



FACULDADE DE ENGENHARIA QUÍMICA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA



SECADORES ROTATÓRIOS

LORRAYNE MARTINS RODRIGUES

UBERLÂNDIA

2019

SECADORES ROTATÓRIOS

Monografia submetida à Universidade Federal de Uberlândia como parte dos requisitos necessários para conclusão da disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso de Engenharia Química.

Lorrayne Martins Rodrigues

Orientador: Prof. Dr. Carlos Henrique Ataíde

UBERLÂNDIA

2019

MEMBROS DA BANCA EXAMINADORA DA MONOGRAFIA *SECADORES ROTATÓRIOS* DE LORRAYNE MARTINS RODRIGUES, APRESENTADA À FACULDADE DE ENGENHARIA QUÍMICA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA.

Uberlândia, 17 de janeiro de 2019.

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Carlos Henrique Ataíde
Orientador – FEQUI/UFU

Dr. José Alair Santana Júnior
FEQUI/UFU

Doutorando Felipe Thalles Moreira Silva
FEQUI/UFU

Esta monografia foi escrita de acordo com a Norma de Trabalhos Acadêmicos (NBR 14.724/2011), da Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT).

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer primeiramente a Deus pela dom da vida. Em segundo lugar, agradeço imensamente aos meus pais por serem exatamente como são. Obrigada por vocês estarem sempre ao meu lado, por me darem apoio sempre que preciso, pelo amor incondicional, pelas puxadas de orelha para me fazer aprender, pelo incentivo em sempre querer ser melhor, mas sem não esquecer que ninguém é melhor do que ninguém. De cada um tenho uma inspiração diferente.

Do meu pai, me inspiro com a sua responsabilidade com a família e o trabalho. Sempre centrado, racional e preparado para possíveis imprevistos. A pessoa mais equilibrada que conheço. Já minha mãe, uma pessoa com um coração enorme. Que sempre pensa nos filhos antes de si mesmo. Que faz o que for preciso para vê-los felizes. Agradeço também à minha irmã, por todo o apoio e carinho.

Quero agradecer também a Letícia Prata, minha companheira ao longo desses 7 anos de curso. Foi quem esteve junto comigo em todos os momentos, sendo eles bons ou ruins. Obrigada por todo o companheirismo.

Para finalizar, quero agradecer também aos meus amigos Augusto Nozella, Fernando Henrique, Matheus Nakaya, Thales Azevedo e Taynara Rodrigues por também estarem junto comigo nessa caminhada. Sentirei muita saudade de cada um de vocês.

RESUMO

Secagem é considerada uma das operações unitárias mais antigas no âmbito da Engenharia Química. Largamente utilizada numa variedade de processos, incluindo indústrias químicas, de alimentos, de mineração, papel e celulose, indústrias têxteis, dentre outras. A secagem melhora a preservação do produto, reduz peso e volume do produto, facilita a estocagem, reduz os custos com embalagem e transporte, facilita o manuseio dos sólidos, aumenta o prazo de validade do produto inibindo as reações microbiológicas e retardando as enzimáticas, além de melhorar a qualidade do produto final. Dentre os vários tipos de secadores existentes atualmente, o secador rotatório é um dos 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, versátil e também devido à sua facilidade de operação. Logo, tem-se como objetivo deste trabalho fazer uma revisão bibliográfica abrangente dos secadores rotatórios (*rotary dryers*) do tipo adiabático de contato direto, procurando destacar os seguintes pontos: aspectos fundamentais da secagem, os tipos de secadores rotatórios, princípios de operação, tipos e design de flights, modelos para distribuição de tempo de residência, análises de energia e custos, modelo global para projeto de um secador rotatório e estudos de casos.

PALAVRAS-CHAVE: secagem, secadores rotatórios diretos, design de flights, tempo de residência.

