	0,00000
2160	1,559	7,52	0,01	6,67E-05	0,00E+00	0,00000
2190	1,559	7,52	0,01	0,00E+00	-4,17E-06	0,00000
2220	1,560	7,59	0,01	-3,33E-05	0,00E+00	0,00000
2250	1,560	7,59	0,01	0,00E+00	0,00E+00	0,00000

2280	1,559	7,52	0,01	3,33E-05	1,25E-05	0,00001
2310	1,559	7,52	0,01	0,00E+00	2,29E-05	0,00002
2340	1,558	7,45	0,00	3,33E-05	3,54E-05	0,00002
2370	1,555	7,24	0,00	1,00E-04	2,50E-05	0,00002
2400	1,557	7,38	0,00	-6,67E-05	0,00E+00	0,00000
2430	1,559	7,52	0,01	-6,67E-05	0,00E+00	0,00000

- Registo 2

Temperatura do ar (°C):	98,0
Humidade relativa do ar (%):	-
Massa da amostra seca (g):	2,220

Tabela 43 – Resultados da secagem para o registo 2

Tempo (s)	Massa (g)	Humidade relativa (%)	Conteúdo adimensional de humidade	Varição da massa (dm/dt)	Varição da massa “filtrado” (dm/dt)	Varição da humidade (dX/dt)
0	3,344	50,63	1,00			
30	3,297	48,51	0,96	1,57E-03	2,85E-03	0,00128
60	3,142	41,53	0,82	5,17E-03	3,72E-03	0,00168
90	3,021	36,08	0,71	4,03E-03	4,23E-03	0,00191
120	2,883	29,86	0,59	4,60E-03	3,99E-03	0,00180
150	2,796	25,95	0,51	2,90E-03	3,50E-03	0,00158
180	2,697	21,49	0,42	3,30E-03	3,16E-03	0,00142
210	2,607	17,43	0,34	3,00E-03	2,88E-03	0,00130
240	2,532	14,05	0,27	2,50E-03	2,50E-03	0,00113
270	2,473	11,40	0,22	1,97E-03	2,10E-03	0,00094
300	2,416	8,83	0,17	1,90E-03	1,69E-03	0,00076
330	2,382	7,30	0,14	1,13E-03	1,25E-03	0,00056
360	2,361	6,35	0,12	7,00E-04	9,17E-04	0,00041
390	2,335	5,18	0,09	8,67E-04	7,50E-04	0,00034
420	2,318	4,41	0,08	5,67E-04	6,56E-04	0,00030
450	2,300	3,60	0,06	6,00E-04	5,60E-04	0,00025
480	2,284	2,88	0,05	5,33E-04	4,25E-04	0,00019
510	2,281	2,75	0,05	1,00E-04	2,83E-04	0,00013
540	2,274	2,43	0,04	2,33E-04	2,27E-04	0,00010
570	2,266	2,07	0,03	2,67E-04	2,33E-04	0,00011
600	2,259	1,76	0,03	2,33E-04	2,19E-04	0,00010
630	2,254	1,53	0,02	1,67E-04	1,77E-04	0,00008
660	2,250	1,35	0,02	1,33E-04	1,35E-04	0,00006
690	2,247	1,22	0,02	1,00E-04	1,15E-04	0,00005
720	2,245	1,13	0,01	6,67E-05	1,02E-04	0,00005
750	2,237	0,77	0,01	2,67E-04	3,33E-05	0,00002
780	2,248	1,26	0,02	-3,67E-04	0,00E+00	0,00000

810	2,247	1,22	0,02	3,33E-05	0,00E+00	0,00000
840	2,239	0,86	0,01	2,67E-04	6,25E-05	0,00003
870	2,243	1,04	0,01	-1,33E-04	5,62E-05	0,00003
900	2,238	0,81	0,01	1,67E-04	2,92E-05	0,00001
930	2,240	0,90	0,01	-6,67E-05	1,67E-05	0,00001
960	2,240	0,90	0,01	0,00E+00	2,50E-05	0,00001
990	2,236	0,72	0,01	1,33E-04	4,37E-05	0,00002
1020	2,237	0,77	0,01	-3,33E-05	5,00E-05	0,00002
1050	2,234	0,63	0,00	1,00E-04	5,42E-05	0,00002
1080	2,232	0,54	0,00	6,67E-05	5,21E-05	0,00002
1110	2,232	0,54	0,00	0,00E+00	2,92E-05	0,00001
1140	2,230	0,45	0,00	6,67E-05	0,00E+00	0,00000
1170	2,235	0,68	0,00	-1,67E-04	0,00E+00	0,00000
1200	2,232	0,54	0,00	1,00E-04	1,04E-05	0,00000
1230	2,230	0,45	0,00	6,67E-05	1,25E-05	0,00001
1260	2,233	0,59	0,00	-1,00E-04	0,00E+00	0,00000
1290	2,234	0,63	0,00	-3,33E-05	0,00E+00	0,00000
1320	2,234	0,63	0,00	0,00E+00	8,33E-06	0,00000
1350	2,230	0,45	0,00	1,33E-04	6,25E-06	0,00000
1380	2,235	0,68	0,00	-1,67E-04	0,00E+00	0,00000
1410	2,235	0,68	0,00	0,00E+00	0,00E+00	0,00000
1440	2,232	0,54	0,00	1,00E-04	2,08E-05	0,00001
1470	2,232	0,54	0,00	0,00E+00	0,00E+00	0,00000
1500	2,235	0,68	0,00	-1,00E-04	0,00E+00	0,00000

