

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SÃO CARLOS
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E DE TECNOLOGIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA

**ANÁLISE DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA E
OTIMIZAÇÃO DE SECADORES ROTATIVOS**

Edimilson Cândido Leonel

Orientador: Prof. Dr. Ronaldo Guimarães Corrêa

São Carlos – S. P

2014

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SÃO CARLOS
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E DE TECNOLOGIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA

ANÁLISE DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA E OTIMIZAÇÃO DE SECADORES ROTATIVOS

Edimilson Cândido Leonel

Dissertação apresentada ao Programa de Pós Graduação em Engenharia Química da Universidade Federal de São Carlos como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia Química, área de concentração em Pesquisa e Desenvolvimento de Processos Químicos.

Orientador: Prof. Dr. Ronaldo Guimarães Corrêa

São Carlos – S. P

2014

**Ficha catalográfica elaborada pelo DePT da
Biblioteca Comunitária da UFSCar**

L583ae

Leonel, Edimilson Cândido.

Análise da eficiência energética e otimização de secadores rotativos / Edimilson Cândido Leonel. -- São Carlos : UFSCar, 2014.
64 f.

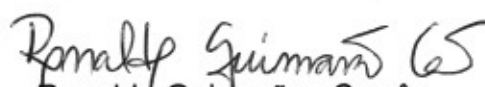
Dissertação (Mestrado) -- Universidade Federal de São Carlos, 2014.

1. Engenharia química. 2. Secadores rotativos. 3. Otimização. 4. Sensibilidade paramétrica. 5. Eficiência energética. I. Título.

CDD: 660 (20^a)

MEMBROS DA BANCA EXAMINADORA DA DISSERTAÇÃO DE Mestrado de **EDMILSON CÂNDIDO LEONEL** APRESENTADA AO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DE SÃO CARLOS, EM 25 DE FEVEREIRO DE 2014.

BANCA EXAMINADORA:


Ronaldo Guimarães Corrêa
Orientador, UFSCar


Rodrigo Béttega
UFSCar


Paulo Sérgio Calefi
UNIFRAN

Resumo

O estudo da Eficiência Energética e da Otimização de secadores está em consonância com as preocupações ambientais e com a necessidade cada vez maior de melhoria da performance energética dos processos, melhoria da qualidade e diminuição dos custos de produção. Nesse sentido, o presente trabalho tem como objetivo contribuir na aplicação de ferramentas de análise para o desenvolvimento de processos de secagem mais eficientes, tendo em vista que esta é uma das operações unitárias de maior consumo energético.

De posse de um modelo matemático para um secador rotativo de aquecimento direto, simulações foram feitas e a comparação com resultados experimentais mostrou que o modelo representa com confiança o processo de secagem. O modelo foi então implementado com a finalidade de simular o secador rotativo com alimentação concorrente e em contracorrente, fazendo-se dessa maneira análises sobre as diferenças energéticas existentes entre essas duas configurações.

Para os estudos da performance energética dos secadores rotativos, duas definições de Eficiência Energética foram utilizadas: uma expressão bastante comum presente na literatura e muito utilizada na prática e uma outra expressão que foi proposta a partir da observação das quantidades energéticas relacionadas ao processo. As vantagens e desvantagens de cada definição são apresentadas e os resultados obtidos contribuem para a discussão sobre a avaliação da Eficiência Energética em secadores convectivos.

Estudos de Sensibilidade Paramétrica quantificaram a influência que a variação de certas variáveis de processo exerce nas medidas da Eficiência Energética e da Umidade Final do Produto Seco. Os resultados desses estudos mostraram que as variáveis analisadas exercem papel importante em ambas a Eficiência Energética e a Umidade Final do Produto Seco. Eles foram obtidos a partir do estabelecimento de limites operacionais adequados para o intervalo de variação das mesmas para satisfazer as melhores condições operacionais de ambos os secadores rotativos. Os resultados também evidenciaram diferenças significativas entre as operações concorrente e em contracorrente, além de servir como base para os estudos de Otimização.

Os resultados da Otimização dos secadores rotativos mostraram a possibilidade de melhoria da performance energética sem prejuízo à qualidade do produto final, e também a possibilidade de melhoria simultânea tanto da Eficiência Energética quanto do teor de Umidade Final do Produto Seco. Foi possível estabelecer, para cada secador, relações entre Eficiência ótima e Umidade desejada para o produto. Estes resultados são importantes pois indicam como técnicas adequadas de análise podem contribuir para a melhoria operacional de secadores rotativos.

Abstract

Energy Efficiency and optimization of dryers are research areas with environmental concerns. These areas have the increasing need to improve the energy performance of processes through to quality improvement and reduction of production costs. In this sense, this work aims to contribute to the development of more efficient drying processes, take account the fact that this is one of the unit operations of higher energy consumption.

Using a mathematical model for a direct-heating rotary dryer, computational simulations were performed and the comparison with experimental results show that this model is reliable with the drying process. The model was implemented in order to simulate the rotary drier with concurrent and countercurrent feeding. Thus, the energetic differences between the two operations were compared and discussed.

For the studies of the energy performance of rotary dryers, two definitions of Energy Efficiency were used: an expression quite common in the literature, and largely used in drying procedures, and another expression that was proposed from the observation of energetical quantities related to the process. The advantages and disadvantages of each definition are presented and the results contribute to the discussion on the assessment of Energy Efficiency in convective dryers.

Parametric Sensitivity studies have quantified the influence that certain process variables have on measures of Energy Efficiency and Final Moisture Content of Product. These results showed that these variables play an important role in both the Energy Efficiency and Final Moisture Content of Product, being necessary to establish appropriate operational limits to the range of variation to these variables, in order to satisfy the best operational conditions for the two rotary dryers. The results also showed significant differences between concurrent and countercurrent operations. In addition, the Parametric Sensitivity analysis serve as a base for optimization studies.

The results from the optimization of rotary dryers showed that is possible to improving the Energy Efficiency without decrease the quality of the final product, and also the possibility of simultaneous improvement of both the Energy Efficiency as the Final Moisture Content of Product. It was possible to establish, for each dryer, mathematical relations between optimum Efficiency and desired Final Moisture Content of Product. These results are very interesting and represent an important contribution to the study of rotary dryers.

Lista de Figuras

| | | |
|----|---|-------|
| 1 | Representação de um secador rotativo concorrente de aquecimento direto. | p. 5 |
| 2 | Cascadeamento do material sólido no interior de um secador rotativo de aquecimento direto. | p. 6 |
| 3 | Representação do secador rotativo concorrente através de elementos de volume. | p. 11 |
| 4 | Fluxograma de execução das atividades de pesquisa. | p. 21 |
| 5 | Ajustes de ρa (a) e Cpa_{in} (b) a polinômios de 5º grau. | p. 31 |
| 6 | Esquema de discretização em elementos de volume para o secador rotativo concorrente (a) e em contracorrente (b). | p. 32 |
| 7 | Comparação da simulação com dados experimentais. | p. 34 |
| 8 | Perfis simulados de temperatura do ar, temperatura do sólido e perfis de umidade do produto ao longo do secador rotativo concorrente (a) e contracorrente (b). (Linhas contínuas: temperatura; linhas tracejadas: umidade). | p. 35 |
| 9 | Perfis simulados de taxa de secagem ao longo do secador rotativo concorrente (a) e contracorrente (b). | p. 36 |
| 10 | Perfis simulados de Eficiência Energética para cada um dos secadores rotativos calculados pela Definição 1. | p. 40 |
| 11 | Perfis simulados de Eficiência Energética para cada um dos secadores rotativos calculados pela Definição 2. | p. 40 |
| 12 | Perfis simulados de Sensibilidade Paramétrica em relação a cada variável de processo considerada frente à Eficiência Energética (curvas pontilhadas) e à Umidade Final do Produto Seco (curvas contínuas). | p. 43 |

| | | |
|----|--|-------|
| 13 | Superfícies simuladas de Eficiência Energética e Umidade Final do Produto Seco para a variação de Gp_{in} e Ta_{in} : (a) Eficiência Energética no secador concorrente; (b) Eficiência Energética no secador contracorrente; (c) Umidade Final do Produto Seco no secador concorrente; e, (d) Umidade Final do Produto Seco no secador contracorrente. | p. 46 |
| 14 | Superfícies simuladas de Eficiência Energética e Umidade Final do Produto Seco para a variação de Ta_{in} e N : (a) Eficiência Energética no secador concorrente; (b) Eficiência Energética no secador contracorrente; (c) Umidade Final do Produto Seco no secador concorrente; e, (d) Umidade Final do Produto Seco no secador contracorrente. | p. 47 |
| 15 | Superfícies simuladas de Eficiência Energética e Umidade Final do Produto Seco para a variação de Ta_{in} e Va | p. 48 |
| 16 | Superfícies simuladas de Eficiência Energética e Umidade Final do Produto Seco para a variação de N e Gp_{in} | p. 49 |
| 17 | Superfícies simuladas de Eficiência Energética e Umidade Final do Produto Seco para a variação de Va e Gp_{in} | p. 50 |
| 18 | Superfícies simuladas de Eficiência Energética e Umidade Final do Produto Seco para a variação de N e Va | p. 51 |
| 19 | Pontos de maior Eficiência Energética para cada metodologia de Otimização e cada secador. | p. 53 |
| 20 | Pontos de menor Umidade Final do Produto Seco para cada metodologia de Otimização e cada secador. | p. 54 |
| 21 | Estados ótimos para o secador concorrente. | p. 55 |
| 22 | Estados ótimos para o secador em contracorrente. | p. 55 |
| 23 | Pontos de menor distância. | p. 56 |
| 24 | Fronteira de Pareto para Otimização do secador concorrente. | p. 57 |
| 25 | Fronteira de Pareto para Otimização do secador contracorrente. | p. 58 |

Lista de Tabelas

| | | |
|----|---|-------|
| 1 | Relação dos valores dos parâmetros usados nos modelos de secadores rotativos | p. 14 |
| 2 | Gastos energéticos com secagem em algumas indústrias | p. 15 |
| 3 | Termos dos balanços de energia em Iguaz et al. (2003) | p. 28 |
| 4 | Modificações feitas no modelo de Iguaz et al. (2003) | p. 28 |
| 5 | Valores atribuídos para variáveis não definidas por Iguaz et al. (2003) . | p. 31 |
| 6 | Valores padrão das variáveis de processo. | p. 32 |
| 7 | Condições experimentais de Iguaz et al. (2003). | p. 33 |
| 8 | Valores de Eficiência Energética, segundo cada definição, calculados para os dois secadores rotativos, nas condições padrão. | p. 37 |
| 9 | Valores das quantidades energéticas calculadas para ambos os secadores rotativos. | p. 38 |
| 10 | Valores de Eficiência e Umidade Final do Produto Seco nas condições padrão para cada secador rotativo. | p. 41 |
| 11 | Valores de Sensibilidade Paramétrica da Eficiência (SE) e da Umidade Final do Produto Seco (SU) em relação as variáveis de processo consideradas. | p. 42 |
| 12 | Valores das sementes utilizados para Otimização da Eficiência Energética e Umidade Final do Produto Seco. | p. 52 |
| 13 | Condições Ótimas para Eficiência Energética e Umidade Final do Produto Seco em ambos secadores rotativos. | p. 54 |
| 14 | Condições que minimizam a função 4.37 em ambos secadores rotativos. | p. 57 |

Nomenclatura

Letras latinas

| Símbolo | Significado | Dimensão |
|-----------|---|--------------------------|
| A | Área de secção transversal | L^2 |
| a_w | Atividade da água | $[-]$ |
| C_{pa} | Capacidade calorífica do ar | $L^2.T^{-2}.\Theta^{-1}$ |
| C_{pag} | Capacidade calorífica da água líquida | $L^2.T^{-2}.\Theta^{-1}$ |
| C_{pas} | Capacidade calorífica do ar seco | $L^2.T^{-2}.\Theta^{-1}$ |
| C_{pav} | Capacidade calorífica da água vapor | $L^2.T^{-2}.\Theta^{-1}$ |
| C_{pp} | Capacidade calorífica do produto | $L^2.T^{-2}.\Theta^{-1}$ |
| C_{pps} | Capacidade calorífica do produto seco | $L^2.T^{-2}.\Theta^{-1}$ |
| C_{pv} | Capacidade calorífica do vapor | $L^2.T^{-2}$ |
| D | Diâmetro do secador | L |
| E | Eficiência Energética | $[-]$ |
| G_a | Vazão de ar | $M.T^{-1}$ |
| G_p | Vazão mássica de produto | $M.T^{-1}$ |
| H_a | Entalpia do ar | $M.L^2.T^{-2}$ |
| h_p | Entalpia do produto por unidade de comprimento | $M.L.T^{-2}$ |
| H_p | Fluxo de energia na corrente de produto | $M.L.T^{-3}$ |
| K | Constante | T^{-1} |
| L | Comprimento do secador | L |
| L_w | Calor latente de vaporização da água | $L^2.T^{-2}$ |
| M_a | Massa de ar no interior do secador | M |
| M_p | Massa de produto no interior do secador | M |
| n | Número de elementos de volume | $[-]$ |
| N | Velocidade de revolução | $L.T^{-1}$ |
| Q | Calor perdido pelo ar | $M.L^2.T^{-3}$ |
| q_{lat} | Calor latente de vaporização da água no produto | $L^2.T^{-2}$ |
| Q_p | Calor perdido através do casco | $M.L^2.T^{-3}$ |
| R_w | Taxa de secagem | T^{-1} |

| | | |
|--------|---|-------------------------------|
| SE | Sensibilidade Paramétrica em relação à Efic. Energética | $[-]$ |
| SU | Sensibilidade Paramétrica em relação à Umidade Final | $[-]$ |
| t | Tempo | T |
| Ta | Temperatura do ar | Θ |
| $Tamb$ | Temperatura ambiente | Θ |
| Tk | Temperatura do ar (em Kelvin) | Θ |
| Tp | Temperatura do produto | Θ |
| tr | Tempo de residência no elemento de volume | T |
| Tr | Tempo de residência no secador | T |
| U | Umidade Final do Produto Seco (base seca) | $[-]$ |
| Up | Coeficiência global de troca térmica | $M.T^{-3}.\Theta^{-1}$ |
| Uva | Coeficiente de transferência de calor | $M.L^{-1}.T^{-3}.\Theta^{-1}$ |
| V | Volume | L^{-3} |
| Va | Vazão volumétrica de ar | $L^3.T^{-1}$ |
| va | Velocidade do ar | $L.T^{-1}$ |
| vp | Velocidade do produto | $L.T^{-1}$ |
| W | Umidade do produto (base seca) | $[-]$ |
| We | Umidade de equilíbrio (base seca) | $[-]$ |
| X | Umidade do produto | $[-]$ |
| Xe | Umidade de equilíbrio | $[-]$ |
| Y | Umidade do ar | $[-]$ |
| Z | Coordenada adimensional de comprimento | $[-]$ |

Letras gregas

| Símbolo | Significado | Dimensão |
|-----------------|-----------------------------------|----------------|
| ρ_{zp} | Densidade linear de sólidos | $M.L^{-1}$ |
| ρ_{za} | Densidade linear do ar de secagem | $M.L^{-1}$ |
| λ | Taxa de secagem | $M.L^2.T^{-2}$ |
| ΔT_{ml} | Média logaritma de temperatura | $[-]$ |
| α | Inclinação do secador rotativo | $^\circ$ |
| ΔH | Variação de entalpia | $M.L^2.T^{-2}$ |

Subscritos

| Símbolo | Significado |
|---------|-------------|
| in | Entrada |
| out | Saída |

Sumário

| | | |
|----------|--|-------|
| 1 | Introdução | p. 1 |
| 2 | Revisão Bibliográfica | p. 4 |
| 2.1 | Secador Rotativo | p. 4 |
| 2.1.1 | Modelos matemáticos de secadores rotativos | p. 7 |
| 2.2 | Eficiência Energética | p. 14 |
| 3 | Materiais e Métodos | p. 20 |
| 3.1 | Simulações | p. 21 |
| 3.2 | Eficiência Energética | p. 22 |
| 3.2.1 | Definições | p. 22 |
| 3.3 | Sensibilidade Paramétrica | p. 24 |
| 3.4 | Otimização | p. 25 |
| 4 | Resultados e Discussões | p. 27 |
| 4.1 | Modelagem | p. 27 |
| 4.2 | Simulações | p. 32 |
| 4.3 | Eficiência Energética | p. 36 |
| 4.4 | Sensibilidade Paramétrica | p. 40 |
| 4.5 | Otimização | p. 52 |
| 5 | Conclusões | p. 59 |
| | Referências | p. 61 |

1 *Introdução*

A secagem é um dos fenômenos físicos mais comuns e de maior importância na natureza e no setor industrial. Consiste basicamente na retirada de umidade de um determinado material, sendo essa retirada ocorrida mediante o fornecimento de energia térmica (GEANKOPLIS, 2003). A diminuição do teor de umidade é desejável por uma série de motivos que incluem o aumento da vida útil e prazo de validade (de alimentos, por exemplo), diminuição do custo com transporte e armazenamento, padronização e melhoria de propriedades físicas de materiais, entre outros. Industrialmente a secagem é uma operação unitária largamente utilizada numa variedade de processos, incluindo indústrias químicas, de alimentos, de mineração, papel e celulose, indústrias têxteis, entre outras. Por ser um processo térmico, é salutar enfatizar a importância com os gastos energéticos envolvidos na retirada de água.

Uma grande preocupação dos tempos atuais tem sido, cada vez mais, a questão da escassez e possível esgotamento das fontes naturais não renováveis de energia, como os combustíveis fósseis, o petróleo e gás natural. Como consequência disso, todos os setores industriais necessitam encontrar formas mais eficientes para o uso desses recursos, afim de que o meio ambiente possa suportar o desenvolvimento tecnológico e o aumento da produção, necessários para a manutenção da qualidade de vida da população. Neste sentido, torna-se importante o desenvolvimento de pesquisas relacionadas à melhoria do desempenho energético de secadores, tendo em vista que a secagem é uma das operações industriais que mais consomem energia. No Reino Unido, por exemplo, a quantidade de energia gasta em processos de secagem chega a valores como de 379,5 PJ/ano, correspondendo de 17,7 a 19,3 % do total de energia gasta em processos industriais (MENSHUTINA et al., 2004). Estes valores estão de acordo como os discutidos por Strumillo, Jones e Zulla (2006), que afirmaram que processos de desidratação térmica correspondem de 9 a 25 % do total de energia consumida pelas indústrias.

Dependendo do tipo de indústria e da tecnologia usada, a energia envolvida nos processos de secagem podem representar frações significativas da energia industrial. Esses

valores chegam a cerca de 70 % para indústrias madeireiras; 50 % para o acabamento de materiais têxteis; 27 % para indústrias de papel e celulose e 33 % em processos de produção de polpas (KUDRA, 2004). Embora boa parte da energia gasta industrialmente em processo de secagem venha de biomassa, é de interesse geral que medidas para redução do consumo energético sejam tomadas com a finalidade de diminuir o uso de combustíveis fósseis (KUDRA, 2004).

Uma razão para gastos tão elevados relacionados com a retirada de água de materiais está na dificuldade de se evaporar a água, devido aos altos valores do calor específico e da entalpia de vaporização. Independentemente desse fato, as baixas Eficiências Térmicas observadas nos secadores industriais sugerem que estudos nesta área poderão contribuir significativamente para a economia de energia e dos recursos naturais hoje gastos por esta atividade (STRUMILLO; JONES; ZULLA, 2006).

A preocupação ambiental com o possível esgotamento das fontes naturais de energia fez surgir ao longo dos anos leis e incentivos a processos limpos e eficientes energeticamente. Um exemplo disso é a *ISO 50001* que visa certificar empresas e processos comprometidos com a melhoria contínua do gerenciamento energético da atividade desenvolvida.

Somada à questão ambiental, outra preocupação do setor industrial é a tendência ao aumento nos custos energéticos observada ao longo dos anos, o que sugere que o consumo de energia deverá ser um fator decisivo para a competitividade e sustentabilidade das empresas. A motivação econômica, aliada à sustentabilidade dos processos, faz com que a performance energética dos secadores seja, senão o principal, um dos principais elementos de inovação para mudanças nas operações e melhorias tecnológicas nos equipamentos de secagem. O estudo sobre Eficiência Energética de secadores torna-se necessário para o desenvolvimento de novas técnicas de secagem bem como a determinação de boas práticas de operação dos equipamentos existentes.

Entre os vários tipos de secadores convectivos, um dos mais utilizados é o secador rotativo que consiste de um tambor disposto horizontalmente acoplado a um sistema que o permite rotacionar a uma velocidade controlada. No interior do secador rotativo existem pás que promovem o cascadeamento do material sólido que é alimentado em uma das extremidades, percorrendo todo o leito do equipamento até sair pela outra extremidade. Esse tipo de processo permite altas taxas de transferência de calor e massa, sendo o secador rotativo um equipamento de fácil instalação e baixo custo de operação e manutenção.

No presente trabalho é apresentado um estudo sobre a Eficiência Energética de secadores rotativos. As duas configurações de alimentação (concorrente e em contracorrente)

são analisadas comparativamente e diferentes variáveis de processo como vazão de sólido e de ar, temperatura do ar de secagem e rotação do secador são analisadas com a finalidade de determinação da influência que as mesmas exercem na medida da Eficiência Energética e no teor de Umidade Final do Produto Seco.

Para a obtenção dos resultados, simulações dos secadores rotativos foram feitas através da implementação de um modelo matemático descritivo do processo. O modelo utilizado é baseado no trabalho de [Iguaz et al. \(2003\)](#), incluindo equações constitutivas e dados experimentais. Os resultados de simulações foram comparados a resultados experimentais, tendo sido o modelo considerado adequado para os estudos de Sensibilidade Paramétrica e Otimização de secadores rotativos, através de técnicas adequadas de análise.

2 *Revisão Bibliográfica*

Nesta revisão bibliográfica serão apresentados e comentados os aspectos gerais relacionados ao processo de secagem em secadores rotativos: variáveis de operação, exemplos de processos e modelagem matemática. O estudo deste equipamento, a exemplo de outros trabalhos desenvolvidos por pesquisadores do Departamento de Engenharia Química da UFSCar (PERAZZINI, 2011; VIEIRA, 1996; MORO, 1989), é motivado pela sua importância em processos industriais e pela existência de dados disponíveis na literatura.