ABSTRACT

Drying is considered one of the oldest unit operations in the Chemical Engineering field. Widely used in a variety of processes, including chemical, food, mining, paper and pulp industries, textile industries, among others. Drying improves product preservation, reduces product weight and volume, facilitates storage, reduces packing and shipping costs, facilitates handling of solids, increases product shelf life by inhibiting microbiological reactions and retarding enzymatic reactions. improve the quality of the final product. Among the various types of dryers currently available, the rotary dryer is one of the most widely used for the continuous drying of solids. Its importance lies in the fact that it is a low cost equipment for deployment and maintenance, versatile and also because of its ease of operation. Therefore, the objective of this work is to make a comprehensive bibliographic review of rotary dryers of the adiabatic type of direct contact, seeking to highlight the following points: fundamental aspects of drying, types of rotary dryers, principles of operation, types and design flight models, residence time distribution models, energy and cost analysis, global design for a rotary dryer design and case studies.

KEYWORDS: Rotary dryers, fundamental aspects of drying, design of flights, distribution of residence time, energy and cost analysis, and case studies.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1: Isotermas de Umidade de Equilíbrio.....	Erro! Indicador não definido.
FIGURA 2: Mecanismos ou Períodos de Secagem .	Erro! Indicador não definido. 7
FIGURA 3: Configuração Simplificada de um Secador Rotatório.....	18
FIGURA 4: Tipos de Flights.....	23
FIGURA 5: Seção Transversal de um Secador Rotatório com Flights.....	24
FIGURA 6: Efeito da inclinação do secador no tempo de residência.....	35
FIGURA 7: Tempo de residência versus velocidade do ar.....	36
FIGURA 8: Constante de secagem versus temperatura do ar.....	39
FIGURA 9: Diagrama Simplificado do Secador.....	40
FIGURA 10: Análise da sensibilidade do custo unitário do processo.....	47
FIGURA 11: Custo unitário total versus temperatura do ar.....	47

LISTA DE TABELAS

TABELA 1: Perfil do Flight.....	27
TABELA 2: Valores das constantes b e b'	33
TABELA 3: Dados do projeto para o Estudo de Caso 1	44
TABELA 4: Resultado dos cálculos para o Estudo de Caso 1.....	45
TABELA 5: Parâmetros operacionais da planta piloto para o Estudo de Caso 2	48
TABELA 6: Especificações do projeto para o Estudo de Caso 2.....	52
TABELA 7: Resultado dos cálculos para Estudo de Caso 2.....	53

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	12
2 ASPECTOS FUNDAMENTAIS DA SECAGEM.....	13
3 TEOR DE UMIDADE	14
4 MECANISMOS OU PERÍODOS DE SECAGEM.....	16
5 SECADORES ROTATÓRIOS	17
5.1 Tipos de Secadores rotatórios.....	20
5.1.1 Secador rotatório direto (Direct rotary dryer).....	20
5.1.2 Forno rotatório direto (Direct rotary kiln).....	20
5.1.3 Secador tubo de vapor indireto (Indirect steam-tube dryer).....	20
5.1.4 Calcinador rotativo indireto (Indirect rotatory calciner).....	21
5.1.5 Secador roto-louvre direto (Direct roto-louvre dryer).....	21
6 FLIGHTS.....	21
7 TRANSPORTE DO MATERIAL AO LONGO DO SECADOR.....	26
7.1 Movimento de cascata	26
7.2 Ação do forno	27
7.3 <i>Bouncing</i>	27
8 MODELOS DE TEMPO DE RESIDÊNCIA.....	27
9 ANÁLISE DE CUSTO E ENERGIA.....	36
9 MODELO PARA PROJETO DE SECADORES ROTATÓRIOS	37
10 BALANÇO DE MASSA E ENERGIA NO SECADOR	39
10.1 Balanço de massa de água	39
10.2 Balanço de energia.....	40
11 CINÉTICA DE SECAGEM.....	40
12 ESTIMATIVA DE CUSTO	41
14 ESTUDO DE CASO	43
14.1 Estudo de caso 1	43

14.2 Estudo de caso 2	47
CONCLUSÃO.....	53
REFERÊNCIAS	54

1 INTRODUÇÃO

Secagem é considerada uma das operações unitárias mais antigas no âmbito da Engenharia Química. A operação consiste na remoção de líquido presente em um sólido, com o objetivo de reduzir a umidade final do mesmo a um nível desejado. Geralmente, o líquido presente no sólido é a água, que pode ser eliminada por radiação eletromagnética, meios térmicos ou por meios mecânicos. Sendo que, a grande maioria dos equipamentos de secagem utilizam meios térmicos.