- Registo 3

Temperatura do ar (°C):	84,0
Humidade relativa do ar (%):	-
Massa da amostra seca (g):	2,140

Tabela 44 – Resultados da secagem para o registo 3

Tempo (s)	Massa (g)	Humidade relativa (%)	Conteúdo adimensional de humidade	Varição da massa (dm/dt)	Varição da massa “filtrado” (dm/dt)	Varição da humidade (dX/dt)
0	3,425	60,05	1,00			
30	3,344	56,26	0,93	2,70E-03	2,99E-03	0,00140
60	3,242	51,50	0,85	3,40E-03	3,29E-03	0,00154
90	3,129	46,21	0,76	3,77E-03	3,59E-03	0,00168
120	3,017	40,98	0,67	3,73E-03	3,64E-03	0,00170
150	2,911	36,03	0,59	3,53E-03	3,47E-03	0,00162
180	2,814	31,50	0,51	3,23E-03	3,18E-03	0,00149
210	2,731	27,62	0,44	2,77E-03	2,86E-03	0,00134
240	2,655	24,07	0,38	2,53E-03	2,58E-03	0,00120

270	2,579	20,51	0,32	2,53E-03	2,26E-03	0,00106
300	2,531	18,27	0,28	1,60E-03	1,90E-03	0,00089
330	2,482	15,98	0,24	1,63E-03	1,62E-03	0,00076
360	2,435	13,79	0,20	1,57E-03	1,41E-03	0,00066
390	2,408	12,52	0,18	9,00E-04	1,24E-03	0,00058
420	2,364	10,47	0,15	1,47E-03	1,08E-03	0,00050
450	2,344	9,53	0,13	6,67E-04	8,77E-04	0,00041
480	2,326	8,69	0,12	6,00E-04	7,15E-04	0,00033
510	2,300	7,48	0,09	8,67E-04	6,10E-04	0,00029
540	2,293	7,15	0,09	2,33E-04	4,98E-04	0,00023
570	2,276	6,36	0,07	5,67E-04	4,00E-04	0,00019
600	2,269	6,03	0,07	2,33E-04	3,33E-04	0,00016
630	2,261	5,65	0,06	2,67E-04	2,98E-04	0,00014
660	2,250	5,14	0,05	3,67E-04	3,02E-04	0,00014
690	2,244	4,86	0,05	2,00E-04	3,12E-04	0,00015
720	2,228	4,11	0,04	5,33E-04	2,52E-04	0,00012
750	2,230	4,21	0,04	-6,67E-05	1,06E-04	0,00005
780	2,232	4,30	0,04	-6,67E-05	0,00E+00	0,00000
810	2,231	4,25	0,04	3,33E-05	7,50E-05	0,00004
840	2,221	3,79	0,03	3,33E-04	1,31E-04	0,00006
870	2,221	3,79	0,03	0,00E+00	1,13E-04	0,00005
900	2,220	3,74	0,03	3,33E-05	1,08E-04	0,00005
930	2,211	3,32	0,02	3,00E-04	1,33E-04	0,00006
960	2,211	3,32	0,02	0,00E+00	1,19E-04	0,00006
990	2,205	3,04	0,02	2,00E-04	6,25E-05	0,00003
1020	2,209	3,22	0,02	-1,33E-04	0,00E+00	0,00000
1050	2,208	3,18	0,02	3,33E-05	1,67E-05	0,00001
1080	2,206	3,08	0,02	6,67E-05	5,21E-05	0,00002
1110	2,202	2,90	0,02	1,33E-04	6,46E-05	0,00003
1140	2,205	3,04	0,02	-1,00E-04	7,50E-05	0,00004
1170	2,195	2,57	0,01	3,33E-04	7,29E-05	0,00003
1200	2,199	2,76	0,01	-1,33E-04	2,71E-05	0,00001
1230	2,200	2,80	0,01	-3,33E-05	0,00E+00	0,00000
1260	2,196	2,62	0,01	1,33E-04	2,71E-05	0,00001
1290	2,199	2,76	0,01	-1,00E-04	6,67E-05	0,00003
1320	2,190	2,34	0,01	3,00E-04	8,13E-05	0,00004
1350	2,191	2,38	0,01	-3,33E-05	3,96E-05	0,00002
1380	2,194	2,52	0,01	-1,00E-04	0,00E+00	0,00000
1410	2,190	2,34	0,01	1,33E-04	1,87E-05	0,00001
1440	2,191	2,38	0,01	-3,33E-05	3,13E-05	0,00001
1470	2,189	2,29	0,00	6,67E-05	2,29E-05	0,00001
1500	2,189	2,29	0,00	0,00E+00	1,04E-05	0,00000
1530	2,190	2,34	0,01	-3,33E-05	0,00E+00	0,00000
1560	2,188	2,24	0,00	6,67E-05	4,37E-05	0,00002

1590	2,185	2,10	0,00	1,00E-04	5,83E-05	0,00003
1620	2,184	2,06	0,00	3,33E-05	3,75E-05	0,00002
1650	2,185	2,10	0,00	-3,33E-05	2,29E-05	0,00001
1680	2,183	2,01	0,00	6,67E-05	3,33E-05	0,00002

- Registo 4

Temperatura do ar (°C):	47,5
Humidade relativa do ar (%):	9,7
Massa da amostra seca (g):	1,812