2.1 **Secador Rotativo**

O secador rotativo é um dos equipamentos mais utilizados para a secagem de sólidos em regime contínuo. Sua importância está no fato dele ser um equipamento de baixo custo de implantação e manutenção, e também devido à sua facilidade de operação (VIEIRA, 1996). A engenharia de um secador do tipo rotativo é formada basicamente por um tambor cilíndrico que gira. A existência de pás no interior do tambor, a leve inclinação e a rotação do mesmo fazem com que o material, que é inserido em uma das extremidades, percorra o equipamento no sentido axial e radial através do movimento de cascadeamento promovido pelas pás. Algumas características geométricas e faixas de valores de diferentes variáveis de operação dos secadores rotativos já foram bem descritas na literatura, embora seja possível modificações operacionais no equipamento (CHUN; LIM; YOSHIKAWA, 2012; WANG et al., 2009). Por exemplo, em geral a inclinação dos secadores rotativos varia entre 0 e 5°, a relação entre comprimento e diâmetro varia entre 4 e 15 e a velocidade de rotação entre 3 e 8 rpm (VIEIRA, 1996)

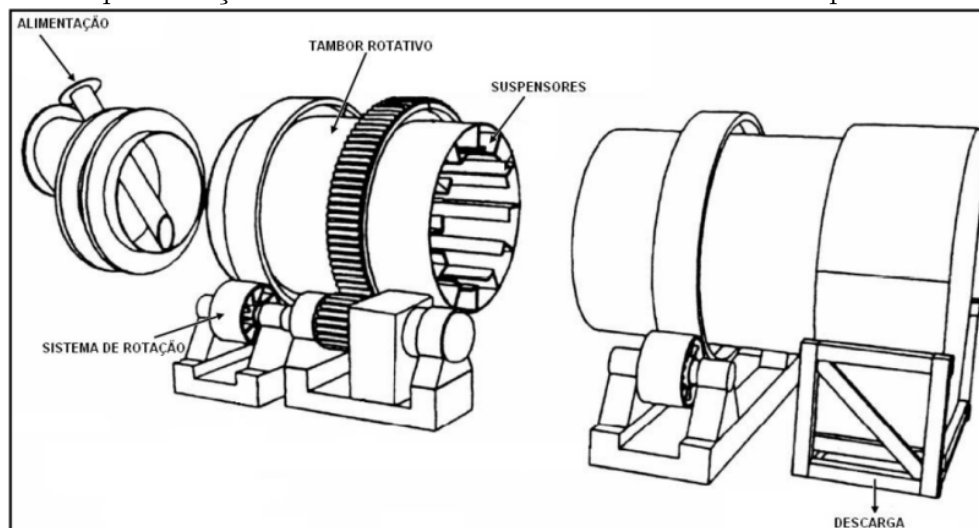
Os secadores rotativos podem ser utilizados em vários processos e estão comumente presentes em várias indústrias como a alimentícia, agroindústria e estações de tratamento de efluentes. Como exemplos de processos onde são utilizados secadores rotativos é possível citar: a produção de fertilizantes (SILVA et al., 2012; ARRUDA et al., 2009); secagem de madeira (QIXIANG; SHUSHENG, 2008); secagem de grãos de soja (LUZ et al., 2010);

produção de açúcar cristal (DOUGLAS et al., 1993); desidratação de vegetais (LOPEZ et al., 2000); secagem de polpa de beterraba (DIDRIKSEN, 2002); tratamento de esgoto (CHUN; LIM; YOSHIKAWA, 2012); reciclagem de resíduos de papelão (BACELOS; JESUS; FREIRE, 2009); entre outros.

A alimentação de um secador rotativo pode ser em contracorrente ou concorrente, ou seja, o material e o gás de secagem podem ou não ser alimentados do mesmo lado (CAO; LANGRISH, 2000). Existem secadores rotativos de aquecimento direto e de aquecimento indireto dependendo de como se dá a transferência de calor (LUZ et al., 2010). No caso dos tambores de aquecimento indireto, o vapor de água ou os gases de aquecimento circulam em tubos dispostos axialmente no interior do equipamento (LUZ et al., 2010), enquanto que nos tambores de aquecimento direto ocorre o contato direto entre o material e o gás de secagem (PERAZZINI, 2011).

A Figura 1 representa um secador rotativo concorrente de aquecimento direto. É possível observar as partes que compõem o equipamento: a entrada ou alimentação, o tambor com as pás no seu interior, o sistema de rotação e a saída ou descarga.

Figura 1: Representação de um secador rotativo concorrente de aquecimento direto.

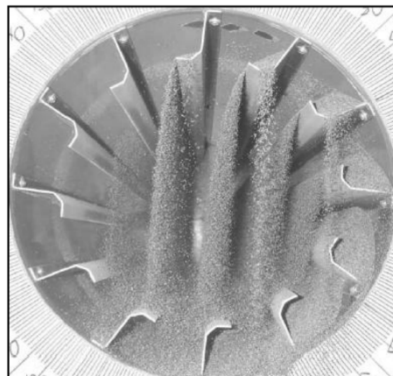


Fonte: Silva et al. (2012).

Na Figura 2 observa-se o cascadeamento dos sólidos pela ação dos suspensores. Este movimento do material no interior do equipamento é determinante para a operação de secagem, pois é durante a passagem do gás entre as cascatas que ocorrem as transferências de calor e massa necessárias para a diminuição da umidade do material.

Quando a rotação se inicia, os sólidos são coletados pelas pás e carregados até uma determinada altura, de onde são lançados de maneira a formar cascatas através de uma

Figura 2: Cascadeamento do material sólido no interior de um secador rotativo de aquecimento direto.



Fonte: [Perazzini \(2011\)](#).

corrente de ar aquecido, sendo que o movimento das partículas ao longo do tambor depende, principalmente, do formato dos suspensores que estão sendo empregados ([KELLY, 1992](#); [DRIVER et al., 2003](#)). No interior do equipamento, uma vez que o principal mecanismo de transporte de calor é a convecção, considera-se que a secagem do material particulado ocorre apenas quando há o seu cascadeamento ([PAPADAKIS et al., 1994](#)).

Apesar de relativa simplicidade no funcionamento dos secadores rotativos, a análise do processo de secagem pode ser bem complexa devido à ocorrência simultânea de três fenômenos de transferência: o transporte dos sólidos e as transferências de calor e massa ([CAO; LANGRISH, 2000](#); [SHAHHOSSEINI; CAMERON; WANG, 2000](#); [BRITTON; SHEEHAN; SCHNEIDER, 2006](#); [PERAZZINI, 2011](#)).

Em processos convectivos de secagem, como é o caso do secador rotativo, a taxa de perda de umidade do material é controlada por fatores como velocidade, temperatura e umidade do ar e propriedades higroscópicas do material. Segundo [Blasco, Diaz e Reyes \(1998\)](#) e [Alvarez e Blasco \(1999\)](#), a natureza do material determina se parâmetros externos ou estruturais são mais importantes para a secagem. De forma geral, a taxa de secagem é controlada apenas pelas condições externas. No entanto, para sólidos porosos, a taxa de secagem é determinada principalmente pela difusão interna e conseqüentemente afetada pela estrutura do sólido, umidade e tamanho da partícula, entre outros parâmetros. Em adição às condições externas de secagem, o conhecimento dos mecanismos internos de transferência de calor e massa pode ser bastante importante na para a modelagem desses processos.

2.1.1 Modelos matemáticos de secadores rotativos

O desenvolvimento da modelagem matemática é de grande importância para o projeto, otimização, controle e automação dos processos de secagem. A análise e a simulação de um modelo de um secador permite prever o seu comportamento e garante uma maior compreensão dos mecanismos de transferência de calor e massa associados a ele. Desta forma, a simulação permite uma redução dos custos com criação de plantas piloto, uma vez que os modelos matemáticos simulados com o auxílio de técnicas numéricas e computacionais adequadas podem representar satisfatoriamente o processo real.

É possível obter modelos matemáticos de diferentes níveis de complexidade, o que depende de uma primeira análise, do qual o geral é este modelo. Fatores que contribuem na complexidade dos modelos podem ser: consideração de processo transitente; sistema a parâmetros distribuídos; inclusão de propriedades e características estruturais da partícula; e consideração da transferência de calor por radiação (DIDRIKSEN, 2002).

Não há uma única teoria geral capaz de descrever suficientemente bem o processo de secagem em secadores do tipo rotativo. Devido às diferenças de configurações, formato e operação, os secadores rotativos apresentam diversos modelos matemáticos, cada um com as suas especificidades. Desta forma, ao se desejar conhecer o comportamento de um determinado tambor rotativo pode-se recorrer à literatura em busca de modelos os quais tenham sido desenvolvidos especificamente para o equipamento em questão.

De um modo geral, os modelos matemáticos encontrados na literatura podem ser divididos em duas categorias: os determinísticos (com base na teoria do contínuo e nas equações fundamentais de conservação de massa, movimento e energia) e os modelos probabilísticos ou estocásticos (baseados na teoria cinética). Nesta revisão serão analisados somente os modelos determinísticos uma vez que estes se adequam mais a dados experimentais outrora produzidos.

Myklestad (1963) foi o primeiro a obter uma expressão para prever o teor de umidade da corrente de saída de um secador de tambor rotativo, baseando-se na umidade da corrente de entrada, temperatura do ar de secagem e taxa de alimentação. O secador rotativo estudado pelo autor era alimentado em contracorrente e seu modelo baseia-se nas seguintes hipóteses:

- Utilização de um coeficiente volumétrico de transferência de calor;
- A temperatura do sólido não varia com a posição no período de secagem a taxa

constante, sendo linearmente relacionada ao teor de umidade no período de secagem a taxa decrescente;

- Relação linear entre temperatura do ar e o teor de umidade dos sólidos.

Sharpley, Glikin e Warne (1964) desenvolveram uma modelagem para um secador em contracorrente usando um conjunto de quatro equações diferenciais para descrever a transferência de calor e massa, bem como os balanços de massa e energia. Os autores construíram um modelo global considerando o tanque perfeitamente agitado, mas nenhum resultado experimental foi apresentado para verificar a precisão do modelo.

Yliniemi (1999) desenvolveu uma modelagem simples para um secador rotativo com a finalidade de aplicação no controle do processo. As considerações adotadas pelo autor foram as seguintes:

- Coeficiente volumétrico de transferência de calor é constante ao longo do secador;
- Transferência de calor por condução é negligenciada;
- Difusão no sentido axial é negligenciada;
- Calor necessário para vaporização da água é constante;
- Velocidade constante do ar;
- Distribuição granular constante;
- Ausência de reações químicas;
- As variáveis de saída são funções apenas do tempo (parâmetros concentrados);
- Perda de calor para as vizinhanças é pequena.

As Equações 2.1 a 2.3 apresentam o modelo de Yliniemi (1999). Propriedades e parâmetros como tempo de residência e taxa de secagem foram calculados mediante o uso de correlações e equações empíricas obtidas experimentalmente. Usando expansão por séries de Taylor o autor linearizou as equações do modelo a partir de um ponto de operação conhecido.

$$\frac{dX}{dt} + vp \frac{(X - X_{in})}{L} = -Rw \quad (2.1)$$

$$C_{pp} \frac{dT_p}{dt} + v_p \cdot C_{pp} \frac{(T_p - T_{p_{in}})}{L} = \frac{U_a \cdot V}{\rho_z p} (T_a - T_p) - R_w \quad (2.2)$$

$$C_{pa} \frac{dT_a}{dt} + v_a \cdot C_{pa} \frac{(T_a - T_{a_{in}})}{L} = -\frac{U_a \cdot V}{\rho_z a} (T_a - T_p) - \frac{\rho_z p}{\rho_z a} R_w \quad (2.3)$$

Assim como Yliniemi (1999), o modelo matemático desenvolvido por Luz et al. (2010) considera o secador rotativo como um tanque perfeitamente agitado e obtém um modelo simples para aplicação em controle. A autora estudou o processo de secagem de farelo de soja em secador rotativo com aquecimento indireto (um sistema de tubos com vapor aquecido é usado para aquecer o material). As Equações 2.4 a 2.7 apresentam o modelo de Luz et al. (2010).

$$\frac{dX}{dt} = -v_p \frac{(X - X_{in})}{L} - K(X - X_e) \quad (2.4)$$

$$\frac{dY}{dt} = -v_a \frac{(Y - Y_{in})}{L} + \frac{M_p}{M_a} K(X - X_e) \quad (2.5)$$

$$\frac{dT_p}{dt} = -v_p \frac{(T_p - T_{p_{in}})}{L} + \frac{1}{C_{pps} + X_{in} C_{pag}} \left(\frac{U_a \cdot V (T_a - T_p)}{M_p} - q_{lat} \cdot K(X - X_e) \right) \quad (2.6)$$

$$\frac{dT_a}{dt} = -v_a \frac{(T_a - T_{a_{in}})}{L} + \frac{1}{C_{pas} + Y_{in} C_{pav}} \left(-\frac{U_a \cdot V (T_a - T_p)}{M_a} + \frac{M_p}{M_a} q_{lat} \cdot K(X - X_e) \right) \quad (2.7)$$

Cao e Langrish (2000) desenvolveram um modelo geral para um secador rotativo em contracorrente baseado em balanços de massa e energia em elementos de volume combinado com dois modelos auxiliares: um descrevendo o equipamento (o qual determina o transporte das partículas e a transferência de calor) e outro descrevendo o comportamento do material (cinética de secagem). Seis equações diferenciais descrevem seis variáveis de estado em função do tempo e da posição dentro do secador. O modelo foi implementado através de sub-rotinas do FORTRAN e os resultados foram comparados com experimentos em planta piloto.

$$\frac{\partial M_p}{\partial t} = \frac{\partial G_p}{\partial Z} \quad (2.8)$$

$$\frac{\partial (Mp.X)}{\partial t} = \frac{\partial (Gp.X)}{\partial Z} - Mp.Rw \quad (2.9)$$

$$\frac{\partial Ma}{\partial t} = \frac{\partial Ga}{\partial Z} \quad (2.10)$$

$$\frac{\partial (Ma.Y)}{\partial t} = \frac{\partial (Ga.Y)}{\partial Z} + Mp.Rw \quad (2.11)$$

$$\frac{\partial hp}{\partial t} = \frac{\partial Hp}{\partial Z} + Mp.C_{pp} \frac{\partial Tp}{\partial t} \quad (2.12)$$

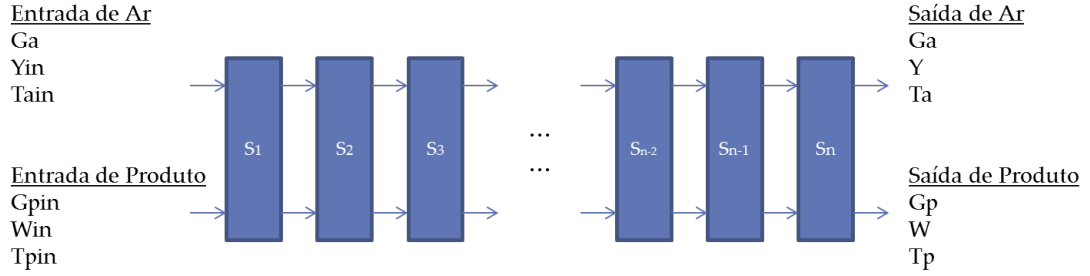
$$\frac{\partial ha}{\partial t} = \frac{\partial Ha}{\partial Z} - Mp.C_{pp} \frac{\partial Tp}{\partial t} \quad (2.13)$$

De fato, devido ao seu caráter a parâmetros distribuídos, o estudo da dinâmica da secagem em secadores rotativos é complexo do ponto de vista da modelagem matemática. Neste sentido, pesquisadores propuseram simplificações para a obtenção de um conjunto de equações que seja capaz de representar com acurácia, e sem grande esforço computacional, o processo em estudo. Uma solução intermediária entre a modelagem a parâmetros concentrados e distribuídos seria considerar o secador rotativo como um conjunto de tanques perfeitamente agitados em série. Tal simplificação nada mais é do que realizar uma discretização do problema, transformando assim cada equação diferencial parcial em um conjunto de equações ordinárias, com respeito somente ao tempo (DOUGLAS et al., 1993; WANG et al., 1993; DIDRIKSEN, 2002; IGUAZ et al., 2003).

A Figura 3 ilustra o secador rotativo de alimentação concorrente enquanto conjunto de elementos de volume. A técnica de modelagem baseada na discretização do sistema em subsistemas consiste em atribuir mistura homogênea (tanques perfeitamente agitados) em cada um dos elementos de volume, efetuando assim os balanços pertinentes. Quanto maior é a quantidade de divisões do sistema, mais a modelagem baseada nessa técnica se aproxima do fenômeno real. No entanto, um grande número de elementos leva a números maiores de equações diferenciais que devem ser resolvidas simultaneamente. Estudos sobre a influência do número de subdivisões na modelagem do secador rotativo concluíram que 10 elementos de volume é um bom número para simulação do mesmo (IGUAZ et al., 2003; DIDRIKSEN, 2002; DOUGLAS et al., 1993).

Douglas et al. (1993) estudaram a secagem de açúcar em um secador rotativo de

Figura 3: Representação do secador rotativo concorrente através de elementos de volume.



Fonte: Acervo pessoal (2012).

aquecimento direto e alimentação em contracorrente. Os autores dividiram o equipamento em dez seções, efetuando um balanço de calor e massa para cada seção. As Equações 2.14 a 2.18 apresentam o modelo desenvolvido pelos autores.

$$\frac{dM_p}{dt} = G_{p_{in}} - G_{p_{out}} \quad (2.14)$$

$$\frac{dX}{dt} = \frac{1}{M_p} \left[G_{p_{in}} X_{in} - G_{p_{out}} X - \frac{dW}{dt} - X \frac{dM_p}{dt} \right] \quad (2.15)$$

$$\frac{dY}{dt} = \frac{1}{M_a} \left[G_a (Y_{in} - Y) + \frac{dW}{dt} \right] \quad (2.16)$$

$$\frac{dT_p}{dt} = \frac{1}{M_p \cdot C_{pp_{out}}} \left[G_{p_{in}} C_{pp_{in}} T_{p_{in}} - G_{p_{out}} C_{pp_{out}} T_p + \lambda \frac{dW}{dt} - M_p \cdot T_p \frac{dC_{pp}}{dt} - C_{pp} \cdot T_p \frac{dM_p}{dt} \right] \quad (2.17)$$

$$\frac{dT_a}{dt} = \frac{1}{M_a \cdot C_{pa_{out}}} \left[G_a \cdot C_{pa_{in}} T_{a_{in}} - G_a \cdot C_{pa_{out}} T_a - \lambda \frac{dW}{dt} - Q - M_a \cdot T_a \frac{dC_{pa}}{dt} \right] \quad (2.18)$$

Wang et al. (1993) descreveram um modelo a parâmetros distribuídos por meio de um conjunto de equações diferenciais parciais complementado com equações algébricas não lineares. O modelo de Friedman e Marshall (1949a), Friedman e Marshall (1949b) foi usado para prever o tempo de residência, onde coeficientes de troca térmica foram calculados de várias maneiras diferentes de modo comparativo.

Didriksen (2002) desenvolveu um modelo bastante complexo para a secagem de poupa

de beterraba com aplicação em controle preditivo. Em seu modelo o autor considerou a influência da transferência de calor por radiação, da área superficial do produto, bem como de fatores relacionados ao transporte de massa por difusão no interior das partículas do produto. O autor subdivide a partícula sólida em três camadas e faz balanços de massa e energia para cada uma delas, resultando num grande número de equações que devem ser resolvidas simultaneamente. A modelagem foi baseada no método da divisão do secador em elementos de volume, onde foram usados 10 elementos.

Iguaz et al. (2003) apresentaram uma modelagem matemática de um secador rotativo concorrente de aquecimento direto. Sua modelagem foi desenvolvida usando-se o método dos elementos de volume, onde para cada um desses elementos foram efetuados balanços de massa e de energia que resultaram num conjunto de cinco equações diferenciais que descrevem as variações de quantidade de massa de produto no elemento (*product hold-up*), umidade do produto e do ar, e temperatura do produto e do ar. As Equações 2.19 a 2.23 representam o modelo desenvolvido pelos autores. As equações do modelo foram resolvidas em MATLAB e os resultados foram comparados com dados experimentais.

$$\frac{dMp}{dt} = Gp_{in} - Gp_{out} \quad (2.19)$$

$$\frac{dW}{dt} = \frac{1}{Mp} \left[Gp_{in}W_{in} - Gp_{out}W - Rw.Mp - W \frac{dMp}{dt} \right] \quad (2.20)$$

$$\frac{dY}{dt} = \frac{1}{Ma} [Ga(Y_{in} - Y) + Rw.Mp] \quad (2.21)$$

$$\begin{aligned} \frac{dTp}{dt} = \frac{1}{Mp.Cpp} & [Gp_{in}Cp_{pp_{in}}Tp_{in} - Gp_{out}Cp_{pp}.Tp + Ua.V(Ta - Tp) - Rw.Mp.qlat \\ & - Rw.Mp.Cpv(Ta - Tp) - Qp - Mp.Tp \frac{dCp_{pp}}{dt} - Tp.Cp_{pp} \frac{dMp}{dt}] \end{aligned} \quad (2.22)$$

$$\begin{aligned} \frac{dT_a}{dt} = \frac{1}{Ma.Cpa} & [Ga(Cpa_{in}Ta_{in} - Cpa.Ta) - Ua.V.\Delta T_{ml} + Rw.Mp.Cpv.Ta \\ & - Ta.Ma \frac{dCpa}{dt}] \end{aligned} \quad (2.23)$$

As Equações 2.24 a 2.29 foram usadas para o cálculo da taxa de secagem.

$$Rw = K(W - We) \quad (2.24)$$

$$K = 0,00719 \exp\left(-\frac{130,64}{Ta}\right) \quad (2.25)$$

$$We = \frac{Wm.C.k.aw}{(1 - k.aw)[1 + (C - 1)k.aw]} \quad (2.26)$$

$$Wm = 0,0014254 \exp\left(\frac{1193,2}{Tk}\right) \quad (2.27)$$

$$C = 0,5923841 \exp\left(\frac{1072,5}{Tk}\right) \quad (2.28)$$

$$k = 1,00779919 \exp\left(\frac{43,146}{Tk}\right) \quad (2.29)$$

Já as Equações 2.30 a 2.33 foram usadas para o cálculo das propriedades térmicas.

$$qlat = Lw(1 + 0,9227771 \exp(-13,4313166.W)) \quad (2.30)$$

$$Lw = 2500,6 - 2,364356.Tp \quad (2.31)$$

$$C_{pp} = 1,382 + 2,805.W \quad (2.32)$$

$$C_{pa} = C_{pas} + C_{pv}.Y \quad (2.33)$$

E as Equações 2.34 a 2.37 foram usadas para o cálculo do tempo de residência.

$$Tr = k \left(\frac{0,23.L}{\tan\alpha.N^{0,9}.D} - \frac{0,6.B.L.Ga}{Gp_{out}} \right) \quad (2.34)$$

$$B = 5.Dp^{-0,5} \quad (2.35)$$

$$Gp_{out} = \frac{Mp}{tr} \quad (2.36)$$

$$tr = \frac{60.Tr}{n} \quad (2.37)$$

Enquanto que as Equações 2.38 a 2.40 foram usadas para o cálculo das perdas energéticas.

$$Q = Ua.V.\Delta Tml \quad (2.38)$$

$$Uva = 0,52 \left(\frac{Ga}{A} \right)^{0,8} \quad (2.39)$$

$$Qp = Up.\pi.D.L(Ta - Tamb) \quad (2.40)$$

A Tabela 1 apresenta uma relação dos valores dos parâmetros usados nos modelos de Douglas et al. (1993) e Iguaz et al. (2003). Ambos os autores utilizaram procedimentos semelhantes para a modelagem.