É uma operação comumente utilizada em vários segmentos industriais, como: agricultura, química, biotecnologia, farmácia, alimentos, entre outros. A secagem melhora a preservação do produto, reduz peso e volume do produto, facilita a estocagem, reduz os custos com embalagem e transporte, facilita o manuseio dos sólidos, aumenta o prazo de validade do produto inibindo as reações microbiológicas e retardando as enzimáticas, além de melhorar a qualidade do produto final (EMBRAPA). Entretanto, é uma das operações unitárias com maior gasto energético (MUJUMDAR, 2006).

A secagem compete com a destilação como operação unitária com alto custo energético, devido ao alto calor latente de vaporização e a ineficiência inerente ao uso de ar quente como meio de secagem. Portanto, os principais custos dos secadores estão em sua operação e não nos custos iniciais de investimento (MUJUMDAR, 2006).

Mais de 400 tipos de secadores foram relatados enquanto mais de 100 tipos distintos estão normalmente disponíveis (MUJUMDAR, 2006). Existe essa ampla variedade de tipos de secadores devido ao fato de cada material possuir características e formas diferentes. Além disso, os sólidos submetidos à secagem podem estar de diferentes formas, como: flocos, grânulos, cristais, pós, lâminas, pastas, etc.

Os principais fatores que diferenciam um secador do outro são: a forma como o calor é adicionado ao material para extrair vapor de água, podendo ser: contato direto ou contato indireto do ar de secagem; quanto ao fluxo: concorrente ou contracorrente e quanto à operação, que pode ser processo contínuo ou batelada. Em muitos processos, uma secagem imprópria pode levar a danos irreversíveis na qualidade do produto e, conseqüentemente, a não aplicabilidade do mesmo (PACHECO, 2002).

Dentre todos os tipos de secadores, o secador rotatório é um dos mais comumente utilizados na indústria (MUJUMDAR, 2006). É um secador versátil e de fácil operação. Além disso, possui baixo custo de implantação e manutenção se comparado a outros modelos de secadores.

Logo, tem-se como objetivo deste trabalho fazer uma revisão bibliográfica abrangente dos secadores rotatórios (rotary dryers) do tipo adiabático de contato direto, procurando destacar os seguintes pontos: aspectos fundamentais da secagem, os tipos de secadores rotatórios, princípios de operação, tipos e design de flights, modelos para distribuição de tempo de residência, análises de energia e custos, modelo global para projeto de um secador rotatório e estudos de casos.

2 ASPECTOS FUNDAMENTAIS DA SECAGEM

A secagem é uma operação que envolve transferência de energia e massa. Calor é adicionado a um material úmido para aumentar a transferência de massa. Este processo pode causar mudanças na estrutura do sólido. E tanto as condições externas, quanto as condições internas do material exercem grande influência no processo de secagem.

A umidade pode estar presente de duas formas em um sólido. A primeira como solução líquida na superfície do sólido, comumente chamada de umidade “não ligada”, na qual a secagem ocorre por evaporação livre. E a segunda, o líquido está preso na microestrutura do sólido exercendo uma pressão de vapor menor do que a do líquido, chamada de umidade “ligada”.

Umidade “não-ligada” em um material higroscópico é a umidade em excesso do teor de umidade de equilíbrio correspondente a umidade de saturação. Todo o teor de umidade em um material não-higroscópico é umidade “não-ligada”.

Na secagem de um sólido úmido por meios térmicos, dois processos ocorrem simultaneamente: remoção de água como vapor da superfície do material por evaporação e, o movimento da umidade internamente dentro do sólido em direção à superfície. Um destes dois processos pode ser o fator limitante que rege a taxa de secagem de um determinado material, apesar de ambos os processos prosseguirem ao mesmo tempo ao longo do ciclo de secagem (MUJUMDAR, 2006).