Tabela 45 – Resultados da secagem para o registo 4

Tempo (s)	Massa (g)	Humidade relativa (%)	Conteúdo adimensional de humidade	Variação da massa (dm/dt)	Variação da massa “filtrado” (dm/dt)	Variação da humidade (dX/dt)
0	2,825	55,91	1,00			
30	2,795	54,25	0,97	1,00E-03	1,14E-03	0,00063
60	2,753	51,93	0,92	1,40E-03	1,24E-03	0,00069
90	2,718	50,00	0,89	1,17E-03	1,39E-03	0,00076
120	2,663	46,96	0,83	1,83E-03	1,48E-03	0,00082
150	2,626	44,92	0,79	1,23E-03	1,47E-03	0,00081
180	2,577	42,22	0,74	1,63E-03	1,42E-03	0,00078
210	2,543	40,34	0,70	1,13E-03	1,37E-03	0,00076
240	2,495	37,69	0,65	1,60E-03	1,32E-03	0,00073
270	2,464	35,98	0,62	1,03E-03	1,24E-03	0,00068
300	2,427	33,94	0,58	1,23E-03	1,19E-03	0,00065
330	2,392	32,01	0,54	1,17E-03	1,18E-03	0,00065
360	2,357	30,08	0,50	1,17E-03	1,14E-03	0,00063
390	2,322	28,15	0,47	1,17E-03	1,06E-03	0,00058
420	2,300	26,93	0,44	7,33E-04	9,87E-04	0,00054
450	2,266	25,06	0,41	1,13E-03	9,85E-04	0,00054
480	2,235	23,34	0,38	1,03E-03	9,52E-04	0,00053
510	2,213	22,13	0,35	7,33E-04	8,54E-04	0,00047
540	2,188	20,75	0,33	8,33E-04	7,73E-04	0,00043
570	2,168	19,65	0,30	6,67E-04	7,23E-04	0,00040
600	2,146	18,43	0,28	7,33E-04	6,75E-04	0,00037
630	2,129	17,49	0,26	5,67E-04	6,29E-04	0,00035
660	2,110	16,45	0,24	6,33E-04	5,96E-04	0,00033
690	2,094	15,56	0,23	5,33E-04	5,69E-04	0,00031
720	2,076	14,57	0,21	6,00E-04	5,31E-04	0,00029
750	2,064	13,91	0,19	4,00E-04	4,85E-04	0,00027
780	2,048	13,02	0,18	5,33E-04	4,35E-04	0,00024
810	2,039	12,53	0,17	3,00E-04	4,00E-04	0,00022
840	2,028	11,92	0,16	3,67E-04	4,08E-04	0,00023

870	2,010	10,93	0,14	6,00E-04	4,10E-04	0,00023
900	2,004	10,60	0,13	2,00E-04	3,58E-04	0,00020
930	1,992	9,93	0,12	4,00E-04	2,96E-04	0,00016
960	1,987	9,66	0,11	1,67E-04	2,69E-04	0,00015
990	1,979	9,22	0,10	2,67E-04	2,71E-04	0,00015
1020	1,966	8,50	0,09	4,33E-04	2,35E-04	0,00013
1050	1,968	8,61	0,09	-6,67E-05	1,58E-04	0,00009
1080	1,962	8,28	0,09	2,00E-04	1,35E-04	0,00007
1110	1,958	8,06	0,08	1,33E-04	1,65E-04	0,00009
1140	1,950	7,62	0,07	2,67E-04	1,90E-04	0,00010
1170	1,949	7,56	0,07	3,33E-05	2,23E-04	0,00012
1200	1,932	6,62	0,05	5,67E-04	2,23E-04	0,00012
1230	1,935	6,79	0,06	-1,00E-04	1,54E-04	0,00009
1260	1,930	6,51	0,05	1,67E-04	9,79E-05	0,00005
1290	1,927	6,35	0,05	1,00E-04	7,08E-05	0,00004
1320	1,927	6,35	0,05	0,00E+00	3,75E-05	0,00002
1350	1,928	6,40	0,05	-3,33E-05	3,96E-05	0,00002
1380	1,923	6,13	0,04	1,67E-04	7,92E-05	0,00004
1410	1,921	6,02	0,04	6,67E-05	1,04E-04	0,00006
1440	1,917	5,79	0,04	1,33E-04	9,79E-05	0,00005
1470	1,914	5,63	0,03	1,00E-04	6,25E-05	0,00003
1500	1,916	5,74	0,04	-6,67E-05	3,54E-05	0,00002
1530	1,914	5,63	0,03	6,67E-05	5,62E-05	0,00003
1560	1,909	5,35	0,03	1,67E-04	7,71E-05	0,00004
1590	1,909	5,35	0,03	0,00E+00	5,62E-05	0,00003
1620	1,908	5,30	0,03	3,33E-05	3,12E-05	0,00002
1650	1,907	5,24	0,03	3,33E-05	3,54E-05	0,00002
1680	1,907	5,24	0,03	0,00E+00	6,25E-05	0,00003
1710	1,900	4,86	0,02	2,33E-04	6,04E-05	0,00003
1740	1,903	5,02	0,02	-1,00E-04	0,00E+00	0,00000
1770	1,905	5,13	0,03	-6,67E-05	0,00E+00	0,00000
1800	1,903	5,02	0,02	6,67E-05	2,29E-05	0,00001
1830	1,900	4,86	0,02	1,00E-04	4,58E-05	0,00003
1860	1,902	4,97	0,02	-6,67E-05	4,79E-05	0,00003
1890	1,896	4,64	0,02	2,00E-04	4,58E-05	0,00003
1920	1,899	4,80	0,02	-1,00E-04	3,54E-05	0,00002
1950	1,896	4,64	0,02	1,00E-04	3,96E-05	0,00002
1980	1,895	4,58	0,01	3,33E-05	5,63E-05	0,00003
2010	1,892	4,42	0,01	1,00E-04	6,04E-05	0,00003
2040	1,892	4,42	0,01	0,00E+00	6,46E-05	0,00004
2070	1,888	4,19	0,01	1,33E-04	7,29E-05	0,00004
2100	1,886	4,08	0,01	6,67E-05	6,25E-05	0,00003
2130	1,886	4,08	0,01	0,00E+00	4,17E-05	0,00002
2160	1,884	3,97	0,00	6,67E-05	3,12E-05	0,00002