Tabela 1: Relação dos valores dos parâmetros usados nos modelos de secadores rotativos

| | Douglas et al. (1993) | Iguaz et al. (2003) |
|--|---|--|
| Gp_{in} | 0,017 kg/s | 0,0255 kg(seco)/s |
| α | 2 graus | 0,63 graus |
| k (Equação 4.8) | 0,167 | 0,3 |
| N (Equação 4.8) | 3,5 rev/min | 3,3 rev/min |
| Água evaporada do produto | Kcv (ver Perry, Chilton e Kirkpatrick (1999, p. 11-30)) | Rw.Mp |
| Ua | $0,52 \left(\frac{Ga}{A}\right)^{0,8}$ | $\psi \left(\frac{100Mp}{\rho p.V}\right)^\beta Ga^{0,16}$ |
| X_{in} | 0,022 kg/kg | 2,43 kg (H ₂ O)/kg (seco) |
| C_{pp} | $C_{pps} + 0,24X$ | 1,382 + 2,805X |
| Calor para remover umidade (Balanço de energia para o produto) | não é considerado | Rw.Mp.qlat |
| Calor para aquecer o sólido até Ta (Balanço de energia para o produto) | não é considerado | Rw.Mp.Cpv(Ta - Tp) |
| Entalpia da água evaporada (Balanço de energia para o ar) | não é considerado | Rw.Mp.Cpv.Ta |

Fonte: Acervo pessoal.

A modelagem proposta por Iguaz et al. (2003) serviu como base para a modelagem utilizada nas simulações desse trabalho e descritas e comentadas em Resultados e Discussões.

2.2 Eficiência Energética

Devido às propriedades físicas da água, como os altos valores de calor específico e calor latente de vaporização, a retirada da umidade de materiais através do fornecimento de calor (processo térmico de desidratação) ocorre com grande gasto energético. Por essa razão que a secagem é provavelmente o processo industrial que mais consome energia (KUDRA, 2004).

A Tabela 2 apresenta alguns tipos de indústrias e percentuais de energia gasta com

processos de secagem. Nota-se que grandes quantidades de energia são gastas em processos de secagem, o que torna necessário o estudo de técnicas de análise e projeto que procurem o melhor aproveitamento da energia por esses processos. Apesar da dificuldade na retirada da umidade, devido às propriedades térmicas da mesma, outra razão para que a secagem seja uma das operações com maiores gastos são os baixos valores de Eficiência Energética dos secadores atuais.

Tabela 2: Gastos energéticos com secagem em algumas indústrias

| Indústria | Secagem |
|----------------------|---------|
| Indústria madeireira | 70 % |
| Indústria têxtil | 50 % |
| Produção de papel | 27 % |
| Produção de polpas | 33 % |

Fonte: [Kudra \(2004\)](#).

É consenso que o consumo energético tem sido parâmetro decisivo para assegurar a sustentabilidade de processos e competitividade de empresas. O mercado cada vez mais exige produtos de alta qualidade produzidos a baixos custos. A necessidade de melhorias contínuas nos processos e o desenvolvimento tecnológico são justificados devido também à tendência existente do aumento dos custos relacionados ao abastecimento energético. Entre 1990 e 2000 o crescimento das atividades industriais resultou num aumento de 16,3 % no uso energético. Sem os avanços tecnológicos, no sentido de melhorar a performance energética dos processos, o valor de consumo energético nesse período seria 25 % maior ([KUDRA, 2004](#)).

Surge dessa maneira a necessidade da definição e medida da Eficiência Energética, que pode ser aplicada tanto a processos como um todo, quanto a equipamentos específicos. No caso de equipamentos de secagem, a Eficiência Energética pode ser definida como a relação entre a energia requerida para a evaporação da mistura fluida e a energia total requerida para o funcionamento do secador ([KUDRA, 1998](#)).

Apesar de intuitivamente simples o conceito de Eficiência Energética, há diversas formas de se avaliar a performance energética de secadores. Através de uma análise da literatura sobre Eficiência Energética, incluindo o *Handbook of Industrial Drying* ([MUJUMDAR, 2006](#)), é possível encontrar diversas definições que visam quantificar a performance energética. Em geral ocorrem interpretações equivocadas sobre os termos Eficiência Energética, Eficiência de Secagem e Performance Térmica de Secadores ([KUDRA, 2004](#)).

A Eficiência Energética (E) relaciona a energia usada para a remoção da umidade, nas

condições de alimentação (E_{amb}), com a energia total fornecida ao secador (E_t) (KUDRA, 2004; KUDRA; PLATON; NAVARRI, 2009; KUDRA, 2012).

$$E = \frac{E_{amb}}{E_t} \quad (2.41)$$

Considerando como energia total fornecida ao secador somente o calor necessário para aquecer o ar em secadores convectivos, a Eficiência Energética teórica pode ser calculada como na Equação 2.42.

$$E = \frac{\Delta H (Y_{out} - Y_{amb})}{Ha_{in} - Ha_{amb}} \quad (2.42)$$

onde Ha é a entalpia do ar e Y é a umidade do ar.

Para a secagem de sólidos não muito úmidos e a baixas temperaturas, quando o calor específico pode ser considerado constante e o processo adiabático, a expressão para o cálculo da Eficiência Energética pode ser obtida como a Eficiência Térmica, conforme Equação 2.43 (KUDRA, 2004; KUDRA, 2012). Esta é uma equação muito simples de ser utilizada, pois envolve apenas medidas de temperaturas do ar em diferentes locais.

$$E = \frac{Ta_{in} - Ta_{out}}{Ta_{in} - Ta_{amb}} \quad (2.43)$$

Segundo Grabowski et al. (2002) e Kudra (2012), os resultados obtidos por Kudra (2004) são idênticos aos calculados pela Equação 2.43 caso a temperatura de saída do ar, em secadores adiabáticos, seja calculada como uma média integrada ao longo do tempo de secagem.

Frequentemente, a Eficiência Energética dada em termos de temperaturas (Equação 2.43) é chamada de Eficiência Térmica. Para evitar conflito nas definições, o termo *Performance Térmica* deve ser usado ao invés de Eficiência Térmica para definir a quantidade de energia para evaporar uma unidade de massa de umidade de um determinado material (KUDRA, 2004). Uma quantidade inversa à Performance Térmica foi calculada por Garcia e Bueno (1998) que estudou processos combinados de secagem convectiva e por micro-ondas e definiu a Performance Energética do processo como sendo a quantidade de água que é evaporada sobre a energia gasta pelo equipamento.

Outros autores fazem estudos sobre desempenhos energéticos de diversos tipos de secadores convectivos e diferentes quantidades são calculadas com a finalidade de indicação direta ou indireta da Eficiência Energética.

Menshutina et al. (2004) estudaram a Eficiência Energética do processo de secagem

de borracha sintética em dois secadores: secador de esteira (contínuo) e secador de leito fluidizado (batelada). A Equação 2.44 apresenta a definição de Eficiência Energética segundo os autores.

$$E = \frac{Rw.Lw}{Ga.Cpa(Ta_{in} - Tamb)} \quad (2.44)$$

Esta expressão relaciona a energia térmica fornecida ao ar necessária para aquecê-lo (da temperatura ambiente até a temperatura de entrada) com a parte dessa energia que é transferida para o produto e usada para a remoção da umidade.

Shove (1983) estudando a secagem convectiva de grãos atribui a Eficiência Energética como sendo a quantidade de energia gasta para que cada unidade de massa de material diminua o teor de umidade em um ponto percentual.

Masters (1983) avalia diferentes quantidades energéticas relacionadas a secadores convectivos, classificando-as como: calor para evaporação da umidade; calor para aquecer o material; perdas energéticas através do casco e perda energética pelo ar de exaustão.

Ashworth (1982) dividiu a energia total requerida por um secador em seis quantidades distintas. São elas:

- Q1: energia requerida para evaporar a água;
- Q2: energia perdida na corrente gasosa de saída;
- Q3: energia perdida através das paredes do secador;
- Q4: energia associada com sólidos quentes que saem do secador;
- Q5: energia requerida para circulação do ar;
- Q6: energia requerida para aquecer o secador e o volume de ar no seu interior.

Ashworth (1982) definiu ainda a Eficiência de Evaporação como a razão entre a energia requerida para evaporar a água (Q1) e a soma dessa energia com a energia perdida na corrente gasosa de saída (Q1+Q2).

Apesar de a Eficiência Energética ser definida como um parâmetro resultante da soma de várias quantidades de energia, em geral é calculada por meio de valores iniciais e finais, e/ou de entrada e saída. Para processos contínuos de secagem, a Eficiência Energética pode também ser estimada como sendo função das propriedades dos materiais (porosidade,

tamanho, formato, umidade ligada, etc.), projeto do secador (tipo, configuração, forma de aquecimento, etc.), parâmetros de operação (temperatura de secagem, vazão de ar, etc.) e condições iniciais e finais de teor de umidade (MENSHUTINA et al., 2004).

A definição de Eficiência Energética, conforme a Equação 2.43, deixa claro que, para uma alimentação constante, a temperatura de saída ($T_{a_{out}}$) varia com o tempo de acordo com a evaporação da umidade e o aumento na temperatura do material. Em alguns tipos de secadores, como os secadores de leito vibro-fluidizado, a variação de $T_{a_{out}}$ é tão significativa que em muitos casos a corrente de ar na saída é reciclada de volta para o equipamento com a finalidade de melhoria da performance energética. Em outros tipos de secadores contínuos, como secadores rotativos e leitos pneumáticos, essa variação é desprezada pois, de fato, a saída é formada por uma mistura de correntes gasosas (KUDRA, 1998; KUDRA, 2004; KUDRA; PLATON; NAVARRI, 2009; KUDRA, 2012).

Alguns autores sugerem boas práticas e alterações em configurações de secadores convectivos com a finalidade de melhoria do desempenho energético desses equipamentos.

Masters (1983) cita algumas possíveis modificações e boas práticas de operação que contribuem para o aumento da Eficiência Energética de secadores convectivos. Entre essas modificações destacam-se: a recuperação de calor através do reciclo parcial da corrente dos gases de exaustão; pré-aquecimento do material sólido e redução das perdas energéticas por radiação e convecção através de isolamentos.

Hayashi et al. (1983) propôs a introdução de uma câmara de vácuo para a melhoria da Eficiência Energética de um secador do tipo Spray Dryer.

Shove (1983) coletou dados sobre secagem de grãos de milho em diferentes condições e chegou a conclusão de que melhores valores de Eficiência Energética são alcançados quando a energia é usada para aumentar a vazão de ar, ainda que menos aquecido, do que quando a energia é usada para aquecer uma menor quantidade de ar a temperaturas maiores.

Garcia e Bueno (1998) estudaram a combinação entre secagem convectiva e por micro-ondas com a finalidade de melhoria da Eficiência Energética.

Kudra (1998) observou que uma possível opção para incrementar a Eficiência Energética de um secador rotativo com escoamento de ar paralelo seria aumentar a taxa de alimentação de sólidos ou reduzir a velocidade do ar de secagem.

Kudra, Platon e Navarri (2009) desenvolveram uma ferramenta computacional para avaliação da Eficiência Energética e comparação com o desempenho de um secador adiabá-

tico ideal com a finalidade de detecção de potenciais economias energéticas.

Muitas das sugestões para incrementar a Eficiência Energética dos secadores, levantadas nessa revisão bibliográfica, envolvem procedimentos pós execução do projeto. Esse fato por si só já é uma indicação de como as recomendações de projeto conduzem a secadores super dimensionados e, portanto, pouco eficientes.

Portanto, técnicas adequadas de análise podem incrementar a performance operacional de secadores em geral e, particularmente, os rotativos.

3 Materiais e Métodos

Duas maneiras são possíveis para se definir valores de Eficiência Energética de determinado equipamento de secagem:

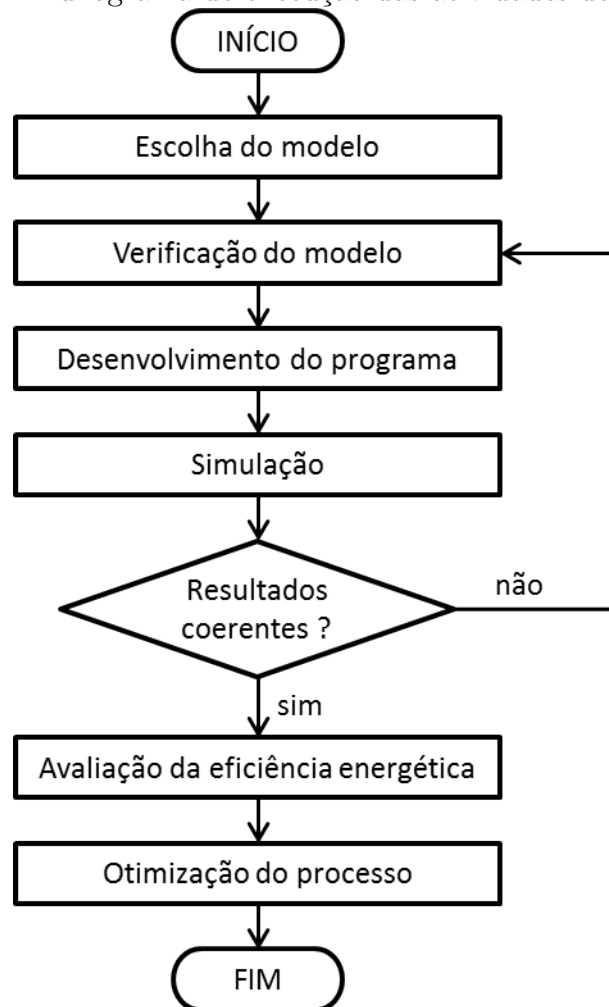
- a) Coleta de dados experimentais através de medições na planta: prática que pode ser dispendiosa, demorada e requerer equipamentos de medida sofisticados o bastante para fornecer dados confiáveis, como a umidade do material particulado.
- b) Simulação computacional: através de modelos matemáticos representativos do sistema, o processo de secagem pode ser previsto sem a necessidade de instalação e operação do equipamento.

Como caminho escolhido para a execução do presente trabalho, práticas de simulação foram desenvolvidas, nas quais um modelo matemático para o processo de secagem em secador rotativo é resolvido numericamente com a finalidade de avaliação da Eficiência Energética. Mesmo assim, os primeiros resultados da simulação foram comparados a dados experimentais equivalentes, com o intuito de verificar a resposta do modelo.

Desta forma, podem-se destacar os materiais necessários para a execução do presente trabalho:

- Computador LENOVO, INTEL CORE 2 DUO;
- Software MATLAB;
 - Subrotinas com modelos matemáticos para os secadores rotativos;
 - Subrotinas com métodos numéricos para resolução de equações diferenciais;
 - Subrotinas com métodos numéricos para resolução de equações algébricas;
 - Subrotinas com métodos numéricos para otimização.

Figura 4: Fluxograma de execução das atividades de pesquisa.



Fonte: Acervo pessoal (2012).

A Figura 4 apresenta o fluxograma descritivo das atividades de pesquisa, desde a escolha do modelo matemático na literatura até os estudos de Otimização do processo. O modelo escolhido para a realização do presente trabalho é baseado no trabalho de [Iguaz et al. \(2003\)](#). A implementação, a resolução numérica do mesmo e os estudos de Otimização foram feitos utilizando-se rotinas originais do Matlab.

3.1 Simulações

Para as simulações do processo de secagem no secador rotativo, as equações do modelo de [Iguaz et al. \(2003\)](#) (adaptado, conforme discutido na seção 4.1) foram resolvidas numericamente por meio de programas desenvolvidos originalmente em Matlab. O problema implementado é fundamentado na resolução de 5 equações diferenciais ordinárias, com

respeito ao tempo, para cada segmento de volume. Sendo desta maneira, $5.n$ equações diferenciais a quantidade de equações resolvidas simultaneamente, onde n é o número de elementos de volume no qual o secador rotativo foi dividido. Esta técnica de resolução do modelo a parâmetros distribuídos, com discretização no espaço, é muito utilizada nesses processos de secagem (IGUAZ et al., 2003; DIDRIKSEN, 2002; DOUGLAS et al., 1993).

Para a resolução das equações diferenciais do modelo foi utilizada a função *ODE15S* do Matlab, que é uma rotina baseada em fórmulas de diferenciação numérica que reduzem equações diferenciais a equações algébricas através de substituição (*backward differentiation formulas* - BDFs). A rotina *ODE15S* é indicada para sistemas rígidos (*stiff*) ou como substituta da *ODE45* quando a mesma é considerada ineficiente (SHAMPINE; REICHEL, 1997; SHAMPINE; REICHEL; KIERZENKA, 1999).

Uma outra rotina também utilizada no presente trabalho foi a *FSOLVE* que resolve numericamente sistemas de equações algébricas baseando-se em um método derivado do método de Newton-Raphson. A rotina *FSOLVE* é importante na definição das condições de regime estacionário e foi utilizada para calcular as condições iniciais utilizadas na rotina *ODE15S*. Na integração numérica foi definido 5000 s como sendo o tempo de integração para as simulações.

3.2 Eficiência Energética

A análise da Eficiência Energética, descrita no presente trabalho, se dá através de definições que objetivam relacionar quantidades energéticas características do processo de secagem no secador rotativo. Por meio das simulações, o sistema descrito pelo modelo matemático é levado a condições estacionárias, onde condições de equilíbrio são alcançadas e a partir de então não há alterações nos valores das correntes de entrada e saída do equipamento. Considera-se, para o cálculo da Eficiência Energética, os valores estacionários das correntes, não consistindo assim de análise dinâmica da mesma.

3.2.1 Definições

A *Definição 1* objetiva relacionar a quantidade de calor transferido, do ar para o sistema, com a quantidade de calor fornecida ao ar para aquecê-lo da temperatura ambiente (T_{amb}) até a temperatura na qual o mesmo é inserido no equipamento ($T_{a_{in}}$)

A Equação 3.1 representa a *Definição 1* para os estudos de Eficiência Energética

(KUDRA, 2012; KUDRA; PLATON; NAVARRI, 2009; KUDRA, 2004; GRABOWSKI et al., 2002).

$$E = \frac{Ta_{in} - Ta}{Ta_{in} - Tamb} \quad (3.1)$$

onde Ta é a temperatura na qual o ar deixa o secador.

A *Definição 2* para o cálculo da Eficiência Energética relaciona a quantidade de energia necessária para remover a umidade do produto com a energia térmica fornecida ao ar do sistema. Juntamente com a *Definição 2*, estudos foram feitos sobre as diferentes quantidades energéticas características do processo de secagem no secador rotativo.

A Equação 3.2 representa a quantidade de calor gasta para aquecer e evaporar a umidade. O primeiro termo relaciona-se com o calor latente e o segundo termo da equação relaciona-se ao calor sensível fornecido à umidade. O cálculo de $Q1$ é feito para cada elemento de volume

$$Q1 = Gp_{in} \cdot (W_{in} - W) \cdot qlat + Gp_{in} \cdot (W_{in} - W) \cdot Cpv(Ta - Tp) \quad (3.2)$$

A Equação 3.3 representa a quantidade energética que é perdida em decorrência das altas temperaturas nas quais o ar aquecido deixa o secador.

$$Q2 = Ga \cdot Cpa \cdot (Ta - Tamb) \quad (3.3)$$

A Equação 3.4 representa a energia perdida para o ambiente através do casco do secador em cada segmento de volume.

$$Q3 = \frac{Up \cdot \pi \cdot D \cdot L}{n} (Ta - Tamb) \quad (3.4)$$

A Equação 3.5 representa a energia perdida através da corrente de sólidos aquecidos que deixa o secador.

$$Q4 = Gp_{in} \cdot Cpp(Tp - Tpin) \quad (3.5)$$

A Equação 3.6 representa a energia fornecida ao ar de entrada para ser aquecido de $Tamb$ a Ta_{in} . A quantidade $Q6$ é considerada como a energia total fornecida ao sistema, e é em relação a essa quantidade que a Eficiência Energética é calculada.

$$Q6 = Ga \cdot Cpa_{in} (Ta_{in} - Tamb) \quad (3.6)$$

Menshutina et al. (2004) calcula a Eficiência Energética em alguns secadores convec-

tivos usando a Equação 3.7

$$E = \frac{Rw \cdot qlat}{Ga \cdot Cpa_{in} (Ta_{in} - Tamb)} \quad (3.7)$$

A definição de [Menshutina et al. \(2004\)](#) não considera o calor sensível, requerido para aquecer a umidade, como parte da energia gasta para retirar a água do produto, considerando apenas o calor latente.

A Equação 3.8 representa a *Definição 2* para o cálculo da Eficiência Energética. Nela a soma dos calores latente e sensível é admitida como a quantidade de energia necessária para a retirada da umidade do produto.

$$E = \frac{Gp_{in} \cdot (W_{in} - W) \cdot [qlat + Cpv(Ta - Tp)]}{Ga \cdot Cpa_{in} (Ta_{in} - Tamb)} \quad (3.8)$$

A *Definição 1* (equação 3.1) relaciona os valores de temperatura de entrada e saída do ar e a temperatura do ambiente. A Eficiência Energética assim definida pode ser medida de forma muito simples e é essa a razão pela qual esta definição é a mais comum na literatura ([KUDRA, 2012](#); [KUDRA](#); [PLATON](#); [NAVARRI, 2009](#); [KUDRA, 2004](#); [GRABOWSKI et al., 2002](#)). Por outro lado, a *Definição 2* (equação 3.8) exige o conhecimento de algumas propriedades físicas adicionais além dos valores de entrada e saída. A vantagem, no entanto, para a utilização da *Definição 2* é que ela calcula a quantidade energética necessária para a evaporação da umidade e a relaciona com a energia total fornecida ao sistema para o aquecimento do ar de secagem de $Tamb$ a Ta_{in} .