A evaporação da superfície é controlada por difusão do vapor da superfície do sólido para a vizinhança através de uma “película” fina de ar em contato com a fronteira do material. Ocorre quando a pressão de vapor da umidade da superfície do sólido é igual à pressão atmosférica. Esse processo depende exclusivamente das condições externas, tais como: temperatura, taxa e direção do fluxo de ar, forma física do sólido, e pressão. Ao mesmo tempo em que ocorre a evaporação da umidade na superfície do sólido, um gradiente de temperatura se desenvolve internamente no sólido devido à transferência de energia ocorrendo na superfície (MUJUMDAR, 2006).

A transferência de energia, frequentemente na forma de calor, da vizinhança para o sólido pode ocorrer por convecção, condução ou radiação. Podendo ser a combinação desses dois efeitos, em alguns casos. O mecanismo predominante para secagem com contato direto entre o agente de secagem e o material a ser seco é o convectivo. E para secagem indireta, onde o material é aquecido por meio de uma parede, o mecanismo predominante é o condutivo. Mais de 85% dos secadores industriais são do tipo convectivo com ar quente ou combustão direta de gases como meio de secagem (MUJUMDAR, 2006).

Já no processo de movimentação da umidade interna, ou seja, remoção da água “ligada”, o líquido deve se deslocar para as fronteiras do material antes de ser transportado pelo gás. Nesta etapa, as condições internas são determinantes, sendo elas: natureza do sólido, temperatura e teor de umidade (MUJUMDAR, 2006).

3 TEOR DE UMIDADE

Um sólido úmido exposto a um contínuo fornecimento de ar continua a perder umidade, até que a pressão de vapor da umidade do sólido se iguale à pressão parcial de vapor do gás. Neste momento, sólido e gás se encontram em equilíbrio.

Como o sólido úmido sofre variação de volume durante todo o processo de secagem, não é conveniente expressar o teor de umidade em termos dessa variável. Dessa forma, o teor de umidade de um sólido é geralmente expresso como teor de umidade por peso de “bone-dry” (massa de sólido seco) no sólido (MUJUMDAR, 2006).

$$X = \frac{m_{\text{inicial}} - m_t}{m_t} \quad (1)$$

Em que:

X - representa o parâmetro “bone-dry”

m_{inicial} - massa de sólido no início do processo de secagem

m_t – massa de sólido em um tempo t de secagem

A umidade total (X_T) de um sólido pode ser representada pela equação abaixo:

$$X_T = X + X^* \quad (2)$$

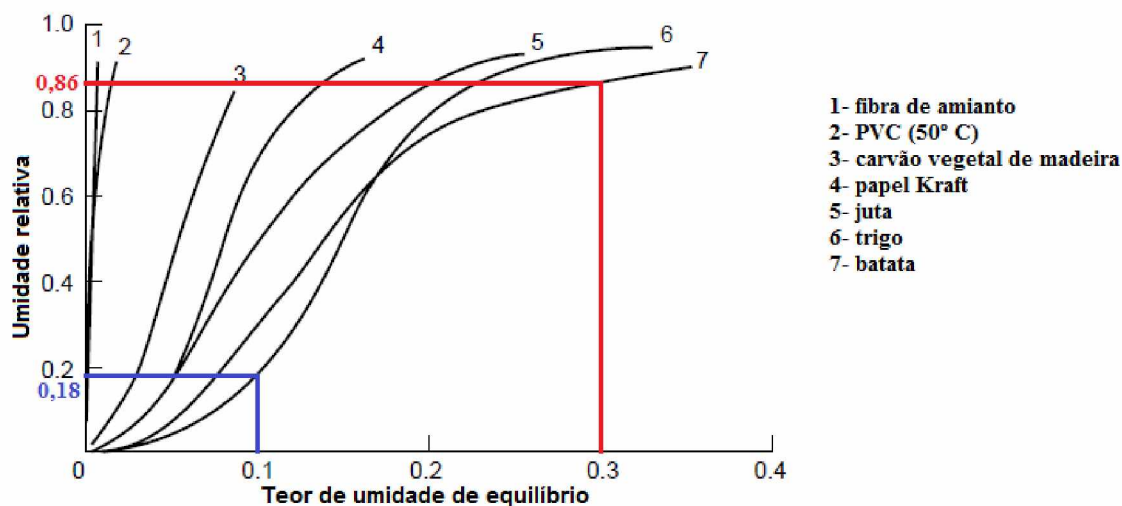
Na qual X representa a umidade livre e X^* a umidade de equilíbrio.