2190	1,884	3,97	0,00	0,00E+00	2,92E-05	0,00002
2220	1,883	3,92	0,00	3,33E-05	3,13E-05	0,00002
2250	1,881	3,81	0,00	6,67E-05	2,71E-05	0,00001
2280	1,882	3,86	0,00	-3,33E-05	8,33E-06	0,00000
2310	1,881	3,81	0,00	3,33E-05	0,00E+00	0,00000
2340	1,884	3,97	0,00	-1,00E-04	0,00E+00	0,00000
2370	1,882	3,86	0,00	6,67E-05	0,00E+00	0,00000
2400	1,887	4,14	0,01	-1,67E-04	0,00E+00	0,00000
2430	1,882	3,86	0,00	1,67E-04	5,62E-05	0,00003

- Registo 5

Temperatura do ar (°C):	44,5
Humidade relativa do ar (%):	9,7
Massa da amostra seca (g):	2,121

Tabela 46 – Resultados da secagem para o registo 5

Tempo (s)	Massa (g)	Humidade relativa (%)	Conteúdo adimensional de humidade	Varição da massa (dm/dt)	Varição da massa “filtrado” (dm/dt)	Varição da humidade (dX/dt)
0	2,955	39,32	1,00			
30	2,943	38,76	0,98	4,00E-04	7,35E-04	0,00035
60	2,906	37,01	0,93	1,23E-03	1,08E-03	0,00051
90	2,858	34,75	0,87	1,60E-03	1,36E-03	0,00064
120	2,816	32,77	0,81	1,40E-03	1,39E-03	0,00066
150	2,780	31,07	0,76	1,20E-03	1,32E-03	0,00062
180	2,738	29,09	0,70	1,40E-03	1,28E-03	0,00061
210	2,703	27,44	0,66	1,17E-03	1,24E-03	0,00059
240	2,665	25,65	0,60	1,27E-03	1,17E-03	0,00055
270	2,634	24,19	0,56	1,03E-03	1,09E-03	0,00051
300	2,604	22,77	0,52	1,00E-03	1,00E-03	0,00047
330	2,574	21,36	0,48	1,00E-03	9,17E-04	0,00043
360	2,554	20,41	0,45	6,67E-04	8,58E-04	0,00040
390	2,525	19,05	0,41	9,67E-04	8,44E-04	0,00040
420	2,499	17,82	0,38	8,67E-04	7,90E-04	0,00037
450	2,482	17,02	0,36	5,67E-04	6,85E-04	0,00032
480	2,463	16,12	0,33	6,33E-04	6,33E-04	0,00030
510	2,445	15,28	0,31	6,00E-04	6,44E-04	0,00030
540	2,421	14,14	0,27	8,00E-04	6,08E-04	0,00029
570	2,409	13,58	0,26	4,00E-04	4,94E-04	0,00023
600	2,400	13,15	0,24	3,00E-04	4,06E-04	0,00019
630	2,385	12,45	0,22	5,00E-04	3,81E-04	0,00018
660	2,376	12,02	0,21	3,00E-04	3,54E-04	0,00017
690	2,367	11,60	0,20	3,00E-04	3,29E-04	0,00016