3.3 Sensibilidade Paramétrica

As variáveis vazão mássica de produto na entrada (Gp_{in}), vazão volumétrica de ar (Va), temperatura de entrada do ar (Ta_{in}) e velocidade de rotação do tambor rotativo (N) foram escolhidas para o estudo de Sensibilidade Paramétrica no presente trabalho por serem variáveis possíveis de serem manipuladas em um processo de secagem e ao mesmo tempo por serem variáveis cujas alterações em seus valores são naturalmente percebidas no desempenho do secador. Estas variáveis escolhidas são chamadas, no presente trabalho, de "variáveis de processo".

Modificações nos valores das variáveis de processo alteram as medidas de Eficiência Energética do processo, bem como o valor da Umidade Final do Produto Seco. Ciente deste fato, foram feitos estudos de Sensibilidade Paramétrica para quantificar a influência

de cada variável na variação da Eficiência Energética e Umidade Final do Produto Seco.

A Equação 3.9 apresenta a definição para a Sensibilidade Paramétrica da Eficiência Energética com relação a certas variáveis de processo consideradas. É calculada uma razão entre a variação da Eficiência e a variação do parâmetro (variável de processo). Essa razão é multiplicada e dividida pelos valores da variável e da Eficiência Energética, respectivamente, em condições previamente definidas.

$$SE = \frac{P^* (E - E^*)}{E^* (P - P^*)} \quad (3.9)$$

onde P^* e E^* são os valores de cada variável de processo analisadas e Eficiência Energética na condição padrão (Tabela 6 na seção 4.2).

A Equação 3.10 apresenta a definição da Sensibilidade Paramétrica da Umidade Final do Produto Seco também em relação às mesmas variáveis de processo selecionadas no estudo de SE.

$$SU = \frac{P^* (U - U^*)}{U^* (P - P^*)} \quad (3.10)$$

onde U^* é o valor de Umidade Final do Produto Seco para a operação na condição padrão.

3.4 Otimização

Para os estudos de Otimização do processo de secagem em secador rotativo foram utilizadas diferentes rotinas do *Matlab* com a finalidade de comparação dos resultados encontrados. Com esse propósito, as rotinas utilizadas foram:

- *Multi Start*: encontra pontos de mínimo locais através de uma busca a partir de múltiplos pontos de partida (UGRAY et al., 2007);
- *Global Search*: objetiva encontrar um ponto de mínimo global a partir de uma busca em todo o espaço de soluções (UGRAY et al., 2007);
- *Pattern Search*: encontra um ponto de mínimo global a partir de uma busca por padrões (AUDET; JR, 2002; WAREN; LASDON; SUCHMAN, 1967);
- *Genetic Algorithm*: encontra um ponto de mínimo global a partir de uma busca baseada em seleção natural (SOMMER, 2010; DEB et al., 2002).

Todas as rotinas de Otimização necessitam de um conjunto de condições iniciais para as variáveis de entrada, ao qual é dado o nome de *semente* (*seed*). No caso da Otimização

da Eficiência Energética ou da Umidade Final do Produto Seco, conforme discutido na seção 4.5, as sementes são os valores das variáveis de processo (Gp_{in} , Va , Ta_{in} e N) escolhidas de acordo com os estudos de Sensibilidade Paramétrica (seção 4.4).

O termo *Fronteira de Pareto* é usado para designar o conjunto de soluções ótimas que atendem a múltiplos objetivos. Em geral uma Fronteira de Pareto é representada em um espaço de estados indicando os resultados de um problema de Otimização (SOMMER, 2010). As curvas ABC das Figuras 24 e 25 (seção 4.5) representam as Fronteiras de Pareto para o problema de Otimização dos secadores rotativos. Elas são citadas aqui apenas como ilustrações de Fronteiras de Pareto.

Para a representação gráfica dos resultados de Otimização do presente trabalho foram usados espaços de estado definidos com o valor da Umidade Final do Produto Seco (U) como abscissa e a quantidade $(1 - E)$ como ordenada, onde E é a Eficiência Energética. Esta representação objetiva definir a origem do espaço de estados como a condição ideal onde a Eficiência é máxima (igual a 1) e a Umidade Final do Produto Seco é mínima (igual a zero). Assim, a interpretação dos resultados das Figuras semelhantes à 4.5 (seção 4.5) é feita de modo que, quanto menor o valor da coordenada no gráfico, maior é o valor de Eficiência Energética.

As variáveis Eficiência Energética (E) e Umidade Final do Produto Seco (U) são adimensionais e definidas no intervalo de 0 a 1. Assim a utilização de uma representação gráfica U versus $1-E$ possibilita uma boa visualização do espaço de estados formado.

4 Resultados e Discussões

4.1 Modelagem

Na seção 2.1.1 foram apresentadas as equações do modelo de Iguaz et al. (2003) para um secador rotativo concorrente de aquecimento direto. As Equações 2.19 a 2.23 foram obtidas através de balanços de massa e energia com base na análise dos fenômenos de transferência presentes na secagem em estudo. Para melhor compreendê-las, os seus termos foram analisados e, quando conveniente, foram também modificados para incluir uma abordagem diferente das trocas térmicas descritas entre os elementos do sistema. As Equações 4.1 e 4.2 apresentam os termos do balanço de energia, para o produto e para o ar, respectivamente, e a Tabela 3 apresenta a atribuição de Iguaz et al. (2003) para cada um dos termos.

$$\frac{d(Mp.C_{pp}.Tp)}{dt} = Gp_{in}C_{pp_{in}}Tp_{in} - Gp_{out}C_{pp}.Tp + Uva.V(Ta - Tp) - Rw.Mp.q_{lat} - Rw.Mp.C_{pv}(Ta - Tp) - Q_p \quad (4.1)$$

$$\frac{d(Ma.C_{pa}.Ta)}{dt} = Ga.C_{pa_{in}}Ta_{in} - Ga.C_{pa}.Ta - Uva.V.\Delta T_{ml} + Rw.Mp.C_{pv}.Ta \quad (4.2)$$

No balanço de energia para o produto a quantidade Q_p aparece de forma a considerar que o calor perdido através do casco seja fornecido pelo produto. No presente trabalho essa quantidade foi considerada como sendo perdida pelo ar e não pelo produto, modificação esta justificada pela forma como Q_p é calculada (Equação 4.25). O calor transferido do ar para o produto foi calculado como $Uva.V(Ta - Tp)$ tanto no balanço para o produto quanto no balanço para o ar. O calor requerido para remover e vaporizar a umidade do produto ($Rw.Mp.q_{lat}$) foi inserido no balanço de energia para o ar e a entalpia da água evaporada do produto ($Rw.Mp.C_{pv}.Ta$) foi calculada como sendo o calor requerido para aquecer o vapor de água até a temperatura do ar ($Rw.Mp.C_{pv}(Ta - Tp)$). A Tabela 4 resume as mudanças realizadas no modelo de Iguaz et al. (2003).

Tabela 3: Termos dos balanços de energia em [Iguaz et al. \(2003\)](#)
Termo *Atribuição segundo Iguaz et al. (2003)*

| | |
|-----------------------------|--|
| $Gp_{in}C_{pp_{in}}Tp_{in}$ | Entalpia do produto que entra no elemento de volume |
| $Gp_{out}C_{pp}Tp$ | Entalpia do produto que deixa o elemento de volume |
| $Uva.V(Ta - Tp)$ | Calor transferido do ar para o produto |
| $Rw.Mp.qlat$ | Calor requerido para remover e vaporizar a umidade do produto |
| $Rw.Mp.Cpv(Ta - Tp)$ | Calor requerido para aquecer o vapor de água até a temperatura do ar |
| Qp | Calor perdido através do casco do secador |
| $Ga.Cpa_{in}Ta_{in}$ | Entalpia do ar que entra no elemento de volume |
| $Ga.Cpa.Ta$ | Entalpia do ar que deixa o elemento de volume |
| $Uva.V.\Delta Tml$ | Calor transferido do ar para o produto |
| $Rw.Mp.Cpv.Ta$ | Entalpia da água evaporada do produto |

Fonte: Adaptado de [Iguaz et al. \(2003\)](#).

Tabela 4: Modificações feitas no modelo de [Iguaz et al. \(2003\)](#)

| <i>Termo</i> | <i>Consideração</i> |
|--------------------|---|
| Qp | Calor trocado entre o gás de secagem e o ambiente |
| $Uva.V.\Delta Tml$ | $Uva.V(Ta - Tp)$ |
| $Rw.Mp.qlat$ | Quantidade transferida do produto para o ar |
| $Rw.Mp.Cpv.Ta$ | $Rw.Mp.Cpv(Ta - Tp)$ |

Fonte: Acervo pessoal (2013).

As Equações 4.3 a 4.7 representam as equações do modelo de [Iguaz et al. \(2003\)](#) após as modificações nos balanços de energia apresentadas na Tabela 4.

$$\frac{dMp}{dt} = Gp_{in} - Gp_{out} \quad (4.3)$$

$$\frac{dW}{dt} = \frac{1}{Mp} \left[Gp_{in}W_{in} - Gp_{out}W - Rw.Mp - W \frac{dMp}{dt} \right] \quad (4.4)$$

$$\frac{dY}{dt} = \frac{1}{Ma} [Ga(Y_{in} - Y) + Rw.Mp] \quad (4.5)$$

$$\begin{aligned} \frac{dT_p}{dt} = & \frac{1}{M_p.C_{pp}} [Gp_{in}C_{pp_{in}}T_{p_{in}} - Gp_{out}C_{pp}.T_p + Uva.V(Ta - T_p) - Rw.Mp.qlat \\ & - Rw.Mp.C_{pv}(Ta - T_p) - M_p.T_p \frac{dC_{pp}}{dt} - T_p.C_{pp} \frac{dM_p}{dt}] \end{aligned} \quad (4.6)$$

$$\begin{aligned} \frac{dT_a}{dt} = & \frac{1}{Ma.C_{pa}} [Ga(Cp_{a_{in}}Ta_{in} - Cp_a.Ta) - Uva.V(Ta - T_p) + Rw.Mp.qlat \\ & + Rw.Mp.C_{pv}(Ta - T_p) - Q_p - Ta.Ma \frac{dC_{pa}}{dt}] \end{aligned} \quad (4.7)$$

As Equações 4.8 a 4.11 foram usadas por Iguaz et al. (2003) para o cálculo do tempo de residência. Nessas equações é possível notar uma relação implícita entre Tr e Gp_{out} , sendo necessária uma manipulação algébrica para explicitar Tr . A Equação 4.12 foi obtida dessa maneira e foi usada para o cálculo do tempo de residência.

$$Tr = 0,3 \left(\frac{0,23.L}{\tan \alpha . N^{0,9}.D} - \frac{0,6.B.L.Ga}{Gp_{out}} \right) \quad (4.8)$$

$$B = 5.Dp^{-0,5} \quad (4.9)$$

$$Gp_{out} = \frac{Mp}{tr} \quad (4.10)$$

$$tr = \frac{60.Tr}{n} \quad (4.11)$$

$$Tr = \frac{0,069.L.n.Mp}{(\tan \alpha . N^{0,9}.D)(n.Mp + 10,8.B.L.Ga.A)} \quad (4.12)$$

onde $L = 9 \text{ m}$ é o comprimento do secador; $D = 0,9 \text{ m}$ é o diâmetro do secador; $Dp = 10000 \text{ } \mu\text{m}$ é o diâmetro de partícula; $n = 10$ é o número de elementos de volumes nos quais o secador foi subdividido; $\alpha = 0,63^\circ$ é o ângulo de inclinação do secador; Mp é a massa de produto presente em cada elemento de volume (kg); N é a velocidade de rotação do secador (rpm) e Ga é a vazão de ar (kg/s).

As Equações 4.13 a 4.18 foram usadas para o cálculo da taxa de secagem.

$$Rw = K(W - We) \quad (4.13)$$

$$K = 0,00719 \exp\left(-\frac{130,64}{Ta}\right) \quad (4.14)$$

$$We = \frac{Wm.C.k.aw}{(1 - k.aw)[1 + (C - 1)k.aw]} \quad (4.15)$$

$$Wm = 0,0014254 \exp\left(\frac{1193,2}{Tk}\right) \quad (4.16)$$

$$C = 0,5923841 \exp\left(\frac{1072,5}{Tk}\right) \quad (4.17)$$

$$k = 1,00779919 \exp\left(\frac{43,146}{Tk}\right) \quad (4.18)$$

onde Rw é a taxa de secagem ($kg/kg(seco).s$); Ta é a temperatura do ar ($^{\circ}C$); Tk é a temperatura absoluta do ar (K); W é a umidade do produto ($kg(\acute{a}gua)/kg(seco)$); aw é a atividade da água e We é a umidade de equilíbrio ($kg(\acute{a}gua)/kg(seco)$).

As Equações 4.19 a 4.22 foram usadas para o cálculo das propriedades térmicas.

$$qlat = Lw(1 + 0,9227771 \exp(-13,4313166.W)) \quad (4.19)$$

$$Lw = 2500,6 - 2,364356.(Tp + 273,15) \quad (4.20)$$

$$C_{pp} = 1,382 + 2,805.W \quad (4.21)$$

$$C_{pa} = C_{pas} + C_{pv}.Y \quad (4.22)$$

onde $qlat$ é o calor latente de vaporização da água presente no produto (kJ/kg); Lw é o calor latente de vaporização da água pura (kJ/kg); C_{pp} é o calor específico do produto ($kJ/kg.K$); C_{pa} é o calor específico do ar ($kJ/kg.K$); $C_{pas} = 1 kJ/kg.K$ é o calor específico do ar seco; $C_{pv} = 1,805 kJ/kg.K$ é o calor específico do vapor de água; Tp é a temperatura do produto ($^{\circ}C$) e Y é a umidade do ar ($kg(\acute{a}gua)/kg(ar\ seco)$).

As Equações 4.23 a 4.25 foram usadas para o cálculo das perdas energéticas.

$$Uva = 0,52 \left(\frac{Ga}{A}\right)^{0,8} \quad (4.23)$$

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \quad (4.24)$$

$$Qp = Up \cdot \pi \cdot D \cdot L (Ta - Tamb) \quad (4.25)$$

onde $Up = 0,0365 kJ/m^2.s.K$ é o coeficiente global de transferência de calor relativo a Qp ; $Tamb = 30^{\circ}C$ é a temperatura ambiente e Qp é a quantidade de calor perdida através do casco do secador (kJ/s).

A Tabela 5 apresenta os valores de algumas variáveis importantes para a simulação do processo de secagem em um secador rotativo, e que infelizmente os seus valores não foram citados no trabalho de Iguaz et al. (2003): vazão de ar (Ga), massa específica do ar (ρa), umidade de entrada do ar (Y_{in}), calor específico do ar de entrada ($C_{pa_{in}}$) e atividade da

água (aw).

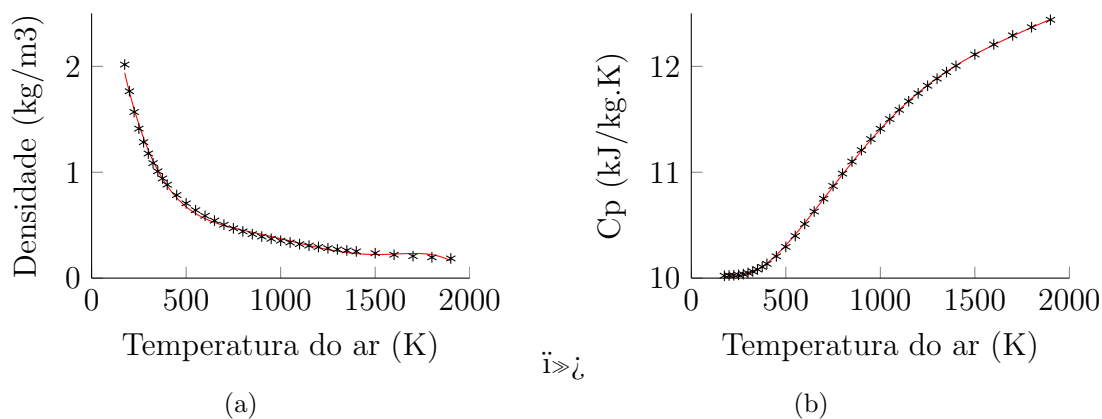
Tabela 5: Valores atribuídos para variáveis não definidas por Iguaz et al. (2003)

| Variável | Consideração |
|--|---|
| $\rho_a = 0,6827 \text{ kg/m}^3$ | Para $Ta_{in} = 221 \text{ }^\circ\text{C}$ (THE..., 2013) |
| $G_a = 0,8641 \text{ kg/s}$ | $G_a = Va \cdot \rho_a$ |
| $Y_{in} = 0,0060 \text{ kg(ar)/kg(arseco)}$ | Valor calculado por psicrometria para umidade relativa do ar de 70 % e $T_{amb} = 30^\circ\text{C}$ |
| $Cpa_{in} = 1,0299 \text{ kJ/kg.}^\circ\text{C}$ | Para $Ta_{in} = 221 \text{ }^\circ\text{C}$ (THE..., 2013) |
| $aw = 0,3027$ | Valor ajustado, aos dados experimentais de Iguaz et al. (2003) |

Fonte: Acervo pessoal (2013).

Para o cálculo de (ρ_a) e (Cpa_{in}) dados da literatura foram ajustados a polinômios de 5º grau em função da temperatura do ar (Ta). A Figura 5 apresenta os ajustes feitos em (ρ_a) e (Cpa_{in}).

Figura 5: Ajustes de ρ_a (a) e Cpa_{in} (b) a polinômios de 5º grau.

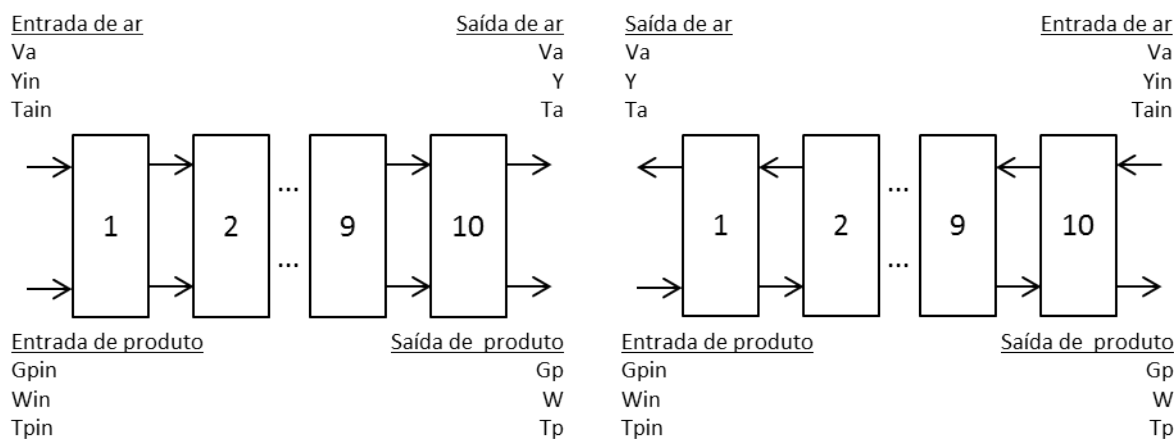


Fonte: Acervo pessoal (2013).

Uma consideração bastante importante na modelagem da secagem em um secador rotativo é considerá-lo um sistema a parâmetros distribuídos; ou seja, os estados variam com a posição e o tempo. Assim, uma discretização do secador em elementos de volume foi usada de modo que o sistema possa ser modelado como sendo um conjunto de elementos de volume perfeitamente agitados. A Figura 6(a) mostra o esquema de discretização do secador rotativo concorrente em elementos de volume. Iguaz et al. (2003) simularam o processo de secagem em um secador rotativo concorrente variando o número de subdivisões do sistema. Através deste estudo os autores concluíram que $n = 10$ é um número de

subdivisões que possibilita a obtenção de resultados satisfatórios quando comparados com experimentos e sem um grande custo computacional.

Figura 6: Esquema de discretização em elementos de volume para o secador rotativo concorrente (a) e em contracorrente (b).



Fonte: Acervo pessoal (2013).

Uma vez obtido o modelo matemático para o secador concorrente, o mesmo pode ser usado para simulação de um secador contracorrente de mesmas dimensões, bastando apenas fazer modificações nas direções das correntes de entrada e saída em cada elemento de volume. A Figura 6(b) mostra o esquema de discretização do secador rotativo contracorrente em elementos de volume.

4.2 Simulações

Uma vez definida a modelagem matemática do secador rotativo, as equações do modelo foram implementadas em *Matlab* com a finalidade de se obter simulações do processo de secagem para as diferentes configurações do secador rotativo (concorrente e contracorrente). Os valores das variáveis: Vazão de sólidos ($Gpin$); Vazão de ar (Va); Temperatura do ar de entrada ($Tain$) e Velocidade de rotação do secador (N) que foram utilizados por Iguaz et al. (2003) são mostrados na Tabela 6.

Tabela 6: Valores padrão das variáveis de processo.

$$\begin{aligned} Gpin &= 0,0255 \text{ kg/s} \\ Va &= 1,2 \text{ m}^3/\text{s} \\ Tain &= 221 \text{ }^\circ\text{C} \\ N &= 3,3 \text{ rpm} \end{aligned}$$

Fonte: Adaptado de Iguaz et al. (2003).

Para a verificação do modelo, resultados experimentais de Iguaz et al. (2003) foram utilizados e comparados com a simulação. A Tabela 7 apresenta as condições de operação nas quais os resultados experimentais foram obtidos. Para todos os três experimentos a vazão de ar e a rotação do secador tiveram seus valores iguais aos valores da tabela 6.

Tabela 7: Condições experimentais de Iguaz et al. (2003).