O teor de umidade livre (X) de um material é o teor de umidade removível a uma determinada temperatura e, pode incluir umidade “ligada” e “não-ligada”. Maior exposição ao ar de secagem por indeterminados períodos de tempo não trará qualquer perda adicional de umidade.

O teor de umidade de equilíbrio (X^*) é um parâmetro muito importante em secagem. Esse parâmetro representa o menor teor de umidade que pode ser alcançado para dadas condições de secagem.

O teor de umidade de equilíbrio no sólido pode ser reduzido a níveis consideravelmente baixos, expondo-se o material a um ar que possui umidade relativa menor. Ou seja, quanto menor a umidade relativa do ar de secagem, menor será a umidade de equilíbrio. Isso pode ser visto ao analisar o gráfico das isotermas de umidade de equilíbrio na Figura 1.

FIGURA 1: Isotermas de Umidade de Equilíbrio.

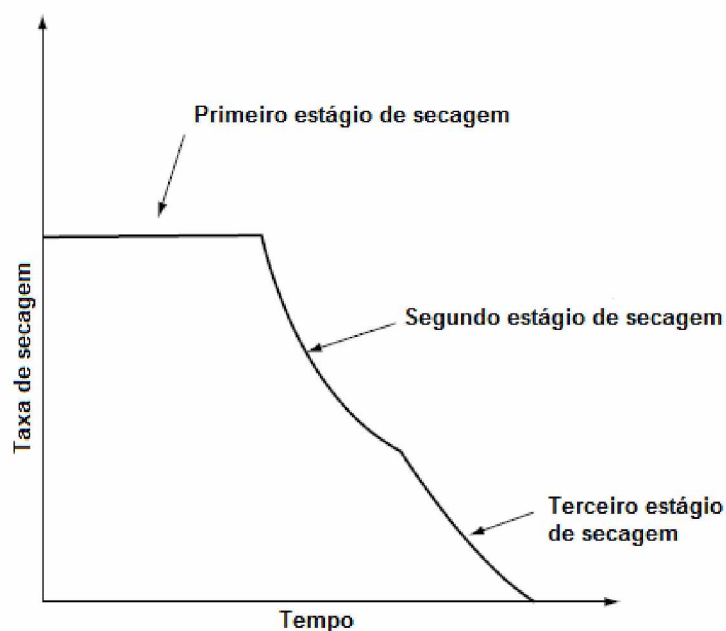


Fonte: ADAPTADO DE HANDBOOK OF INDUSTRIAL DRYING, 2006

4 MECANISMOS OU PERÍODOS DE SECAGEM

Os mecanismos ou períodos de secagem é uma forma de representar através de curvas a taxa de secagem em função do tempo. A Figura 2 retrata qualitativamente uma curva típica de taxa de secagem de um produto higroscópico. E como dito anteriormente, cada material possui características específicas, então cada um possuirá comportamento diferente durante a secagem.

FIGURA 2: Mecanismos ou períodos de secagem.



Fonte: Adaptado de HANDBOOK OF INDUSTRIAL DRYING, 2006

Segundo Mujumdar (2006), inicialmente a taxa de secagem é constante, ou seja, período de taxa constante ou primeiro estágio de secagem. Nesse período ocorre a evaporação da umidade livre contida na superfície, a chamada água “não-ligada”. Quem controla a taxa de secagem durante esse período é o mecanismo convectivo.