720	2,356	11,08	0,18	3,67E-04	3,29E-04	0,00016
750	2,347	10,66	0,17	3,00E-04	3,48E-04	0,00016
780	2,336	10,14	0,16	3,67E-04	3,75E-04	0,00018
810	2,320	9,38	0,13	5,33E-04	3,50E-04	0,00017
840	2,317	9,24	0,13	1,00E-04	2,65E-04	0,00012
870	2,310	8,91	0,12	2,33E-04	2,17E-04	0,00010
900	2,304	8,63	0,11	2,00E-04	2,27E-04	0,00011
930	2,294	8,16	0,10	3,33E-04	2,06E-04	0,00010
960	2,292	8,06	0,10	6,67E-05	1,35E-04	0,00006
990	2,292	8,06	0,10	0,00E+00	9,79E-05	0,00005
1020	2,285	7,73	0,09	2,33E-04	1,15E-04	0,00005
1050	2,284	7,69	0,09	3,33E-05	1,27E-04	0,00006
1080	2,277	7,36	0,08	2,33E-04	1,13E-04	0,00005
1110	2,278	7,40	0,08	-3,33E-05	9,58E-05	0,00005
1140	2,273	7,17	0,07	1,67E-04	9,17E-05	0,00004
1170	2,270	7,02	0,07	1,00E-04	8,75E-05	0,00004
1200	2,271	7,07	0,07	-3,33E-05	1,02E-04	0,00005
1230	2,262	6,65	0,06	3,00E-04	1,29E-04	0,00006
1260	2,260	6,55	0,05	6,67E-05	1,08E-04	0,00005
1290	2,259	6,51	0,05	3,33E-05	6,04E-05	0,00003
1320	2,258	6,46	0,05	3,33E-05	4,37E-05	0,00002
1350	2,256	6,36	0,05	6,67E-05	5,00E-05	0,00002
1380	2,255	6,32	0,05	3,33E-05	6,04E-05	0,00003
1410	2,252	6,18	0,04	1,00E-04	7,29E-05	0,00003
1440	2,250	6,08	0,04	6,67E-05	7,71E-05	0,00004
1470	2,247	5,94	0,04	1,00E-04	6,46E-05	0,00003
1500	2,247	5,94	0,04	0,00E+00	4,79E-05	0,00002
1530	2,245	5,85	0,03	6,67E-05	5,21E-05	0,00002
1560	2,244	5,80	0,03	3,33E-05	8,12E-05	0,00004
1590	2,238	5,52	0,02	2,00E-04	9,58E-05	0,00005
1620	2,237	5,47	0,02	3,33E-05	6,67E-05	0,00003
1650	2,237	5,47	0,02	0,00E+00	2,92E-05	0,00001
1680	2,236	5,42	0,02	3,33E-05	1,67E-05	0,00001
1710	2,236	5,42	0,02	0,00E+00	1,67E-05	0,00001
1740	2,235	5,37	0,02	3,33E-05	1,67E-05	0,00001
1770	2,235	5,37	0,02	0,00E+00	2,50E-05	0,00001
1800	2,234	5,33	0,02	3,33E-05	4,58E-05	0,00002
1830	2,230	5,14	0,01	1,33E-04	5,42E-05	0,00003
1860	2,231	5,19	0,01	-3,33E-05	3,54E-05	0,00002
1890	2,229	5,09	0,01	6,67E-05	1,46E-05	0,00001
1920	2,231	5,19	0,01	-6,67E-05	1,04E-05	0,00000
1950	2,228	5,04	0,01	1,00E-04	1,04E-05	0,00000
1980	2,230	5,14	0,01	-6,67E-05	0,00E+00	0,00000
2010	2,229	5,09	0,01	3,33E-05	3,12E-05	0,00001

2040	2,225	4,90	0,01	1,33E-04	4,38E-05	0,00002
2070	2,227	5,00	0,01	-6,67E-05	3,13E-05	0,00001
2100	2,224	4,86	0,00	1,00E-04	1,67E-05	0,00001
2130	2,226	4,95	0,01	-6,67E-05	1,25E-05	0,00001
2160	2,224	4,86	0,00	6,67E-05	1,46E-05	0,00001
2190	2,224	4,86	0,00	0,00E+00	1,88E-05	0,00001
2220	2,224	4,86	0,00	0,00E+00	2,50E-05	0,00001
2250	2,221	4,71	0,00	1,00E-04	2,08E-05	0,00001
2280	2,223	4,81	0,00	-6,67E-05	0,00E+00	0,00000
2310	2,223	4,81	0,00	0,00E+00	0,00E+00	0,00000

- Registo 6

Temperatura do ar (°C):	37,7
Humidade relativa do ar (%):	11,7
Massa da amostra seca (g):	2,150

Tabela 47 – Resultados da secagem para o registo 6

Tempo (s)	Massa (g)	Humidade relativa (%)	Conteúdo adimensional de humidade	Varição da massa (dm/dt)	Varição da massa “filtrado” (dm/dt)	Varição da humidade (dX/dt)
0	2,730	26,98	1,00			
30	2,717	26,37	0,97	4,33E-04	5,63E-04	0,00026
60	2,694	25,30	0,92	7,67E-04	7,04E-04	0,00033
90	2,669	24,14	0,87	8,33E-04	8,98E-04	0,00042
120	2,634	22,51	0,80	1,17E-03	1,01E-03	0,00047
150	2,598	20,84	0,72	1,20E-03	8,90E-04	0,00041
180	2,591	20,51	0,71	2,33E-04	6,52E-04	0,00030
210	2,573	19,67	0,67	6,00E-04	5,73E-04	0,00027
240	2,553	18,74	0,63	6,67E-04	6,44E-04	0,00030
270	2,530	17,67	0,58	7,67E-04	6,81E-04	0,00032
300	2,512	16,84	0,54	6,00E-04	6,52E-04	0,00030
330	2,493	15,95	0,51	6,33E-04	6,04E-04	0,00028
360	2,476	15,16	0,47	5,67E-04	5,44E-04	0,00025
390	2,463	14,56	0,44	4,33E-04	4,90E-04	0,00023
420	2,450	13,95	0,42	4,33E-04	4,79E-04	0,00022
450	2,432	13,12	0,38	6,00E-04	4,79E-04	0,00022
480	2,421	12,60	0,35	3,67E-04	4,42E-04	0,00021
510	2,408	12,00	0,33	4,33E-04	3,85E-04	0,00018
540	2,399	11,58	0,31	3,00E-04	3,46E-04	0,00016
570	2,390	11,16	0,29	3,00E-04	3,38E-04	0,00016
600	2,377	10,56	0,26	4,33E-04	3,25E-04	0,00015
630	2,370	10,23	0,25	2,33E-04	2,71E-04	0,00013
660	2,365	10,00	0,24	1,67E-04	2,25E-04	0,00010