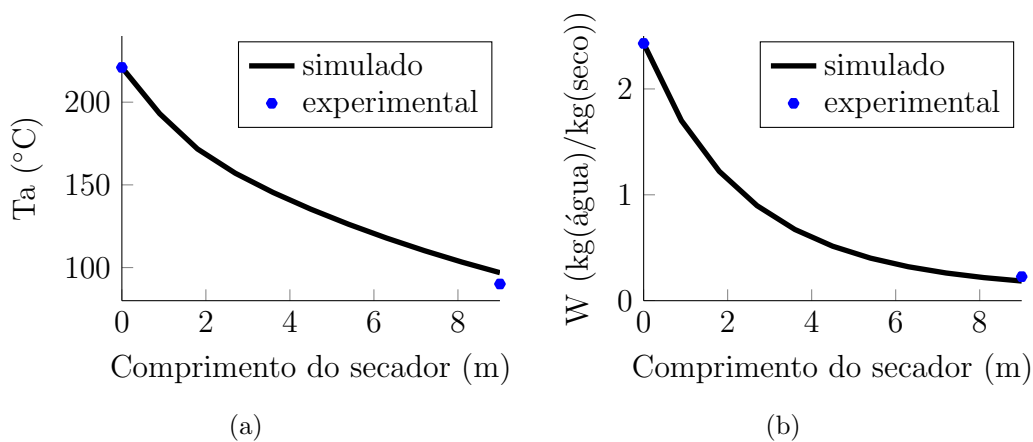
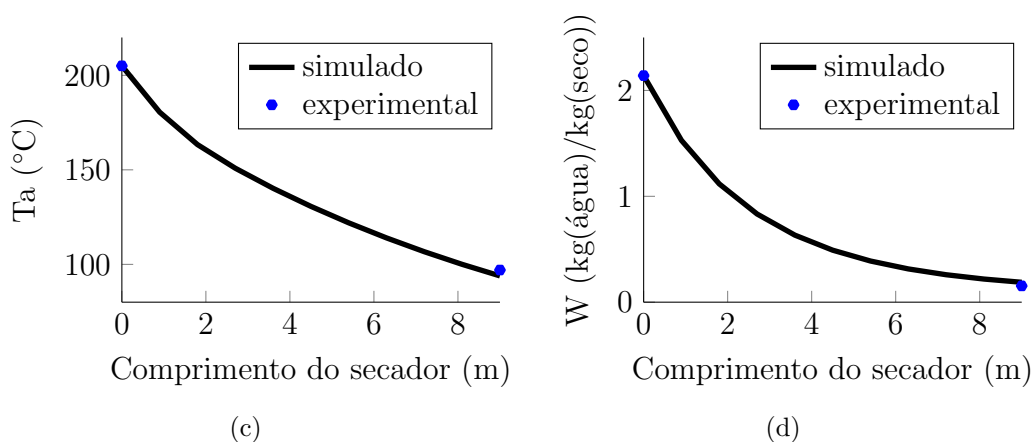
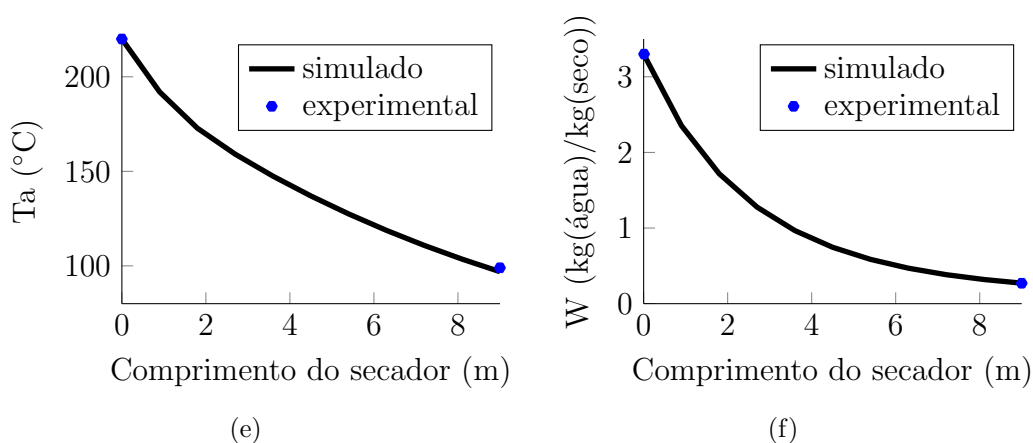
| | Entrada | | | Saída | |
|---------------|------------------|----------------|---------------------------|-----------|-----------------------|
| | G_{pin} (kg/s) | W_{in} (b.s) | T_{ain} ($^{\circ}C$) | W (b.s) | T_a ($^{\circ}C$) |
| Experimento 1 | 0,0255 | 2,43 | 221 | 0,227 | 90,1 |
| Experimento 2 | 0,0213 | 2,14 | 205 | 0,154 | 97,0 |
| Experimento 3 | 0,0146 | 3,30 | 220 | 0,270 | 99,0 |

Fonte: Adaptado de Iguaz et al. (2003).

A Figura 7 apresenta a comparação entre simulação e resultados experimentais nas três condições estudadas. Os resultados apresentados comparam os valores de temperatura do ar (T_a) e umidade do produto final (W). O modelo foi capaz de prever de forma adequada a diminuição dos valores de T_a e W ao longo do secador rotativo concorrente. As diferenças entre os valores reais e preditos para ambas as variáveis não apresentaram erros superiores a 5%, tendo sido esta considerada uma faixa aceitável de erro. Assim, o modelo foi considerado como adequado para os estudos do presente trabalho.

As Figuras 8(a) e 8(b) representam os resultados de simulações para os perfis de temperatura do ar, temperatura do produto e os perfis de umidade do produto ao longo dos secadores concorrente e contracorrente, respectivamente. Como pode ser observado na Figura 8, a diferença ($T_a - T_p$) se mantém mais homogênea na configuração contracorrente, sendo máxima na entrada do secador concorrente e mínima na saída do mesmo. Tais diferenças nos perfis de temperatura evidenciam, o que é de conhecimento comum, que a configuração em contracorrente é uma operação onde as trocas de massa e térmica são mais homogêneas ao longo do leito do secador, ao passo que na operação concorrente as mesmas trocas são mais intensas na alimentação e bem menores na saída do leito. A operação em contracorrente possibilita uma transferência de calor mais homogênea e intensa do ar para o produto, o que pode ser observado na diferença entre os valores de temperatura do ar que deixa cada um dos secadores. No secador concorrente o ar sai a $97^{\circ}C$ enquanto no secador contracorrente o ar sai a $88^{\circ}C$. Outra importante observação é a temperatura do produto na saída de cada um dos secadores. No secador concorrente os sólidos secos deixam o secador a $94^{\circ}C$, enquanto no secador contracorrente essa temperatura é de cerca de $201^{\circ}C$. Essa temperatura pode ser muito elevada durante a secagem de alimentos, deteriorando-os. O mesmo pode ser observado também no caso do secador concorrente. A diferença entre 94 e $201^{\circ}C$ evidencia que grande parte da energia

Figura 7: Comparação da simulação com dados experimentais.

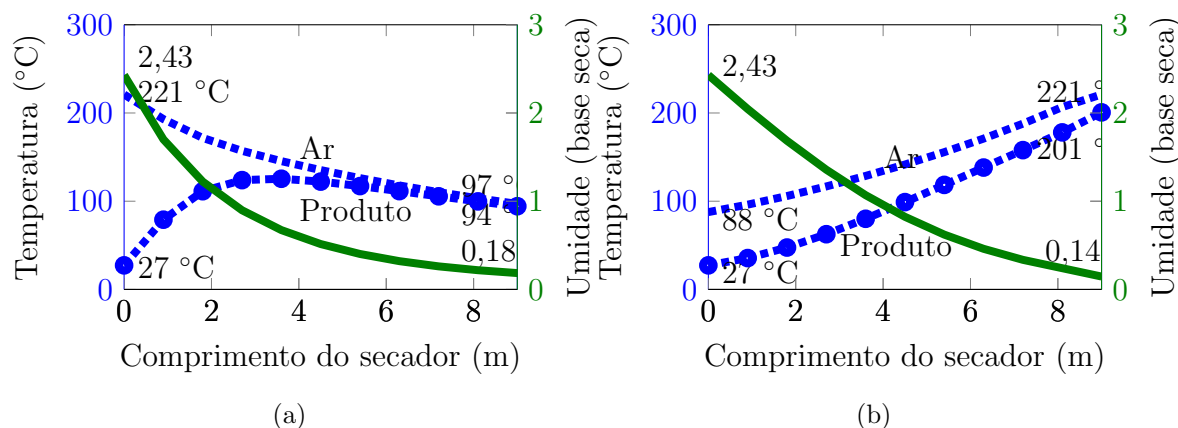
Experimento 1*Experimento 2**Experimento 3*

Fonte: Adaptado de [Iguaz et al. \(2003\)](#).

transferida do ar para o produto é perdida como calor sensível usado no aumento da temperatura do sólido. Em ambos os secadores, verifica-se que do ponto de vista térmico, ambos estão superdimensionados, indicando que podem se tornar mais eficientes em energia. Dessa forma, é possível verificar que o secador em contracorrente possui vantagens e

desvantagens em relação ao secador concorrente, no que diz respeito ao aproveitamento da energia do sistema para a retirada da umidade do produto. Maiores detalhes sobre a Eficiência Energética de cada secador serão discutidas na seção 4.3.

Figura 8: Perfis simulados de temperatura do ar, temperatura do sólido e perfis de umidade do produto ao longo do secador rotativo concorrente (a) e contracorrente (b). (Linhas contínuas: temperatura; linhas tracejadas: umidade).



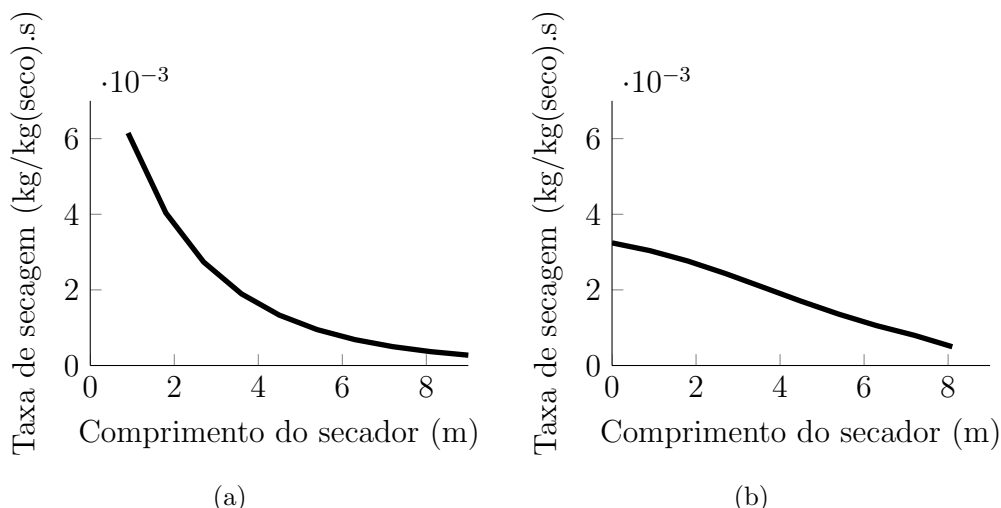
Fonte: Acervo pessoal (2013).

Na Figura 8 também é possível observar os perfis de umidade do produto e do ar ao longo do secador rotativo para cada uma das configurações de alimentação. Os valores de umidade final foram 0,18 e 0,14 $kg(\acute{a}gua)/kg(seco)$ para a secagem em secador concorrente e contracorrente, respectivamente, o que indica que maiores quantidades de produto podem ser processadas no secador com alimentação em contracorrente em comparação ao secador concorrente, produzindo em ambos um material com a mesma umidade final. Essas informações são muito importantes pois evidenciam uma maior eficiência do secador em contracorrente em relação ao concorrente. Outras discussões quanto à Eficiência Energética serão apresentadas na seção 4.3.

As Figuras 9(a) e 9(b) apresentam os perfis de taxa de secagem ao longo do secador rotativo para cada uma das configurações de alimentação. A taxa de secagem foi calculada de acordo com a Equação 4.13 para cada um dos 10 elementos de volume nos quais os secadores foram divididos. Os resultados apresentados na Figura 9 sustentam a afirmação de que a secagem em secador contracorrente ocorre com valores de taxas de secagem mais homogêneas (com valores mais bem distribuídos ao longo do comprimento do secador) em comparação com o secador concorrente. Enquanto os valores de taxa de secagem no secador contracorrente estão na faixa de 0,5 a $3,5 \cdot 10^{-3} kg/kg(seco).s$, no secador concorrente os valores de taxa de secagem se aproximam de $6 \cdot 10^{-3} kg/kg(seco).s$ na entrada do secador e são quase nulos na saída do mesmo (próximos do equilíbrio no transporte de

massa e energia). Nos primeiros 3 m os valores de taxa de secagem são maiores no secador concorrente. Após 3 m esses valores de taxa continuam decrescendo e tornam-se menores que aqueles apresentados pelo secador contracorrente, já que na alimentação do primeiro, os gradientes de massa e energia são bem maiores que na alimentação do último.

Figura 9: Perfis simulados de taxa de secagem ao longo do secador rotativo concorrente (a) e contracorrente (b).



Fonte: Acervo pessoal (2013).

Essa análise física dos resultados das simulações apresentadas anteriormente será muito importante na compreensão do comportamento da Eficiência Energética e da Sensibilidade Paramétrica, que virão a seguir.

4.3 Eficiência Energética

Na seção 3 foram discutidas duas diferentes definições de Eficiência Energética. A primeira delas (Definição 1) caracteriza-se por ser uma razão entre diferenças de temperaturas, relacionando-se assim com a razão entre a energia perdida pelo ar durante a secagem e aquela fornecida ao ar do sistema. A segunda definição (Definição 2), no entanto, objetiva avaliar a quantidade de energia que é gasta para a retirada da umidade e compará-la com a energia total fornecida ao ar do sistema. Os valores de Eficiência Energética, nas condições padrão, para o secador concorrente e contracorrente segundo cada definição são apresentados na Tabela 8. Para as duas definições estudadas o secador contracorrente apresentou maiores valores de Eficiência em relação ao secador concorrente. Conforme discutido anteriormente, no secador contracorrente o ar deixa o equipamento a uma temperatura mais baixa e os sólidos produzidos são mais secos em comparação com

o secador concorrente. Essas diferenças mostram que a energia fornecida ao sistema é melhor aproveitada no secador em contracorrente. Esse melhor aproveitamento é verificado nos valores de Eficiência Energética.

Tabela 8: Valores de Eficiência Energética, segundo cada definição, calculados para os dois secadores rotativos, nas condições padrão.

| | <i>Concorrente</i> | <i>Contracorrente</i> |
|-------------|--------------------|-----------------------|
| Definição 1 | 0,650 | 0,698 |
| Definição 2 | 0,611 | 0,620 |

Fonte: Acervo pessoal (2013).

A medida da Eficiência Energética pela Definição 1 relaciona diferenças de temperaturas e é sensivelmente alterada pelos valores de temperatura de saída do ar. Como o ar deixa o secador contracorrente a uma temperatura menor que no secador concorrente (Figura 8), o valor de Eficiência é maior para este comparado com aquele, indicando assim que a energia é melhor transferida na operação em contracorrente. A Definição 2, no entanto, relaciona o calor (sensível e latente) gasto para a retirada da umidade com o calor necessário para aquecer o ar de T_{amb} a $T_{a_{in}}$. Dessa maneira, a Definição 2 é principalmente afetada pelo valor de umidade final do produto seco. Como o secador em contracorrente foi capaz de retirar mais umidade (Figura 8), também este apresenta maior valor de Eficiência Energética.

Para maior entendimento sobre o conteúdo energético envolvido no secador rotativo, diferentes quantidades energéticas (Q) foram calculadas. As Equações 4.26 a 4.30 foram utilizadas para os cálculos dessas quantidades. $Q1$ é a quantidade de calor gasta para aquecer e evaporar a umidade; $Q2$ é a energia perdida no vapor aquecido que deixa o secador; $Q3$ é a energia perdida para o ambiente através do casco do secador; $Q4$ é a energia perdida no sólido aquecido que deixa o secador e $Q6$ é a energia fornecida ao ar de entrada para ser aquecido de T_{amb} a $T_{a_{in}}$.

As quantidades $Q1$ e $Q3$ são calculadas para cada elemento de volume nos quais cada secador foi dividido, enquanto $Q2$, $Q4$ e $Q6$ são quantidades globais calculadas a partir das correntes de entrada e saída do secador como um todo.

$$Q1 = Gp_{in} \cdot (W_{in} - W) \cdot [qlat + Cpv(Ta - Tp)] \quad (4.26)$$

$$Q2 = Ga \cdot Cpa \cdot (Ta - Tamb) \quad (4.27)$$

$$Q3 = \frac{Up \cdot \pi \cdot D \cdot L}{n} (Ta - Tamb) \quad (4.28)$$

$$Q4 = Gp_{in} \cdot Cpp (Tp - Tpin) \quad (4.29)$$

$$Q6 = Ga \cdot Cpa_{in} (Ta_{in} - Tamb) \quad (4.30)$$

A Tabela 9 apresenta os valores das quantidades energéticas de forma comparativa entre os secadores concorrente e contracorrente. O valor de $Q1$ é maior para o secador contracorrente, indicando que uma maior fração da energia disponível é utilizada para a retirada da umidade, razão esta a responsável pela maior Eficiência do secador em contracorrente. A quantidade $Q2$ é maior no secador concorrente, em decorrência da maior temperatura que o ar deixa o secador nessa configuração, em comparação com a configuração em contracorrente. $Q4$ é maior no secador contracorrente, indicando assim que uma maior quantidade de energia é perdida nos sólidos, com maior temperatura, que deixam o secador com essa configuração. Outra informação importante é a diferença entre os valores de $Q3$. A variação entre 98,18 e 101 kJ/s mostra que a operação em contracorrente perde mais calor para o ambiente que a configuração concorrente.

Tabela 9: Valores das quantidades energéticas calculadas para ambos os secadores rotativos.

| <i>Secador</i> | $\sum_{i=1}^n Q1(i)$ | $Q2$ | $\sum_{i=1}^n Q3(i)$ | $Q4$ | $Q6$ | $\frac{(Q6-Q2)}{Q6}$ | $\frac{\sum_{i=1}^n Q1(i)}{Q6}$ |
|----------------|----------------------|-------|----------------------|-------|-------|----------------------|---------------------------------|
| Concorrente | 98,39 | 61,74 | 98,18 | 3,250 | 161,2 | 0,617 | 0,611 |
| Contracorrente | 99,97 | 53,30 | 101,0 | 7,923 | 161,2 | 0,669 | 0,620 |

Fonte: Acervo pessoal (2013).

Em resumo, os resultados apresentados na Tabela 9 evidenciam diferenças significativas no conteúdo energético de cada um dos secadores rotativos. A mesma quantidade de calor fornecida a cada um dos equipamentos é aproveitada de diferentes maneiras nas duas configurações de alimentação. O secador em contracorrente é mais eficiente que o concorrente pois foi capaz de utilizar uma maior fração da energia do sistema para a retirada da umidade. No entanto, a diferença entre os valores de Eficiência dos dois secadores, calculados pela Definição 2, é menor que aquela calculada pela Definição 1. Essa diferença mais acentuada, calculada pela Definição 1, pode ser explicada tendo em vista que a mesma objetiva quantificar o calor que é transferido do ar, sendo incapaz de explicitar como a quantidade trocada é usada durante o processo. De fato, o calor trocado é maior na operação em contracorrente, mas parte dessa maior energia é perdida para o ambiente e em forma de calor nos sólidos mais aquecidos que deixam o secador em

contracorrente, o que faz com que a diferença entre os valores de Eficiência entre ambos secadores rotativos sejam menores quando calculados pela Definição 2. Assim, tendo em vista que as diferenças entre quantidades de calor perdidas para o ambiente, bem como a diferença nas quantidades perdidas com o aquecimento dos sólidos, não podem ser desconsideradas, a Definição 2 mostra-se mais adequada (e completa) para a avaliação da Eficiência Energética de secadores rotativos.

A Equação 4.31 relaciona a Definição 1 com as quantidades energéticas calculadas na Tabela 9 e pelas Equações 4.26 a 4.30. Desprezando a variação do calor específico do ar na entrada e saída do secador, as Equações 4.27 e 4.30 podem ser combinadas para formar a Definição 1.

$$E \approx \frac{Q6 - Q2}{Q6} \quad (4.31)$$

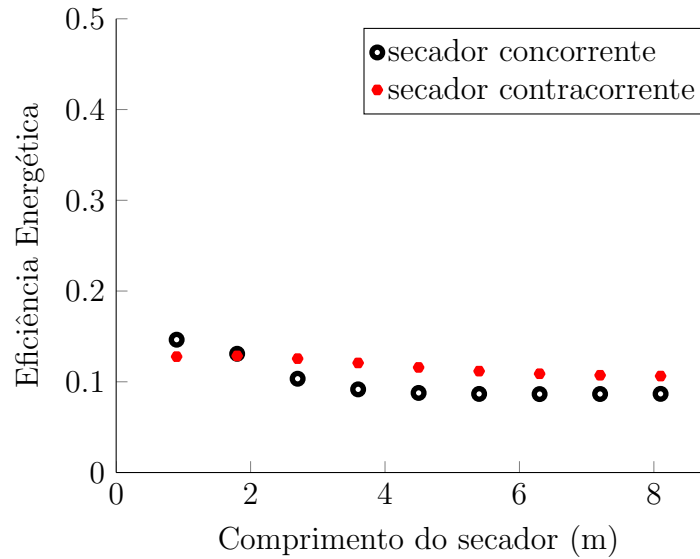
A Equação 4.32 apresenta como a Definição 2 se relaciona às quantidades energéticas. As quantidades $Q1$ em cada elemento de volume são somadas e o resultado é dividido pela quantidade $Q6$ que representa o calor total fornecido ao ar do sistema.

$$E = \frac{\sum_{i=1}^n Q1(i)}{Q6} \quad (4.32)$$

A Figura 10 representa os perfis de Eficiência Energética para os secadores rotativos concorrente e contracorrente calculados pela Definição 1 (Equação 3.1). A menor variação dos valores de Eficiência para o secador contracorrente é atribuída a maior homogeneidade na diferença de temperatura do ar e do produto observado neste secador (Figura 8(b)). Durante a maior parte da extensão do equipamento o secador rotativo em contracorrente possui maiores valores de Eficiência Energética.

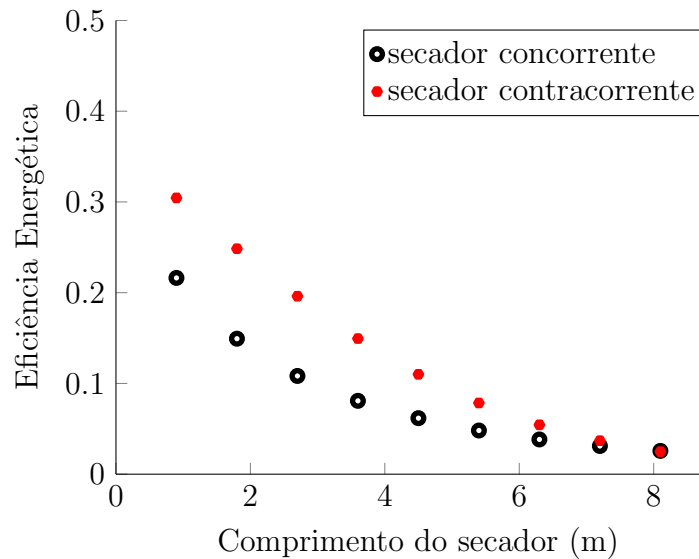
A Figura 11 representa os perfis de Eficiência Energética para os secadores rotativos concorrente e contracorrente calculados pela Definição 2. Observa-se que o secador em contracorrente apresentou maiores valores de Eficiência para quase todas as seções ao longo da extensão do equipamento. O perfil decrescente observado é relacionado com a taxa de secagem, onde observa-se que na entrada do equipamento os valores são maiores. No início do processo, com a entrada de sólidos úmidos, a secagem ocorre a maiores valores de taxas de secagem, o que faz com que os valores de Eficiência sejam maiores, uma vez que a Definição 2 (Equação 3.8) é sensivelmente alterada pela variação da umidade do produto.