No período de taxa constante a difusão de vapor do filme de água até o fluxo de gás é proporcional à quantidade de calor fornecido do gás para o material. Porém, a partir do momento em que a superfície do material não consegue mais se manter saturada, dá-se início do estágio ou primeiro período de taxa decrescente, também chamado de segundo estágio de secagem.

Nesse período a superfície do sólido encontra-se parcialmente saturada, a maior parte da água presente no material encontra-se dentro de poros e interstícios. A secagem ocorre por evaporação do líquido da superfície e por difusão da umidade no interior do sólido. Os mecanismos convectivos e difusivos controlam a secagem durante esse período.

No segundo período de taxa decrescente ou terceiro estágio de secagem, não há pontos de saturação na superfície do sólido. A secagem ocorre apenas por difusão da umidade do interior do sólido para a superfície. Logo, o mecanismo difusivo controla essa etapa de secagem.

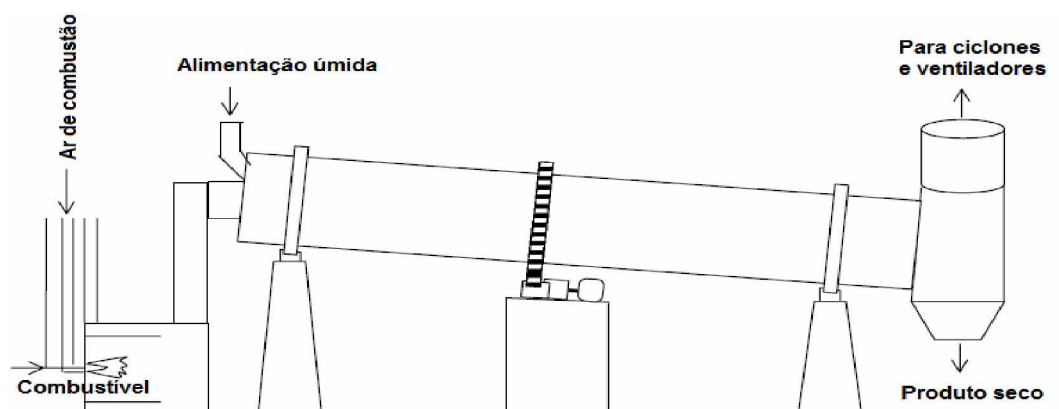
Nota-se pela Figura 2 que nas regiões em que o mecanismo difusivo se torna relevante, a taxa de secagem diminui. Isso ocorre devido à interação existente entre o líquido e os poros do material. Materiais com poros estreitos apresentam uma taxa de secagem consideravelmente lenta. Já materiais com poros que suportam grandes quantidades de água apresentam uma secagem mais rápida (SILVA et al., 2010).

5 SECADORES ROTATÓRIOS

Secador rotatório é um dos muitos métodos de secagem existentes nas unidades de operação de engenharia química. O secador rotatório consiste em uma carcaça cilíndrica que gira a partir de rolamentos que estão localizados na parte exterior da carcaça (MUJUMDAR, 2006).

A Figura 3 representa um diagrama simplificado de um secador rotatório por contato direto.

FIGURA 3: Configuração simplificada de um secador rotatório.



Fonte: Adaptado de HANDBOOK OF INDUSTRIAL DRYING, 2006

A alimentação úmida é introduzida na extremidade superior do secador e, o produto seco é retirado na extremidade inferior. A alimentação avança dentro do secador a partir dos movimentos de rotação proporcionados pelos rolamentos.

Geralmente os secadores são ligeiramente inclinados, pois ajuda no avanço da alimentação ao longo do secador. Entretanto, a inclinação pode interferir no tempo de residência do material dentro do secador.

A direção do fluxo de gás ao longo do cilindro em relação aos sólidos é ditada principalmente pelas propriedades do material processado. O fluxo concorrente é usado para materiais sensíveis ao calor. Enquanto para outros materiais, o fluxo contracorrente é desejável para aproveitar a maior eficiência térmica que pode ser alcançada desta maneira. No primeiro caso, o fluxo de gás aumenta a taxa do fluxo de sólidos, porém no fluxo contracorrente há um retardamento do fluxo de sólidos.