690	2,358	9,67	0,22	2,33E-04	2,44E-04	0,00011
720	2,349	9,26	0,20	3,00E-04	2,77E-04	0,00013
750	2,337	8,70	0,18	4,00E-04	2,42E-04	0,00011
780	2,339	8,79	0,18	-6,67E-05	1,81E-04	0,00008
810	2,330	8,37	0,16	3,00E-04	1,83E-04	0,00009
840	2,324	8,09	0,15	2,00E-04	1,94E-04	0,00009
870	2,318	7,81	0,14	2,00E-04	1,48E-04	0,00007
900	2,319	7,86	0,14	-3,33E-05	1,10E-04	0,00005
930	2,313	7,58	0,13	2,00E-04	1,21E-04	0,00006
960	2,308	7,35	0,12	1,67E-04	1,15E-04	0,00005
990	2,308	7,35	0,12	0,00E+00	7,92E-05	0,00004
1020	2,306	7,26	0,11	6,67E-05	7,50E-05	0,00003
1050	2,302	7,07	0,11	1,33E-04	1,04E-04	0,00005
1080	2,299	6,93	0,10	1,00E-04	1,23E-04	0,00006
1110	2,293	6,65	0,09	2,00E-04	1,00E-04	0,00005
1140	2,294	6,70	0,09	-3,33E-05	5,83E-05	0,00003
1170	2,294	6,70	0,09	0,00E+00	6,46E-05	0,00003
1200	2,287	6,37	0,08	2,33E-04	9,58E-05	0,00004
1230	2,286	6,33	0,07	3,33E-05	7,71E-05	0,00004
1260	2,285	6,28	0,07	3,33E-05	3,75E-05	0,00002
1290	2,286	6,33	0,07	-3,33E-05	4,17E-05	0,00002
1320	2,281	6,09	0,06	1,67E-04	6,46E-05	0,00003
1350	2,280	6,05	0,06	3,33E-05	5,42E-05	0,00003
1380	2,280	6,05	0,06	0,00E+00	2,92E-05	0,00001
1410	2,279	6,00	0,06	3,33E-05	3,54E-05	0,00002
1440	2,278	5,95	0,06	3,33E-05	6,46E-05	0,00003
1470	2,272	5,67	0,04	2,00E-04	6,46E-05	0,00003
1500	2,275	5,81	0,05	-1,00E-04	3,33E-05	0,00002
1530	2,273	5,72	0,05	6,67E-05	2,50E-05	0,00001
1560	2,272	5,67	0,04	3,33E-05	5,00E-05	0,00002
1590	2,270	5,58	0,04	6,67E-05	7,50E-05	0,00003
1620	2,265	5,35	0,03	1,67E-04	6,25E-05	0,00003
1650	2,267	5,44	0,03	-6,67E-05	0,00E+00	0,00000
1680	2,268	5,49	0,04	-3,33E-05	0,00E+00	0,00000
1710	2,265	5,35	0,03	1,00E-04	3,96E-05	0,00002
1740	2,263	5,26	0,03	6,67E-05	4,17E-05	0,00002
1770	2,264	5,30	0,03	-3,33E-05	2,08E-05	0,00001
1800	2,263	5,26	0,03	3,33E-05	1,87E-05	0,00001
1830	2,262	5,21	0,02	3,33E-05	2,71E-05	0,00001
1860	2,261	5,16	0,02	3,33E-05	2,29E-05	0,00001
1890	2,261	5,16	0,02	0,00E+00	1,04E-05	0,00000
1920	2,261	5,16	0,02	0,00E+00	0,00E+00	0,00000
1950	2,261	5,16	0,02	0,00E+00	0,00E+00	0,00000
1980	2,261	5,16	0,02	0,00E+00	2,92E-05	0,00001

2010	2,258	5,02	0,01	1,00E-04	5,00E-05	0,00002
2040	2,256	4,93	0,01	6,67E-05	3,75E-05	0,00002
2070	2,258	5,02	0,01	-6,67E-05	0,00E+00	0,00000
2100	2,256	4,93	0,01	6,67E-05	0,00E+00	0,00000
2130	2,258	5,02	0,01	-6,67E-05	1,46E-05	0,00001
2160	2,255	4,88	0,01	1,00E-04	3,33E-05	0,00002
2190	2,254	4,84	0,01	3,33E-05	3,54E-05	0,00002
2220	2,254	4,84	0,01	0,00E+00	1,88E-05	0,00001
2250	2,253	4,79	0,00	3,33E-05	2,08E-06	0,00000
2280	2,255	4,88	0,01	-6,67E-05	0,00E+00	0,00000
2310	2,253	4,79	0,00	6,67E-05	1,87E-05	0,00001
2340	2,252	4,74	0,00	3,33E-05	2,29E-05	0,00001
2370	2,252	4,74	0,00	0,00E+00	0,00E+00	0,00000
2400	2,253	4,79	0,00	-3,33E-05	1,04E-05	0,00000
2430	2,251	4,70	0,00	6,67E-05	3,13E-05	0,00001

- Registo 7

Temperatura do ar (°C):	70,0
Humidade relativa do ar (%):	-
Massa da amostra seca (g):	2,179