Figura 10: Perfis simulados de Eficiência Energética para cada um dos secadores rotativos calculados pela Definição 1.



Fonte: Acervo pessoal (2013).

Figura 11: Perfis simulados de Eficiência Energética para cada um dos secadores rotativos calculados pela Definição 2.



Fonte: Acervo pessoal (2013).

4.4 Sensibilidade Paramétrica

Com a finalidade de estudar como as variáveis de processo influenciam a Eficiência Energética, estudos de Sensibilidade Paramétrica foram feitos, onde mudanças nos valores de cada variável foram comparadas com as respectivas variações provocadas na Eficiência.

A Equação 4.33 foi utilizada para quantificar os valores de Sensibilidade Paramétrica de cada variável frente à Eficiência Energética. A variação na Eficiência é comparada à variação do parâmetro (variável de processo) e esta razão é multiplicada e dividida pelos valores da variável e da Eficiência na condição padrão (segundo os valores das variáveis de processo constantes da Tabela 6), com a finalidade de tornar a Sensibilidade uma medida adimensional.

$$SE = \frac{P^* (E - E^*)}{E^* (P - P^*)} \quad (4.33)$$

A Equação 4.34 representa a definição de Sensibilidade Paramétrica frente à Umidade Final do Produto Seco.

$$SU = \frac{P^* (U - U^*)}{U^* (P - P^*)} \quad (4.34)$$

A Tabela 10 apresenta os valores de E^* e U^* para ambos secadores rotativos e valores das variáveis de processo constantes da Tabela 6.

Tabela 10: Valores de Eficiência e Umidade Final do Produto Seco nas condições padrão para cada secador rotativo.

| | Secador Concorrente | Secador Contracorrente |
|-------|---------------------|------------------------|
| E^* | 0,611 | 0,620 |
| U^* | 0,157 | 0,127 |

Fonte: Acervo pessoal (2013).

A Tabela 11 apresenta os valores de SE e SU para as variáveis de processo do secador concorrente e contracorrente (Tabela 6). O sinal negativo em alguns valores de Sensibilidade significa sentido contrário entre o acréscimo na variável de processo e as modificações provocadas na Eficiência ou na Umidade. Por exemplo, os valores negativos de SE e SU para Va e Ta_{in} indicam que o aumento no valor dessas variáveis provoca a diminuição tanto na Eficiência quanto na Umidade. Diz-se que o ganho entre as duas variáveis é negativo.

Observa-se na Tabela 11 que mudanças na variável Gp_{in} alteram significativamente a Eficiência Energética e pouco alteram a Umidade Final do Produto Seco, o que evidencia o superdimensionamento do secador quando operado nas condições padrão. Outras variáveis que afetam sensivelmente a Eficiência Energética são Va e Ta_{in} que relacionam-se diretamente com a entrada de energia térmica no secador. Como esperado fisicamente, a diminuição nos valores de Va e/ou Ta_{in} aumenta a Eficiência Energética e como consequência aumenta o teor de Umidade Final do Produto Seco. A diminuição no valor de N promove um aumento de Eficiência e uma diminuição na Umidade Final do Produto Seco. Isso pode ser explicado pela relação inversa que N tem com o tempo de residência

Tabela 11: Valores de Sensibilidade Paramétrica da Eficiência (SE) e da Umidade Final do Produto Seco (SU) em relação as variáveis de processo consideradas.

| <i>Variável de Processo</i> | Secador Concorrente | | Secador Contracorrente | |
|-----------------------------|---------------------|-----------|------------------------|-----------|
| | <i>SE</i> | <i>SU</i> | <i>SE</i> | <i>SU</i> |
| G _{pin} | +1,17 | -0,05 | +1,10 | -0,05 |
| V _a | -1,10 | -0,61 | -1,03 | -0,80 |
| T _{ain} | -0,63 | -1,29 | -0,59 | -1,61 |
| N | -0,26 | +1,62 | -0,25 | +2,09 |

Fonte: Acervo pessoal (2013).

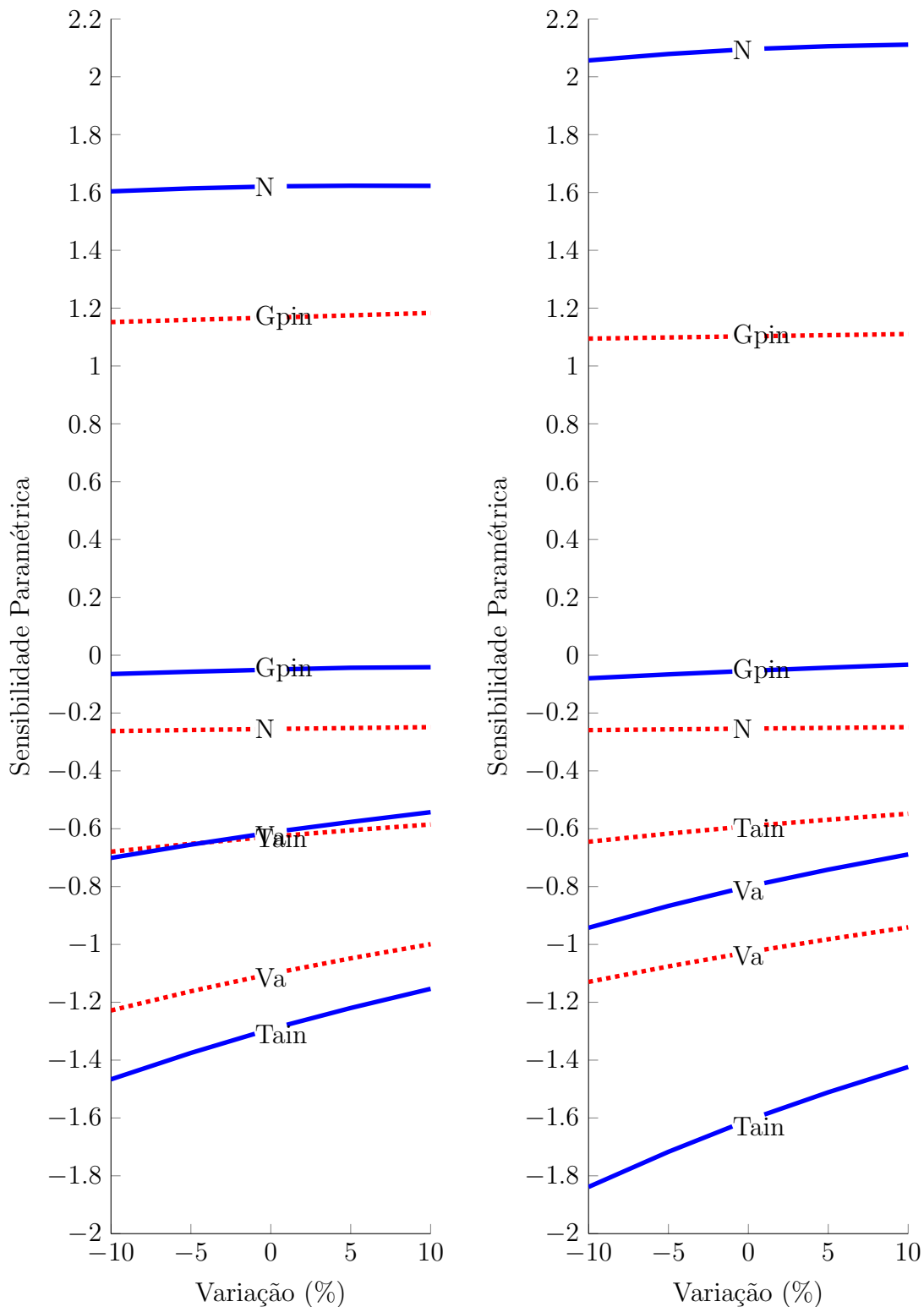
do produto no interior do secador (Equação 4.12). O aumento do tempo de residência provocado pela eventual diminuição no valor de N promove uma melhor troca energética entre as fases, resultando numa maior quantidade de umidade retirada. A diferença mais significativa entre os valores de Sensibilidade nos dois secadores é no valor de SU para a variável N . Essa diferença evidencia que o aumento do tempo de residência é mais efetivo na secagem em contracorrente, uma vez que nesta operação as transferências de calor e massa são mais homogêneas ao longo do secador e por conseguinte, o esquema em contracorrente é mais eficiente.

A Figura 12 apresenta os perfis de SE e SU para ambos secadores rotativos para variações de 10 % para mais e para menos nos valores padrão das variáveis de processo. Observa-se que as variáveis N e Gp_{in} afetam de forma mais linear os valores de Sensibilidade Paramétrica SE e SU, ao passo que os valores de Sensibilidade para Va e Ta_{in} variam mais significativamente com a variação em torno de seus valores padrão.

O aumento nas variáveis Va e Ta_{in} contribui para a diminuição da umidade do produto seco formado. A relação de não linearidade entre os valores das Sensibilidades para estas variáveis pode ser explicada tendo em vista que, com o aumento das mesmas, a umidade final se aproxima de um valor mínimo de equilíbrio, fazendo com que a taxa de secagem adquira valores cada vez menores.

Conforme verificado na seção 4.2 o modelo proposto para a simulação do processo de secagem no secador rotativo é capaz de prever com confiança os valores de saída para variações nas entradas Gp_{in} e Ta_{in} . Tendo em vista que estas variáveis apresentam altos valores absolutos de Sensibilidade, foram feitos estudos com a variação simultânea das mesmas dentro do limite de 10 % para mais e para menos em relação aos valores padrão.

Figura 12: Perfis simulados de Sensibilidade Paramétrica em relação a cada variável de processo considerada frente à Eficiência Energética (curvas pontilhadas) e à Umidade Final do Produto Seco (curvas contínuas).



(a) Secador concorrente

(b) Secador contracorrente

Fonte: Acervo pessoal (2013).

A Figura 13 apresenta as superfícies de Eficiência Energética e Umidade Final do Produto Seco com respeito às variações em Gp_{in} e Ta_{in} para o secador rotativo concorrente e em contracorrente.

Observa-se na Figura 13 que o secador em contracorrente apresenta maior Eficiência Energética e menor Umidade Final do Produto Seco para todos os pontos de operação na região investigada. O simples aumento em Ta_{in} leva à produção de sólidos mais secos, porém com menor Eficiência Energética. Isso ocorre porque o aumento na temperatura de entrada do ar representa a inclusão de mais energia no sistema, o que contribui para uma maior remoção de umidade do produto. No entanto, essa maior remoção não é o suficiente para impedir que a Eficiência Energética diminua, ou seja, o aumento no denominador da expressão para definição de Eficiência Energética (Equação 3.8) é maior que o aumento no numerador da mesma.

Alterações em Gp_{in} , dentro da faixa de $\pm 10\%$ estudada, pouco altera a Umidade Final do Produto Seco, mas altera significativamente a medida de Eficiência Energética. O aumento em Gp_{in} contribui para aumentar a Eficiência Energética, o que evidencia o super dimensionamento do secador rotativo quando operado nas condições padrão estudada por Iguaz et al. (2003). A introdução de mais material no secador possibilita a remoção de maior quantidade absoluta de umidade, o que é sensivelmente percebido quando a Eficiência Energética é calculada pela Definição 2.

É possível observar que modificações simultâneas nas variáveis Gp_{in} e Ta_{in} podem levar a formação de um produto final com menor umidade sem prejuízo à Eficiência Energética, ou interpretando de outra forma, a formação um produto final com umidade desejada através de uma operação com maiores valores de Eficiência Energética. Claramente, existe um compromisso entre obter um produto seco com umidade dentro de uma faixa desejada e o gasto energético para alcançá-la.

A Figura 14 apresenta as superfícies de Eficiência Energética e Umidade Final do Produto Seco para variações simultâneas em Ta_{in} e N . Observa-se que através da manipulação destas variáveis é possível obter melhorias no processo, sobretudo quando se trabalha com baixos valores de N . A diminuição na velocidade de rotação do secador rotativo contribui para o aumento no tempo de residência, o que conseqüentemente contribui para uma maior remoção de umidade.

A Figura 15 apresenta as superfícies de Eficiência Energética e Umidade Final do Produto Seco para variações simultâneas em Ta_{in} e Va . Ambas as variáveis relacionam-se com a quantidade de energia fornecida ao secador, o que significa que diminuições em

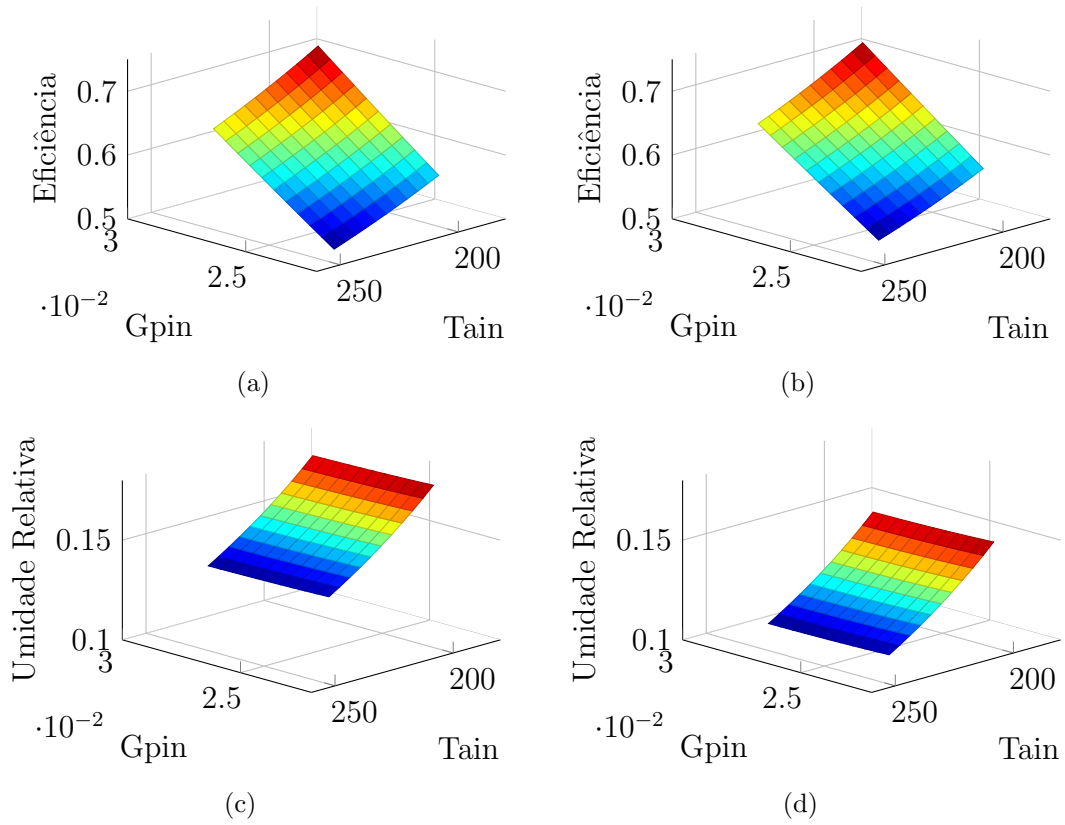
seus valores provocam uma menor retirada de umidade do produto. Observa-se na Figura 15 que ambas as superfícies são parecidas e os pontos de máxima Eficiência se coincidem com os pontos de máxima Umidade Final, o que mostra que tentativas de melhorias na Eficiência Energética são necessariamente compensadas com o aumento da Umidade Final do Produto Seco.

Conforme mostrado na Tabela 11, as variáveis Gp_{in} e N são as únicas que apresentam alternância entre os sinais de SE e SU , indicando que manipulações nas mesmas podem levar à melhorias simultâneas na Eficiência Energética e na Umidade Final do Produto Seco. A Figura 16 apresenta as superfícies de Eficiência e Umidade Final para variações em Gp_{in} e N . É possível notar que para a condição de maior Gp_{in} e menor N o produto seco é obtido com uma menor umidade e a Eficiência Energética é maior que nas condições padrão. A sensibilidade em relação à variações no tempo de residência e o super dimensionamento dos secadores rotativos em estudo são as explicações para este comportamento.

A Figura 17 apresenta as superfícies de Eficiência Energética e Umidade Final do Produto Seco para variações em Gp_{in} e Va . Os resultados mostram que manipulando estas duas variáveis é possível obter produtos mais secos que o padrão sem prejuízo à Eficiência. No entanto a melhoria na Eficiência Energética tem como consequência a aumento da Umidade Final do Produto Seco. A Umidade Final do Produto Seco é pouco sensível à variações em Gp_{in} e bastante sensível à Va . Devido a esse comportamento é possível compensar, em termos de Eficiência Energética, o aumento de Va com o aumento de Gp_{in} . Essa combinação leva a um menor valor de Umidade Final do Produto Seco sem prejuízo à Eficiência Energética.

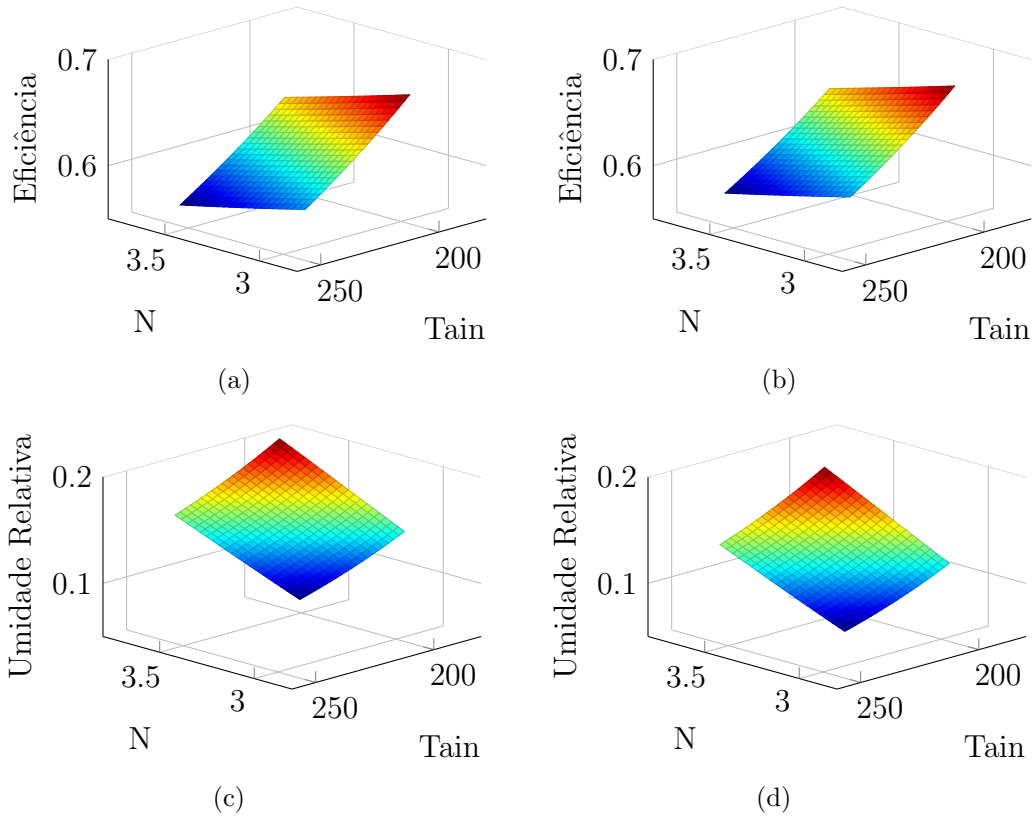
A Figura 18 apresenta as superfícies de Eficiência Energética e Umidade Final do Produto Seco para variações em Va e N . Os resultados mostram que valores próximos ao limite inferior para as variações das duas variáveis aumentam a Eficiência Energética e diminuem a Umidade Final do Produto Seco. A entrada de uma menor quantidade de ar, pela diminuição no valor de Va , é compensada pelo aumento no tempo de residência, provocado pela diminuição em N . Desta maneira é possível a obtenção de menores valores de Umidade Final do Produto Seco ao mesmo tempo que maiores valores de Eficiência Energética são encontrados.

Figura 13: Superfícies simuladas de Eficiência Energética e Umidade Final do Produto Seco para a variação de Gp_{in} e Ta_{in} : (a) Eficiência Energética no secador concorrente; (b) Eficiência Energética no secador contracorrente; (c) Umidade Final do Produto Seco no secador concorrente; e, (d) Umidade Final do Produto Seco no secador contracorrente.



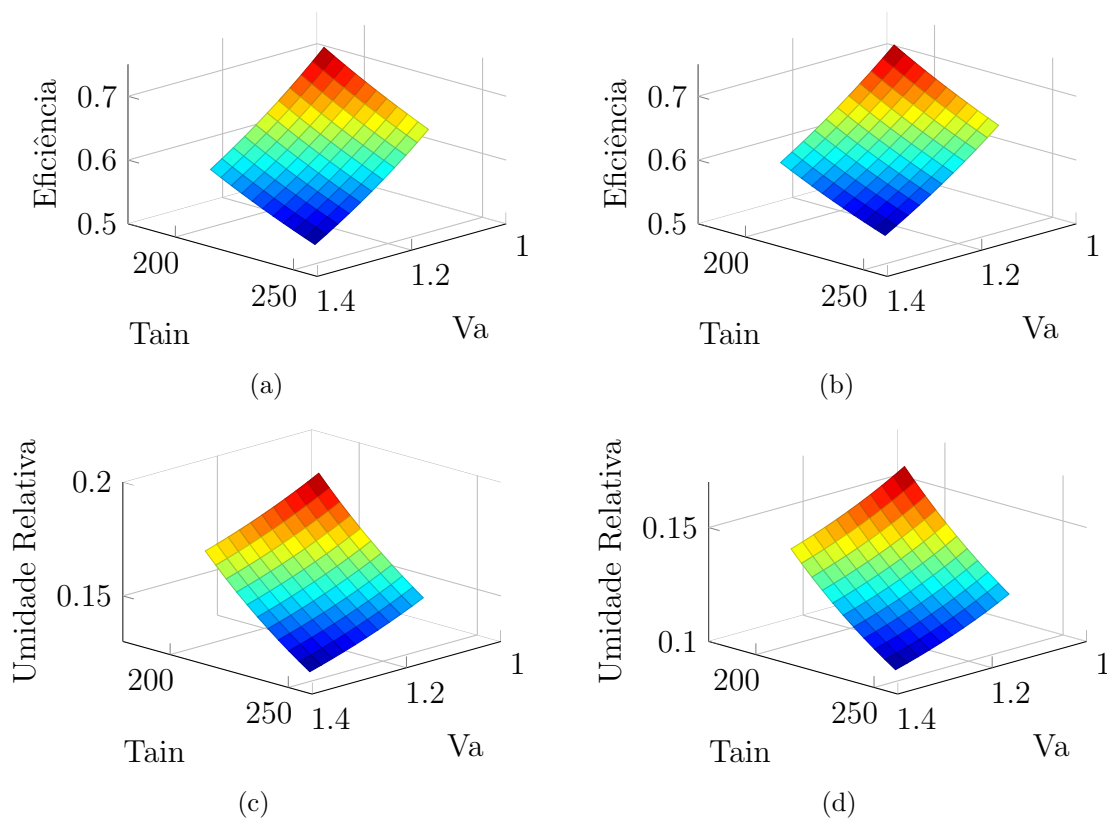
Fonte: Acervo pessoal (2013).