Os secadores rotatórios podem realizar o processamento em batelada ou alimentação contínua de material úmido, e o produto descarregado deve ser sólido, relativamente de livre fluidez e granular. Se o material não estiver completamente livre na sua condição de alimentação, se faz necessário uma operação especial, que inclui reciclar uma porção do produto final, uma pré-mistura com a alimentação ou fazer a manutenção do leito do produto de livre fluidez no cilindro na extremidade de alimentação (MUJUMDAR, 2006).

As características do material determinam o método de alimentação no secador rotatório, que pode ser feito por uma calha que se estende até a entrada do secador. Ou, se caso a alimentação por gravidade não for conveniente ou se houver problemas com vedação, considera-se um alimentador do tipo parafuso uma opção viável.

Os secadores de contato direto, como o exemplo mostrado na Figura 3, são considerados os mais simples e mais econômicos, e são usados quando o contato entre os sólidos e os gases, ou ar, não é prejudicial. No entanto, se as partículas sólidas são extremamente finas, é possível a ocorrência de perdas excessivas na corrente de saída de gás, devido aos grandes volumes de gás e as altas velocidades de gás normalmente requeridas (MUJUMDAR, 2006).

O equipamento auxiliar de um secador rotatório de aquecimento direto inclui uma câmara de combustão para operações a altas temperaturas, enquanto as bobinas de vapor são usadas para baixas temperaturas. Os gases são forçados através do

cilindro por um exaustor ou uma combinação exaustor-sopradora, que é adequada para manter o controle preciso da pressão interna mesmo no caso de queda de pressão no sistema (MUJUMDAR, 2006).

A taxa de alimentação deve ser controlada e uniforme em quantidade e qualidade. Na saída do secador, ciclones coletores são frequentemente instalados para a remoção do pó arrastado na saída de gás. Bolsas coletoras em casos de materiais caros ou extremamente finos podem ser utilizadas logo após os ciclones coletores (MUJUMDAR, 2006).

Para a redução das perdas de calor nos secadores, especialmente os secadores concorrentes do tipo direto, devem ser isolados, exceto quando vasos revestidos de tijolos ou secadores de calor do tipo direto operando a altas temperaturas são empregados. No último caso, perdas de calor da carcaça causam um resfriamento do material e previne superaquecimento (MUJUMDAR, 2006).

Secadores rotatórios de calor direto e forno são controlados de forma indireta, medindo e controlando a temperatura do gás nas duas extremidades. Já em calcinadores indiretos a temperatura da carcaça é medida. Em secadores do tipo tubo a vapor a pressão e temperatura do vapor bem como a temperatura do gás e a umidade são controladas. Não é possível obter controle medindo a temperatura do produto, pois isto não só é difícil, mas também porque as mudanças são lentamente detectadas, entretanto a temperatura do produto é usada para controles secundários (MUJUMDAR, 2006).

Os “*Knockers*” são esferas que se localizam na parte exterior da carcaça cilíndrica, mas dentro de um compartimento, que são frequentemente usadas para remoção de sólidos grudados nos flights e paredes.

Segundo Mujumdar (2006), no caso de secadores com grande seção transversal, elementos internos ou partições podem ser usados para aumentar a eficácia da distribuição do material e redução do pó.

Para sistemas operando em temperaturas maiores que 425 K e que são acionados eletricamente, a existência de fontes de energia auxiliar e acionadores é necessária, uma vez que a perda de rotação causará a flacidez do cilindro (MUJUMDAR, 2006).

Materiais representativos secos em secadores de calor do tipo direto são areia, pedra, sulfato de sódio, cloreto de sódio, e fluorita, para os quais altas temperaturas são usadas. Materiais como acetato de celulose, cloreto de sódio, estireno, fundições de ferro fundido, e sulfato de amônia, requerem temperaturas médias. E

partículas de ureia, resinas vinílicas, ácido oxálico, cristais de ureia, e “*prills*” de nitrato de amônia, são secos a baixas temperaturas (MUJUMDAR, 2006).