Tabela 48 – Resultados da secagem para o registo 7

Tempo (s)	Massa (g)	Humidade relativa (%)	Conteúdo adimensional de humidade	Varição da massa (dm/dt)	Varição da massa “filtrado” (dm/dt)	Varição da humidade (dX/dt)
0	2,791	28,09	1,00			
30	2,752	26,30	0,93	1,30E-03	1,53E-03	0,00070
60	2,694	23,63	0,83	1,93E-03	1,72E-03	0,00079
90	2,638	21,06	0,73	1,87E-03	1,83E-03	0,00084
120	2,581	18,45	0,63	1,90E-03	1,75E-03	0,00080
150	2,536	16,38	0,55	1,50E-03	1,55E-03	0,00071
180	2,499	14,69	0,49	1,23E-03	1,34E-03	0,00062
210	2,459	12,85	0,42	1,33E-03	1,17E-03	0,00054
240	2,434	11,70	0,37	8,33E-04	1,01E-03	0,00046
270	2,404	10,33	0,32	1,00E-03	8,60E-04	0,00039
300	2,385	9,45	0,29	6,33E-04	7,17E-04	0,00033
330	2,368	8,67	0,26	5,67E-04	5,94E-04	0,00027
360	2,351	7,89	0,23	5,67E-04	4,85E-04	0,00022
390	2,342	7,48	0,21	3,00E-04	3,79E-04	0,00017
420	2,334	7,11	0,20	2,67E-04	3,27E-04	0,00015
450	2,323	6,61	0,18	3,67E-04	3,40E-04	0,00016
480	2,311	6,06	0,16	4,00E-04	3,38E-04	0,00015
510	2,303	5,69	0,15	2,67E-04	2,90E-04	0,00013

540	2,297	5,42	0,13	2,00E-04	2,46E-04	0,00011
570	2,289	5,05	0,12	2,67E-04	2,27E-04	0,00010
600	2,283	4,77	0,11	2,00E-04	2,06E-04	0,00009
630	2,278	4,54	0,10	1,67E-04	1,79E-04	0,00008
660	2,273	4,31	0,09	1,67E-04	1,54E-04	0,00007
690	2,269	4,13	0,09	1,33E-04	1,27E-04	0,00006
720	2,267	4,04	0,08	6,67E-05	1,10E-04	0,00005
750	2,263	3,85	0,08	1,33E-04	1,12E-04	0,00005
780	2,259	3,67	0,07	1,33E-04	1,08E-04	0,00005
810	2,257	3,58	0,06	6,67E-05	8,96E-05	0,00004
840	2,255	3,49	0,06	6,67E-05	8,13E-05	0,00004
870	2,252	3,35	0,06	1,00E-04	8,75E-05	0,00004
900	2,249	3,21	0,05	1,00E-04	8,75E-05	0,00004
930	2,247	3,12	0,05	6,67E-05	7,29E-05	0,00003
960	2,245	3,03	0,04	6,67E-05	5,00E-05	0,00002
990	2,245	3,03	0,04	0,00E+00	3,33E-05	0,00002
1020	2,244	2,98	0,04	3,33E-05	3,54E-05	0,00002
1050	2,242	2,89	0,04	6,67E-05	4,58E-05	0,00002
1080	2,241	2,85	0,04	3,33E-05	5,00E-05	0,00002
1110	2,239	2,75	0,03	6,67E-05	4,79E-05	0,00002
1140	2,238	2,71	0,03	3,33E-05	3,96E-05	0,00002
1170	2,237	2,66	0,03	3,33E-05	3,13E-05	0,00001
1200	2,237	2,66	0,03	0,00E+00	3,54E-05	0,00002
1230	2,234	2,52	0,02	1,00E-04	4,17E-05	0,00002
1260	2,234	2,52	0,02	0,00E+00	3,33E-05	0,00002
1290	2,233	2,48	0,02	3,33E-05	2,29E-05	0,00001
1320	2,233	2,48	0,02	0,00E+00	2,50E-05	0,00001
1350	2,231	2,39	0,02	6,67E-05	2,92E-05	0,00001
1380	2,231	2,39	0,02	0,00E+00	2,71E-05	0,00001
1410	2,230	2,34	0,02	3,33E-05	2,92E-05	0,00001
1440	2,229	2,29	0,02	3,33E-05	3,54E-05	0,00002
1470	2,227	2,20	0,01	6,67E-05	3,13E-05	0,00001
1500	2,228	2,25	0,01	-3,33E-05	2,50E-05	0,00001
1530	2,226	2,16	0,01	6,67E-05	2,92E-05	0,00001
1560	2,225	2,11	0,01	3,33E-05	2,71E-05	0,00001
1590	2,225	2,11	0,01	0,00E+00	1,04E-05	0,00000
1620	2,225	2,11	0,01	0,00E+00	0,00E+00	0,00000
1650	2,226	2,16	0,01	-3,33E-05	0,00E+00	0,00000
1680	2,225	2,11	0,01	3,33E-05	1,46E-05	0,00001
1710	2,224	2,07	0,01	3,33E-05	3,33E-05	0,00002
1740	2,223	2,02	0,01	3,33E-05	3,96E-05	0,00002
1770	2,220	1,88	0,00	1,00E-04	2,08E-05	0,00001
1800	2,224	2,07	0,01	-1,33E-04	0,00E+00	0,00000
1830	2,221	1,93	0,00	1,00E-04	0,00E+00	0,00000

1860	2,224	2,07	0,01	-1,00E-04	0,00E+00	0,00000
1890	2,224	2,07	0,01	0,00E+00	0,00E+00	0,00000

- Registo 8

Temperatura do ar (°C):	54,0
Humidade relativa do ar (%):	-
Massa da amostra seca (g):	1,768