Figura 14: Superfícies simuladas de Eficiência Energética e Umidade Final do Produto Seco para a variação de Ta_{in} e N : (a) Eficiência Energética no secador concorrente; (b) Eficiência Energética no secador contracorrente; (c) Umidade Final do Produto Seco no secador concorrente; e, (d) Umidade Final do Produto Seco no secador contracorrente.



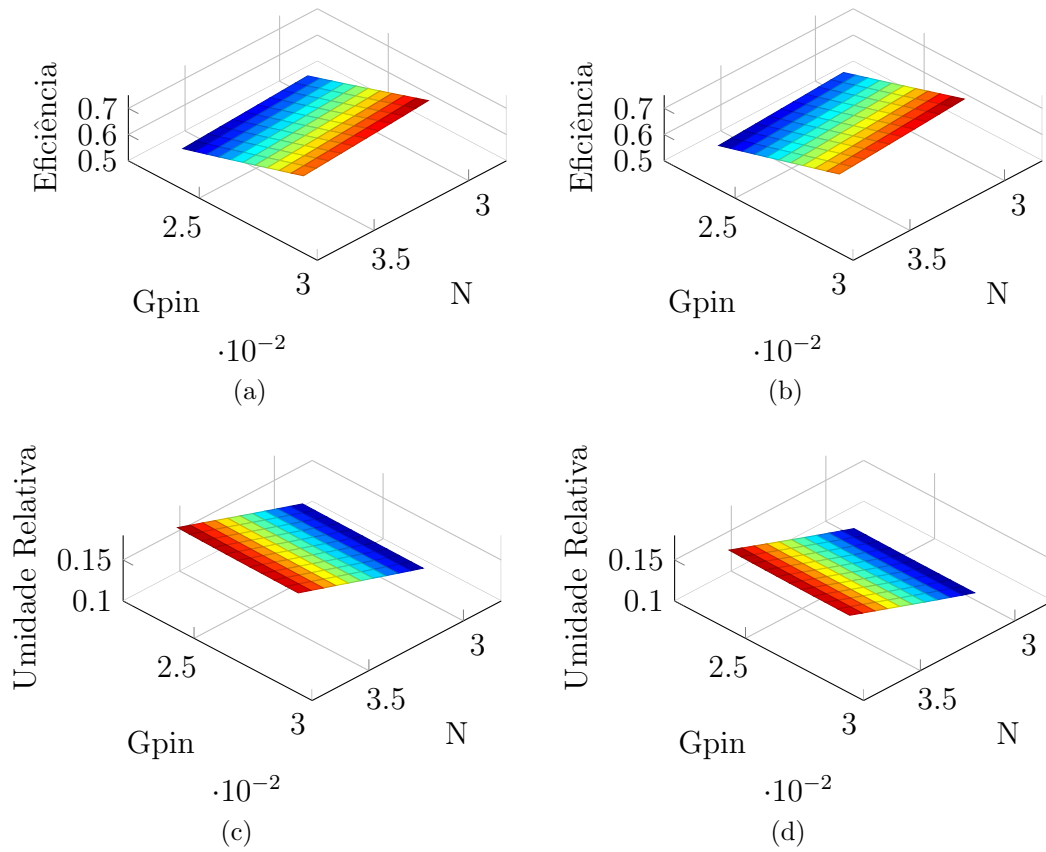
Fonte: Acervo pessoal (2013).

Figura 15: Superfícies de Eficiência Energética e Umidade Final do Produto Seco para a variação de Ta_{in} e Va : (a) Eficiência Energética no secador concorrente; (b) Eficiência Energética no secador contracorrente; (c) Umidade Final do Produto Seco no secador concorrente; e, (d) Umidade Final do Produto Seco no secador contracorrente.



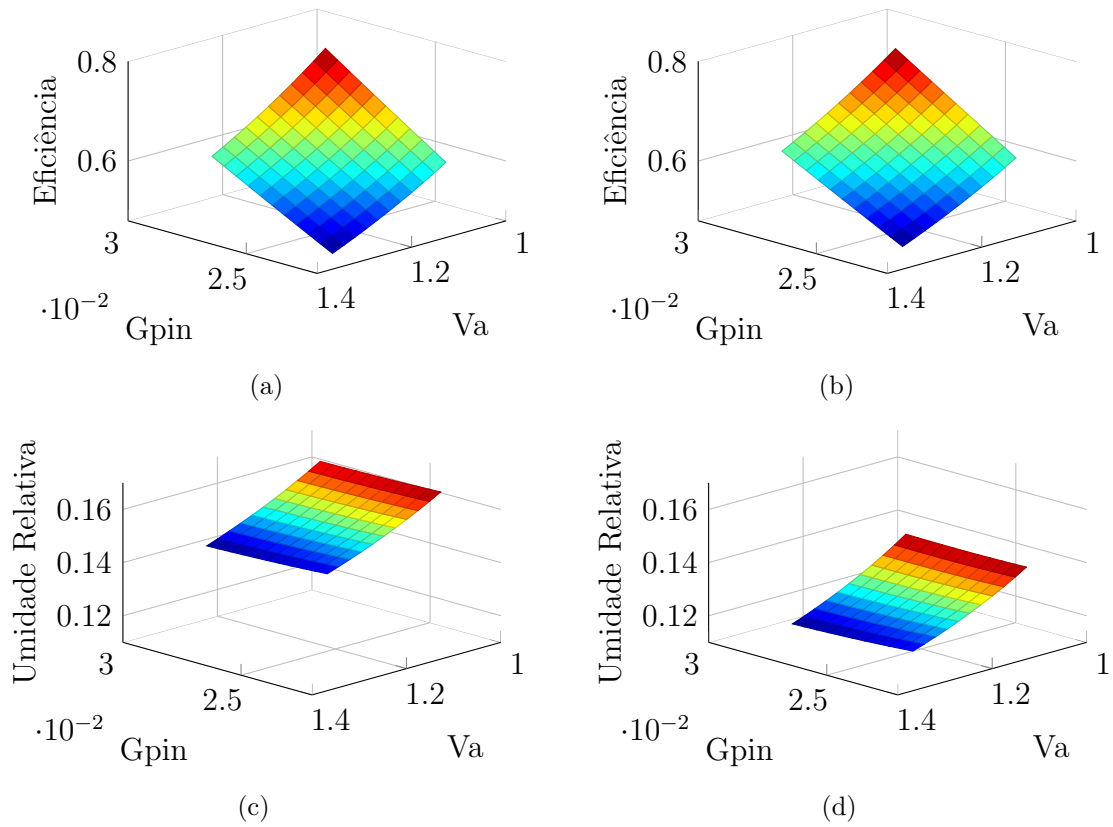
Fonte: Acervo pessoal (2013).

Figura 16: Superfícies de Eficiência Energética e Umidade Final do Produto Seco para a variação de Gp_{in} e N : (a) Eficiência Energética no secador concorrente; (b) Eficiência Energética no secador contracorrente; (c) Umidade Final do Produto Seco no secador concorrente; e, (d) Umidade Final do Produto Seco no secador contracorrente.



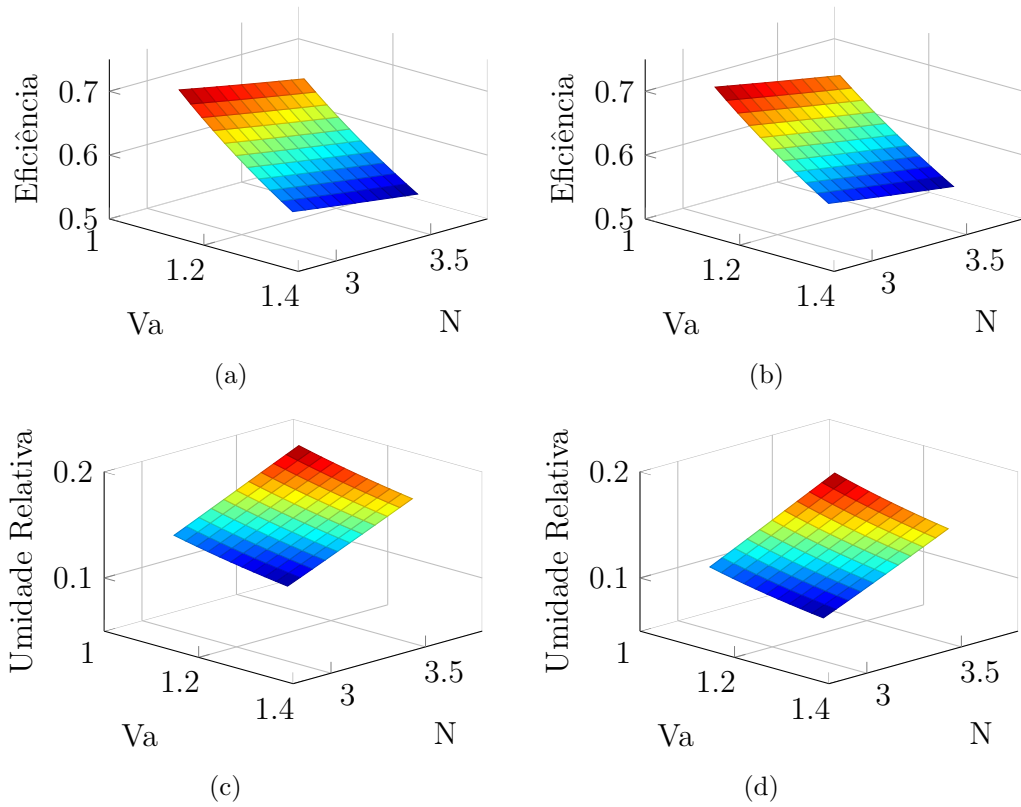
Fonte: Acervo pessoal (2013).

Figura 17: Superfícies de Eficiência Energética e Umidade Final do Produto Seco para a variação de Gp_{in} e Va : (a) Eficiência Energética no secador concorrente; (b) Eficiência Energética no secador contracorrente; (c) Umidade Final do Produto Seco no secador concorrente; e, (d) Umidade Final do Produto Seco no secador contracorrente.



Fonte: Acervo pessoal (2013).

Figura 18: Superfícies de Eficiência Energética e Umidade Final do Produto Seco para a variação de N e Va : (a) Eficiência Energética no secador concorrente; (b) Eficiência Energética no secador contracorrente; (c) Umidade Final do Produto Seco no secador concorrente; e, (d) Umidade Final do Produto Seco no secador contracorrente.



Fonte: Acervo pessoal (2013).

4.5 Otimização

Após estudar as influências individuais de cada variável de processo escolhida para investigar o comportamento na Eficiência Energética e da Umidade Final do Produto Seco, estudos de Otimização foram feitos com a finalidade de verificar as condições operacionais que fornecem os mais altos valores de Eficiência Energética e os menores valores de Umidade Final Produto Seco. Para os estudos de Otimização foram usadas funções do *Toolbox OPTIMTOOL* do Matlab, onde os resultados obtidos pelas diferentes rotinas foram comparados com a finalidade de verificação da reprodutibilidade dos mesmos. As metodologias utilizadas para os estudos de Otimização foram: *Multi Start* - MS; Busca Global (*Global Search*) - GS; Busca por Padrões (*Pattern Search*) - PS e Algoritmos Genéticos (*Genetic Algorithm*) - GA; conforme descrito em Materiais e Métodos (seção 3)

Conforme discutido na seção 4.4, a análise das Sensibilidades Paramétricas foi capaz de mostrar o sentido da variação da Eficiência e da Umidade com relação a cada variável de processo escolhida nesse trabalho com esse objetivo. Desta maneira, foram escolhidos como sementes para Otimização o conjunto de valores (Gp_{in} , Va , Ta_{in} , N) onde cada variável assume o valor limite que melhor resultado fornece para a minimização ou maximização da Umidade ou da Eficiência, respectivamente. Ou seja, para o problema de Otimização que tem como objetivo encontrar a condição operacional de maior Eficiência Energética, foram usados como sementes o valor limite superior para Gp_{in} , e os valores limites inferiores para Va , Ta_{in} e N . Para a minimização da Umidade foram usados como sementes os valores limites superiores para Gp_{in} , Va e Ta_{in} e o valor limite inferior para N .

A Tabela 12 apresenta os valores das sementes usadas como condições operacionais iniciais de busca para os problemas de Otimização da Eficiência Energética e Umidade Final do Produto Seco.

Tabela 12: Valores das sementes utilizados para Otimização da Eficiência Energética e Umidade Final do Produto Seco.

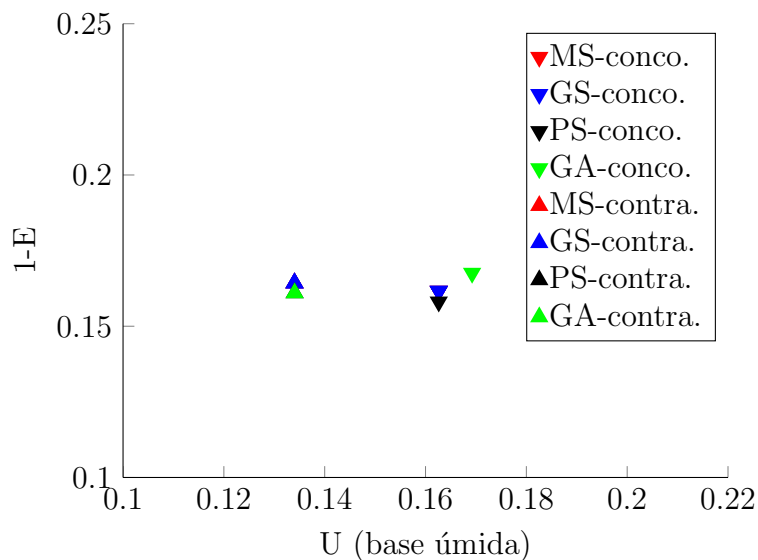
| | Maximização da Eficiência | Minimização da Umidade |
|-----------|---------------------------|------------------------|
| Gp_{in} | 0,0281 | 0,0281 |
| Va | 1,08 | 1,32 |
| Ta_{in} | 198,90 | 243,10 |
| N | 2,97 | 2,97 |

Fonte: Acervo pessoal (2013).

A Figura 4.5 apresenta o *espaço de estados* com os resultados da maximização da

Eficiência Energética. Nota-se que são pequenas as diferenças encontradas entre os resultados das diferentes metodologias de Otimização. E que também é possível observar que na média ambos os secadores obtiveram Eficiências Energéticas semelhantes.

Figura 19: Pontos de maior Eficiência Energética para cada metodologia de Otimização e cada secador.



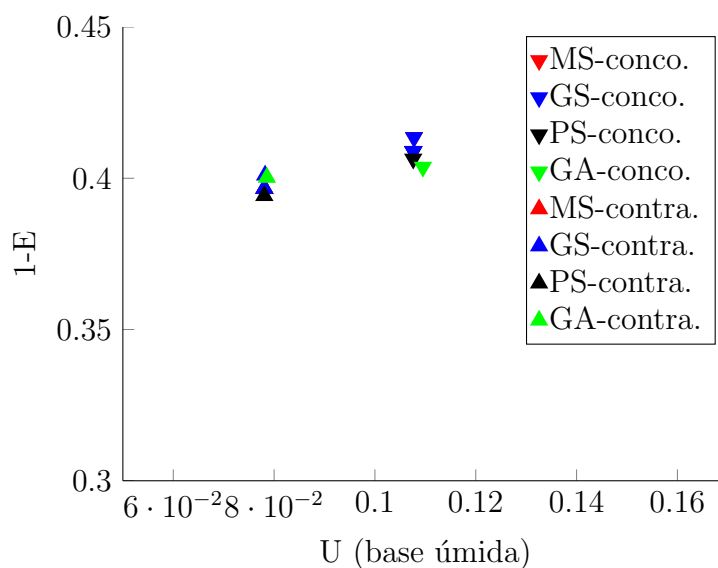
Fonte: Acervo pessoal (2013).

A Figura 20 apresenta o *espaço de estados* com os resultados da minimização da Umidade Final do Produto Seco. Observa-se que as diferentes metodologias adotadas forneceram resultados próximos entre si. O secador em contracorrente é capaz de produzir sólidos mais secos que o concorrente e a uma Eficiência Energética ligeiramente maior.

A Tabela 13 apresenta as condições operacionais que fornecem a maximização da Eficiência e a minimização da Umidade para os secadores concorrente e contracorrente. Os resultados confirmam as observações feitas na seção 4.4, onde foi mostrado que as condições de máximo e/ou mínimo ocorrem nos limites das restrições impostas às variáveis operacionais. Os valores de Gp_{in} e N são os mesmos para todos os pontos ótimos, o que confirma que o aumento da vazão mássica de produto na entrada e a diminuição da velocidade de rotação do secador favorecem tanto o aumento da Eficiência Energética quanto a maior retirada de água do produto e, portanto, a menor Umidade Final do Produto Seco.

A Figura 21 apresenta o espaço de estados com os pontos ótimos para a Eficiência Energética e a Umidade Final do Produto Seco, para a secagem em secador concorrente. São apresentados também pontos aleatórios calculados dentro dos limites impostos às variáveis de processo. Na Figura 21 as condições de E e U em cada ponto aleatório foram

Figura 20: Pontos de menor Umidade Final do Produto Seco para cada metodologia de Otimização e cada secador.



Fonte: Acervo pessoal (2013).

Tabela 13: Condições Ótimas para Eficiência Energética e Umidade Final do Produto Seco em ambos secadores rotativos.

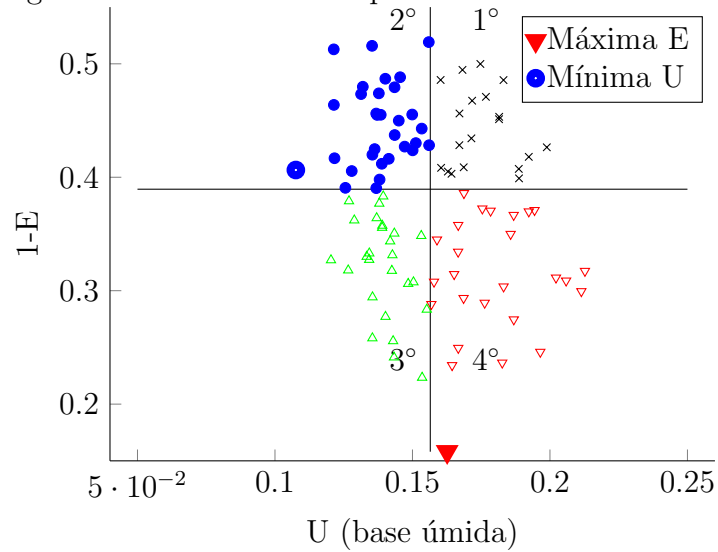
| | Max. Eficiência | | Min. Umidade | |
|------------|-----------------|----------------|--------------|----------------|
| | Concorrente | Contracorrente | Concorrente | Contracorrente |
| Gp_{in} | 0,0281 | 0,0281 | 0,0281 | 0,0281 |
| Va | 1,08 | 1,08 | 1,32 | 1,32 |
| Ta_{in} | 198,90 | 198,90 | 243,10 | 243,10 |
| N | 2,97 | 2,97 | 2,97 | 2,97 |
| Eficiência | 0,8402 | 0,8374 | 0,5923 | 0,6046 |
| Umidade | 0,1626 | 0,1340 | 0,1076 | 0,0781 |

Fonte: Acervo pessoal (2013).

comparadas com as condições padrão, tendo sido o espaço de estados dividido em quatro regiões: região que apresenta Eficiência maior que a Eficiência padrão (4° quadrante); região que apresenta umidade menor que o padrão (2° quadrante); região com valores de Eficiência e Umidade melhores que os valores padrão (3° quadrante) e região onde os valores de Eficiência e Umidade são piores que os valores padrão (1° quadrante).

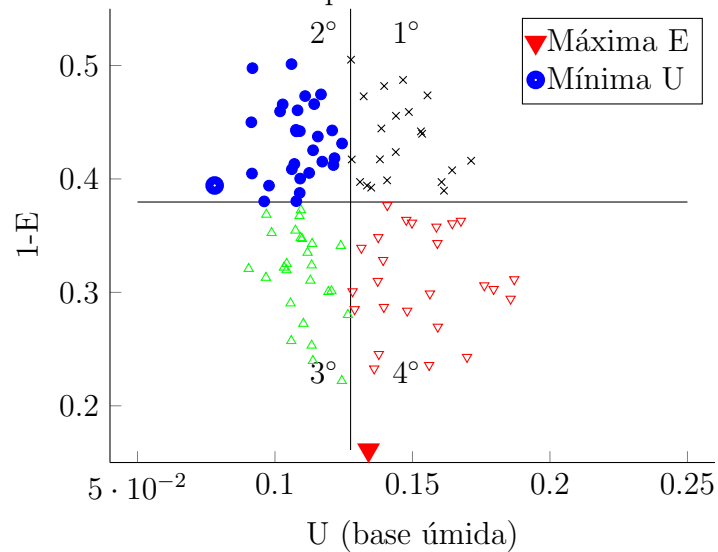
A Figura 22 apresenta os pontos ótimos para Eficiência Energética e Umidade Final do Produto Seco, bem como valores aleatórios para as variáveis do processo de secagem no secador em contracorrente. Assim como na Figura 21, é possível notar uma distribuição homogênea entre as quatro regiões, indicando que várias são as condições operacionais que melhoram tanto a Eficiência quanto a Umidade em relação aos valores calculados na condição padrão estudada por Iguaz et al. (2003).

Figura 21: Estados ótimos para o secador concorrente.



Fonte: Acervo pessoal (2013).

Figura 22: Estados ótimos para o secador em contracorrente.



Fonte: Acervo pessoal (2013).

Com a finalidade de encontrar uma condição ótima que ao mesmo tempo maximize a Eficiência Energética e minimize a Umidade Final do Produto Seco foi proposto o seguinte problema de Otimização:

$$x = \{Gp_{in}, Va, Ta_{in}, N\} \quad (4.35)$$

$$y = \{E(x), U(x)\} \quad (4.36)$$

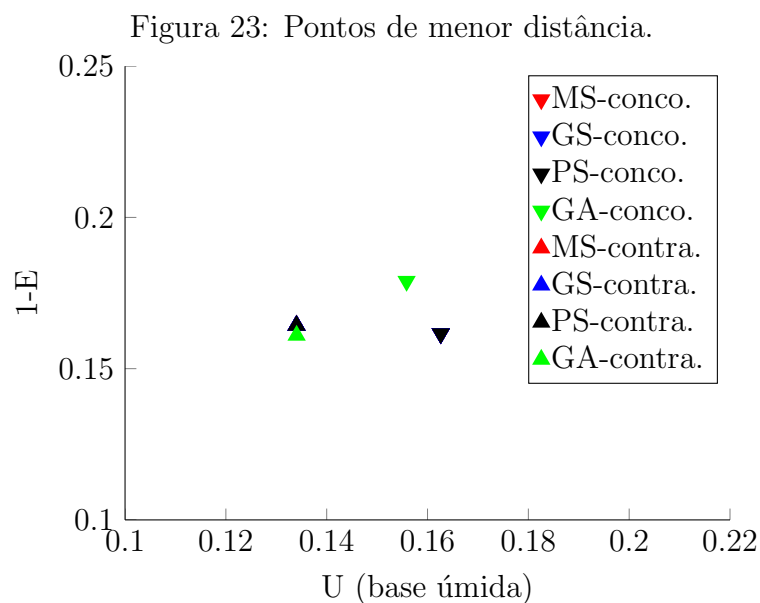
$$z = \sqrt{(1 - E)^2 + U^2} \quad (4.37)$$

onde y é o vetor objetivo, x é o vetor decisão e z é a função objetivo.

A minimização da função z (Equação 4.37) garante que o ponto $(U, 1 - E)$ esteja o mais próximo possível da origem do *espaço de estados*, o qual, numa situação de idealidade, representaria a condição com eficiência 100% e produto totalmente seco.

Como sementes para a minimização da distância foram utilizados os valores padrão para as variáveis de processo do secador (Tabela 6).

A Figura 4.5 apresenta os resultados da minimização da Equação 4.37 utilizando as diferentes metodologias estudadas para Otimização. Observa-se que os resultados são semelhantes aos apresentados na Figura 4.5.



Fonte: Acervo pessoal (2013).

A Tabela 14 apresenta os valores das variáveis de processo na condição de mínimo z . Os resultados comprovam que a condição de máxima Eficiência é também a que minimiza a função z , o que explica a semelhança entre as Figuras e .

Conforme discutido anteriormente, as variáveis Gp_{in} e N , devido à alternância de sinais nos estudos de Sensibilidade Paramétrica (Tabela 11: uma "compensa" o efeito da outra) apresentaram os mesmos valores, tanto na Otimização da Eficiência Energética quanto na Otimização da Umidade Final do Produto Seco. Dessa forma, estudos foram feitos onde as variáveis Va e Ta_{in} variaram dentro do intervalo de 10% para mais e para

Tabela 14: Condições que minimizam a função 4.37 em ambos secadores rotativos.

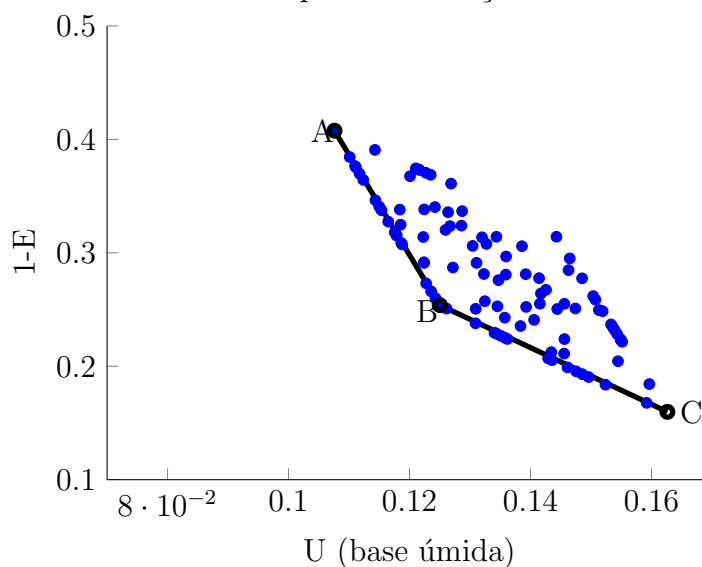
| | Concorrente | Contracorrente |
|------------|-------------|----------------|
| Gp_{in} | 0,0281 | 0,0281 |
| Va | 1,08 | 1,08 |
| Ta_{in} | 198,90 | 198,90 |
| N | 2,97 | 2,97 |
| Eficiência | 0,8402 | 0,8374 |
| Umidade | 0,1626 | 0,1340 |
| z | 0,2293 | 0,2120 |

Fonte: Acervo pessoal (2013).

menos, ao passo que os valores de Gp_{in} e N foram mantidos como nas condições ótimas.

A Figura 24 apresenta o espaço de estados com condições aleatórias para Va e Ta_{in} . Os pontos A e C são as condições de mínima Umidade e máxima Eficiência, respectivamente. A curva ABC forma o contorno da *Frenteira de Pareto*.

Figura 24: Frenteira de Pareto para Otimização do secador concorrente.



Fonte: Acervo pessoal (2013).

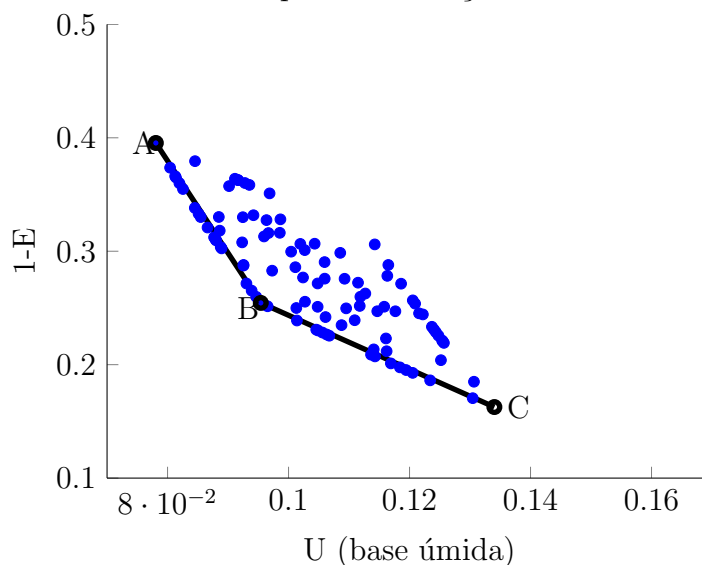
A Equação 4.38 apresenta a relação entre Eficiência Energética e Umidade Final do Produto Seco estabelecida pela *Frenteira de Pareto* para a secagem no secador concorrente.

$$E = \begin{cases} 8,8391.U - 0,3588 & \text{se } U < 0,1250; \\ 2,5027.U + 0,4333 & \text{se } U \geq 0,1250. \end{cases} \quad (4.38)$$

A Figura 25 apresenta a *Frenteira de Pareto* para a Otimização do secador em con-

tracorrente.

Figura 25: Fronteira de Pareto para Otimização do secador contracorrente.



Fonte: Acervo pessoal (2013).

A Equação 4.39 apresenta a relação entre Eficiência Energética e Umidade estabelecida pela *Fronteira de Pareto* para a secagem no secador em contracorrente.

$$E = \begin{cases} 8,1503.U - 0,0319 & \text{se } U < 0,0954; \\ 2,3782.U + 0,5187 & \text{se } U \geq 0,0954. \end{cases} \quad (4.39)$$

Com as Equações 4.38 e 4.39 é possível prever o máximo valor de Eficiência Energética para a secagem a partir de um valor definido de Umidade Final do Produto Seco. Através da minimização da função objetivo definida pela Equação 4.40 é possível encontrar essa condição operacional desejada.

$$z = \sqrt{(U - U_0)^2 + (E - E_0)^2} \quad (4.40)$$

Na Equação 4.40 U_0 e E_0 satisfazem a relação entre E e U na Equação 4.38 ou na Equação 4.39.

As técnicas de avaliação da Sensibilidade Paramétrica e, especialmente, as de Otimização mostraram todo potencial que elas disponibilizam na busca das condições operacionais mais adequadas para a operação de secadores rotativos.

5 *Conclusões*

As modificações propostas no modelo matemático possibilitaram a obtenção de uma modelagem mais representativa dos fenômenos de troca térmica que ocorrem no processo de secagem em um secador rotativo. O modelo obtido é capaz de prever os valores de saída para temperatura do ar e umidade do produto mediante variações na temperatura do ar de entrada, umidade inicial e vazão de produto.

O modelo matemático baseado na subdivisão do secador rotativo em elementos de volume pode ser usado para simulação do processo de secagem tanto na configuração concorrente quanto em contracorrente. Há diferenças significativas entre os dois processos, sendo as principais as diferenças nos perfis de temperatura do ar e dos sólidos ao longo do secador. A secagem ocorre a valores diferentes de taxas de transferência de calor e massa, ao ponto de modificações no tempo de residência serem mais sensíveis na configuração em contracorrente que na concorrente.

A comparação entre o desempenho energético de cada secador rotativo mostrou que a configuração em contracorrente é mais eficiente, pois é capaz de retirar uma maior quantidade de umidade do produto em relação à operação concorrente quando operado em condições semelhantes, ou ainda de produzir materiais com a mesma Umidade Final do Produto Seco, porém com uma maior capacidade de processamento. O comportamento de cada operação diverge quanto às quantidades de energia perdidas relacionadas às saídas de ar e sólidos. Ao passo que a operação em contracorrente perde mais calor com a saída de sólidos, a operação concorrente perde mais calor com a saída de ar aquecido.

A principal diferença entre os processos de secagem nas duas configurações de alimentação é que a energia contida no ar aquecido é melhor aproveitada na operação em contracorrente, onde as trocas térmica e de massa são homoganeamente distribuídas ao longo do secador. Esse melhor aproveitamento é caracterizado pelas diferenças existentes entre os valores de Eficiência Energética para cada secador segundo cada definição. A Definição 1 para medida de Eficiência Energética apresenta desvantagens por não ser ca-

paz de levar em consideração a diferença entre as quantidades de calor que são perdidas para o ambiente em cada tipo de operação. De fato, a Definição 1 é fundamentada sobre a hipótese de processo adiabático, o que verificou-se uma hipótese não coerente com a realidade do processo de secagem em secador rotativo. Assim, uma definição de Eficiência Energética baseada na energia gasta efetivamente para a retirada da umidade (Definição 2) torna-se mais representativa e fidedigna das particularidades de cada operação.

Os estudos de Sensibilidade Paramétrica mostraram que todas as variáveis de processo estudadas exercem influência considerável nas medidas da Eficiência Energética e Umidade Final do Produto Seco, sendo ambas importantes também para o estudo da Otimização do processo. A análise da sensibilidade das medidas de Eficiência e Umidade frente à variações nas variáveis de processo apresentou comportamento próximo da linearidade dentro de uma faixa de $\pm 10\%$ imposto para a variação das variáveis em estudo. Os valores ótimos para Eficiência e Umidade Final são obtidos nos limites das restrições impostas às variáveis de processo analisadas, situação bastante comum em problemas de otimização com restrições.

Os resultados dos estudos de Otimização foram promissores, demonstrando ser possível até mesmo a melhoria simultânea da Eficiência Energética e da Umidade Final do Produto Seco. O estabelecimento das relações existentes entre Eficiência e Umidade através de Fronteiras de Pareto, e a transformação das mesmas em equações do tipo Eficiência em função da Umidade, possibilita encontrar condições operacionais de máxima Eficiência Energética para uma desejada condição de Umidade Final, o que representa uma grande contribuição no estudo dos secadores rotativos, na busca das condições operacionais mais favoráveis de acordo com os objetivos da operação.

De uma forma geral, e em particular nos secadores rotativos, as técnicas de análise utilizadas nesse trabalho são ferramentas de grande potencial na operação mais adequado dos processos.

Referências

- ALVAREZ, P. I.; BLASCO, R. Pneumatic drying of meals: Application of the variable diffusivity model. *Drying technology*, Taylor & Francis, v. 17, n. 4-5, p. 791–808, 1999.
- ARRUDA, E. B. et al. Modeling of fertilizer drying in roto-aerated and conventional rotary dryers. *Drying Technology*, v. 27, n. 11, p. 1192 – 1198, 2009. ISSN 07373937.
- ASHWORTH, J. *The Scientific Approach to Solids-drying Problems: Industrial drying practice*. Drying Research Limited, 1982. (The Scientific Approach to Solids-drying Problems). ISBN 9780946224050. Disponível em: <<http://books.google.com.br/books?id=kP-MKAAACAAJ>>.
- AUDET, C.; JR, J. E. D. Analysis of generalized pattern searches. *SIAM Journal on Optimization*, SIAM, v. 13, n. 3, p. 889–903, 2002.
- BACELOS, M.; JESUS, C.; FREIRE, J. Modeling and drying of carton packaging waste in a rotary dryer. *Drying Technology*, Taylor & Francis, v. 27, n. 9, p. 927–937, 2009.
- BLASCO, R.; DIAZ, G.; REYES, A. Pneumatic suspension drying: Modeling and computational simulation. *Drying Technology*, Taylor & Francis, v. 16, n. 1-2, p. 199–215, 1998.
- BRITTON, P.; SHEEHAN, M.; SCHNEIDER, P. A physical description of solids transport in flighted rotary dryers. *Powder Technology*, Elsevier, v. 165, n. 3, p. 153–160, 2006.
- CAO, W.; LANGRISH, T. The development and validation of a system model for a countercurrent cascading rotary dryer. *Drying Technology*, Taylor & Francis, v. 18, n. 1-2, p. 99–115, 2000.
- CHUN, Y. N.; LIM, M. S.; YOSHIKAWA, K. Development of a high-efficiency rotary dryer for sewage sludge. *Journal of Material Cycles and Waste Management*, Springer, v. 14, n. 1, p. 65–73, 2012.
- DEB, K. et al. A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: Nsga-ii. *Evolutionary Computation, IEEE Transactions on*, IEEE, v. 6, n. 2, p. 182–197, 2002.
- DIDRIKSEN, H. Model based predictive control of a rotary dryer. *Chemical Engineering Journal*, Elsevier, v. 86, n. 1, p. 53–60, 2002.
- DOUGLAS, P. et al. Simulation of a rotary dryer for sugar crystalline. *Drying Technology*, Taylor & Francis, v. 11, n. 1, p. 129–155, 1993.
- DRIVER, J. et al. Effect of lifter design on drying performance in rotary dryers. *Drying technology*, Taylor & Francis, v. 21, n. 2, p. 369–381, 2003.

- FRIEDMAN, S. J.; MARSHALL, W. R. Studies in rotary drying. part i: Holdup and dusting. *Chemical Engineering Process*, v. 45, n. 8, p. 482–493, 1949.
- FRIEDMAN, S. J.; MARSHALL, W. R. Studies in rotary drying. part ii: Heat and mass transfer. *Chemical Engineering Process*, v. 45, n. 9, p. 573–588, 1949.
- GARCIA, A.; BUENO, J. L. Improving energy efficiency in combined microwave-convective drying. *Drying technology*, Taylor & Francis, v. 16, n. 1-2, p. 123–140, 1998.
- GEANKOPLIS, C. *Transport processes and separation process principles (includes unit operations)*. [S.l.]: Prentice Hall Press, 2003.
- GRABOWSKI, S. et al. Drying characteristics of osmotically pretreated cranberries energy and quality aspects. *Drying Technology*, v. 20, n. 10, p. 1989, 2002. ISSN 07373937.
- HAYASHI, H. et al. Continuous vacuum dryer for energy saving. *Drying Technology*, Taylor & Francis, v. 1, n. 2, p. 275–284, 1983.
- IGUAZ, A. et al. Mathematical modelling and simulation for the drying process of vegetable wholesale by-products in a rotary dryer. *Journal of Food Engineering*, v. 59, n. 2, p. 151 – 160, 2003. ISSN 0260-8774. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S026087740200451X>>.
- KELLY, J. Flight design in rotary dryers. *Drying Technology*, Taylor & Francis, v. 10, n. 4, p. 979–993, 1992.
- KUDRA, D. Energy aspects in drying. *Drying Technology*, Taylor & Francis, v. 22, n. 5, p. 917–932, 2004.
- KUDRA, T. Instantaneous dryer indices for energy performance analysis. *Inzynieria Chemiczna i Procesowa*, Technical University of Wroclaw, Wroclaw, Poland, v. 19, n. 1, p. 163–172, 1998.
- KUDRA, T. Energy performance of convective dryers. *Drying Technology*, Taylor & Francis, v. 30, n. 11-12, p. 1190–1198, 2012.
- KUDRA, T.; PLATON, R.; NAVARRI, P. Excel based tool to analyze the energy performance of convective dryers. *Drying Technology*, Taylor & Francis, v. 27, n. 12, p. 1302–1308, 2009.
- LOPEZ, A. et al. Thin-layer drying behaviour of vegetable wastes from wholesale market. *Drying technology*, Taylor & Francis, v. 18, n. 4-5, p. 995–1006, 2000.
- LUZ, G. R. et al. Dynamic modeling and control of soybean meal drying in a direct rotary dryer. *Food and Bioproducts Processing*, Elsevier, v. 88, n. 2, p. 90–98, 2010.
- MASTERS, K. Designing fluid bed and spray dryers for low energy consumption. *Drying Technology*, Taylor & Francis, v. 2, n. 4, p. 521–549, 1983.
- MENSHUTINA, N. V. et al. Dynamic analysis of drying energy consumption. *Drying Technology*, v. 22, n. 10, p. 2281 – 2290, 2004. ISSN 07373937.

- MORO, E. K. *Desenvolvimento e Instrumentação de um Secador do Tipo Tambor Rotativo*. Dissertação (Mestrado) — UFSCar, PPG/EQ, 1989.
- MUJUMDAR, A. S. *Handbook of industrial drying*. [S.l.]: CRC Press, 2006.
- MYKLESTAD, O. Heat and mass transfer in rotary dryers. *Chem. Eng. Progress*, v. 58, n. 6, p. 57–62, 1963.
- PAPADAKIS, S. et al. Scale-up of cascading rotary dryers. *Drying Technology*, Taylor & Francis, v. 12, n. 1-2, p. 259–277, 1994.
- PERAZZINI, H. *Secagem de Resíduos Cítricos em Secador Rotativo*. Dissertação (Mestrado) — UFSCar, PPG/EQ, 2011.
- PERRY, R.; CHILTON, C.; KIRKPATRICK, S. Chemical engineers handbook. *Chemical engineers handbook*, McGraw-Hill New York, 1999.
- QIXIANG, X.; SHUSHENG, P. Mathematical modeling of rotary drying of woody biomass. *Drying Technology*, v. 26, n. 11, p. 1344 – 1350, 2008. ISSN 07373937.
- SHAHHOSSEINI, S.; CAMERON, I.; WANG, F. A simple dynamic model for solid transport in rotary dryers. *Drying Technology*, Taylor & Francis, v. 18, n. 4-5, p. 867–886, 2000.
- SHAMPINE, L. F.; REICHEL, M. W. The matlab ode suite. *SIAM journal on scientific computing*, SIAM, v. 18, n. 1, p. 1–22, 1997.
- SHAMPINE, L. F.; REICHEL, M. W.; KIERZENKA, J. A. Solving index-1 daes in matlab and simulink. *SIAM review*, SIAM, v. 41, n. 3, p. 538–552, 1999.
- SHARPLES, K.; GLIKIN, P.; WARNE, R. Computer simulation of rotary dryers. *Transactions of the Institution of Chemical Engineers*, v. 42, p. 255–284, 1964.
- SHOVE, G. C. Energy consumed in low temperature corn drying. *Drying Technology*, Taylor & Francis, v. 2, n. 4, p. 503–511, 1983.
- SILVA, M. et al. Modelling of fertilizer drying in a rotary dryer: parametric sensitivity analysis. *Brazilian Journal of Chemical Engineering*, SciELO Brasil, v. 29, n. 2, p. 359–369, 2012.
- SOMMER, R. C. *Otimização de estruturas por algoritmos genéticos submetidas a restrições de flexibilidade e flambagem*. Dissertação (Mestrado) — UFRGS, PPGEM, 2010.
- STRUMILLO, C.; JONES, P. L.; ZULLA, R. Energy aspects in drying. In: MUJUMDAR, A. S. (Ed.). [S.l.]: CRC Press, 2006.
- THE Engineering ToolBox - Dry Air Properties. 2013. Disponível em: <[http://www-engineeringtoolbox.com/dry-air-properties-d_973.html](http://www.engineeringtoolbox.com/dry-air-properties-d_973.html)>.
- UGRAY, Z. et al. Scatter search and local nlp solvers: A multistart framework for global optimization. *INFORMS Journal on Computing*, INFORMS, v. 19, n. 3, p. 328–340, 2007.

- VIEIRA, R. K. *Estudo do Cascadeamento de Sólidos em Tambor Rotativo*. Dissertação (Mestrado) — UFSCar, PPG/EQ, 1996.
- WANG, E. et al. A distributed parameter approach to the dynamics of rotary drying processes. *Drying Technology*, Taylor & Francis, v. 11, n. 7, p. 1641–1656, 1993.
- WANG, R. et al. Soybean drying characteristics in microwave rotary dryer with forced convection. *Frontiers of Chemical Engineering in China*, Springer, v. 3, n. 3, p. 289–292, 2009.
- WAREN, A. D.; LASDON, L. S.; SUCHMAN, D. F. Optimization in engineering design. *Proceedings of the IEEE*, IEEE, v. 55, n. 11, p. 1885–1897, 1967.
- YLINIEMI, L. *Advanced control of a rotary dryer*. Dissertação (Mestrado) — University of Oulu, Department of Process Engineering, 1999.