Tabela 49 – Resultados da secagem para o registo 8

Tempo (s)	Massa (g)	Humidade relativa (%)	Conteúdo adimensional de humidade	Varição da massa (dm/dt)	Varição da massa “filtrado” (dm/dt)	Varição da humidade (dX/dt)
0	2,211	25,06	1,00			
30	2,187	23,70	0,93	8,00E-04	8,42E-04	0,00048
60	2,160	22,17	0,86	9,00E-04	8,83E-04	0,00050
90	2,131	20,53	0,78	9,67E-04	9,12E-04	0,00052
120	2,105	19,06	0,71	8,67E-04	8,92E-04	0,00050
150	2,077	17,48	0,63	9,33E-04	8,04E-04	0,00045
180	2,060	16,52	0,59	5,67E-04	7,02E-04	0,00040
210	2,043	15,55	0,54	5,67E-04	7,04E-04	0,00040
240	2,014	13,91	0,46	9,67E-04	7,73E-04	0,00044
270	1,990	12,56	0,40	8,00E-04	7,35E-04	0,00042
300	1,974	11,65	0,35	5,33E-04	5,75E-04	0,00033
330	1,962	10,97	0,32	4,00E-04	4,12E-04	0,00023
360	1,955	10,58	0,30	2,33E-04	3,23E-04	0,00018
390	1,945	10,01	0,27	3,33E-04	3,10E-04	0,00018
420	1,936	9,50	0,25	3,00E-04	3,27E-04	0,00019
450	1,923	8,77	0,21	4,33E-04	3,06E-04	0,00017
480	1,919	8,54	0,20	1,33E-04	2,54E-04	0,00014
510	1,912	8,14	0,18	2,33E-04	2,27E-04	0,00013
540	1,903	7,64	0,16	3,00E-04	2,00E-04	0,00011
570	1,901	7,52	0,15	6,67E-05	1,42E-04	0,00008
600	1,899	7,41	0,15	6,67E-05	1,17E-04	0,00007
630	1,894	7,13	0,13	1,67E-04	1,42E-04	0,00008
660	1,887	6,73	0,11	2,33E-04	1,56E-04	0,00009
690	1,887	6,73	0,11	0,00E+00	1,54E-04	0,00009
720	1,876	6,11	0,08	3,67E-04	1,44E-04	0,00008
750	1,879	6,28	0,09	-1,00E-04	1,12E-04	0,00006
780	1,871	5,83	0,07	2,67E-04	6,04E-05	0,00003
810	1,875	6,05	0,08	-1,33E-04	0,00E+00	0,00000
840	1,877	6,17	0,09	-6,67E-05	0,00E+00	0,00000
870	1,873	5,94	0,08	1,33E-04	6,67E-05	0,00004
900	1,868	5,66	0,06	1,67E-04	9,58E-05	0,00005

930	1,868	5,66	0,06	0,00E+00	6,46E-05	0,00004
960	1,866	5,54	0,06	6,67E-05	3,12E-05	0,00002
990	1,867	5,60	0,06	-3,33E-05	1,87E-05	0,00001
1020	1,865	5,49	0,05	6,67E-05	1,25E-05	0,00001
1050	1,866	5,54	0,06	-3,33E-05	0,00E+00	0,00000
1080	1,866	5,54	0,06	0,00E+00	1,67E-05	0,00001
1110	1,864	5,43	0,05	6,67E-05	4,17E-05	0,00002
1140	1,862	5,32	0,05	6,67E-05	5,42E-05	0,00003
1170	1,861	5,26	0,04	3,33E-05	5,21E-05	0,00003
1200	1,859	5,15	0,04	6,67E-05	4,79E-05	0,00003
1230	1,858	5,09	0,04	3,33E-05	3,75E-05	0,00002
1260	1,857	5,03	0,03	3,33E-05	1,67E-05	0,00001
1290	1,858	5,09	0,04	-3,33E-05	0,00E+00	0,00000
1320	1,858	5,09	0,04	0,00E+00	2,08E-05	0,00001
1350	1,855	4,92	0,03	1,00E-04	4,58E-05	0,00003
1380	1,854	4,86	0,02	3,33E-05	4,79E-05	0,00003
1410	1,853	4,81	0,02	3,33E-05	4,17E-05	0,00002
1440	1,852	4,75	0,02	3,33E-05	4,79E-05	0,00003
1470	1,849	4,58	0,01	1,00E-04	5,62E-05	0,00003
1500	1,849	4,58	0,01	0,00E+00	5,83E-05	0,00003
1530	1,845	4,36	0,00	1,33E-04	5,00E-05	0,00003
1560	1,846	4,41	0,00	-3,33E-05	2,08E-05	0,00001
1590	1,845	4,36	0,00	3,33E-05	0,00E+00	0,00000
1620	1,849	4,58	0,01	-1,33E-04	0,00E+00	0,00000
1650	1,849	4,58	0,01	0,00E+00	0,00E+00	0,00000
1680	1,847	4,47	0,01	6,67E-05	2,08E-05	0,00001
1710	1,846	4,41	0,00	3,33E-05	1,46E-05	0,00001
1740	1,848	4,52	0,01	-6,67E-05	0,00E+00	0,00000
1770	1,847	4,47	0,01	3,33E-05	6,25E-06	0,00000
1800	1,846	4,41	0,00	3,33E-05	1,88E-05	0,00001
1830	1,846	4,41	0,00	0,00E+00	1,67E-05	0,00001
1860	1,845	4,36	0,00	3,33E-05	4,17E-06	0,00000
1890	1,846	4,41	0,00	-3,33E-05	0,00E+00	0,00000