5.1 Tipos de Secadores rotatórios

Secadores rotatórios são classificados como diretos, indireto-diretos, indiretos, e tipos especiais. Esta classificação é baseada sobre o método de transferência de calor direto quando o calor é adicionado ou removido dos sólidos por troca direta entre gás e sólido, e sendo indireto quando o meio de aquecimento é separado do contato com os sólidos por uma parede ou tubo de metal (MUJUMDAR, 2006).

Existe uma infinidade de variações, que apresentam características operacionais adequadas para cada tipo de material a ser seco. Segundo Mujumdar (2006), os principais tipos de secadores rotatórios são: secador rotatório direto, forno rotatório direto, secador tubo de vapor indireto, calcinador rotativo indireto e secador roto-louvre direto.

5.1.1 Secador rotatório direto (Direct rotary dryer)

Consiste de um cilindro de metal com ou sem flights, e é adequado para operações a baixas e médias temperaturas, que são limitadas pelas características de resistência do metal.

5.1.2 Forno rotatório direto (Direct rotary kiln)

Consiste em um cilindro de metal revestido no interior com bloco isolante ou tijolo refratário. É adequado para operação em altas temperaturas.

5.1.3 Secador tubo de vapor indireto (Indirect steam-tube dryer)

Consiste em um cilindro de metal com uma ou mais fileiras de tubos metálicos instalados longitudinalmente em seu interior. É adequado para operação até a temperatura de vapor disponível ou em processos que requerem resfriamento de água nos tubos.

5.1.4 Calcinador rotativo indireto (*Indirect rotatory calciner*)

Consiste de um cilindro de metal envolto por um forno aquecido ou aquecido eletricamente e é adequado para operação em temperaturas até o máximo tolerado pelo metal do cilindro, geralmente 800-1025 K para aço inoxidável, e 650-700 K para aço carbono.

5.1.5 Secador roto-louvre direto (*Direct roto-louvre dryer*)

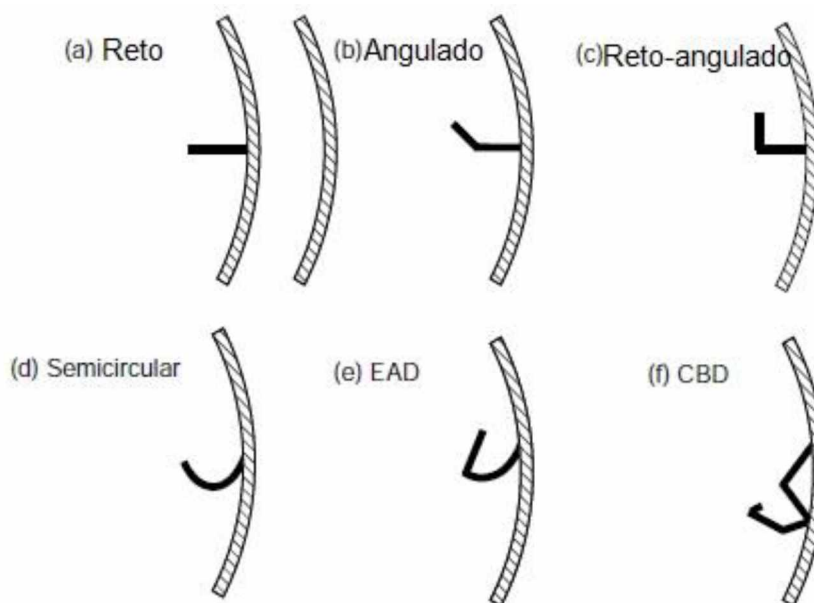
Neste tipo de sacador os sólidos progridem em um movimento contracorrente em relação ao gás, sendo adequado para operação a baixas e médias temperaturas.

6 FLIGHTS

Segundo Mujumdar et al. (2006), de todos os secadores rotatórios os que mais têm sido estudados são os secadores de calor direto equipados com flights periféricos, enquanto muito poucos trabalhos científicos têm sido publicados para os outros tipos. Os flights possuem o propósito de levantar e regar as partículas de sólido através do fluxo de gás promovendo um contato íntimo entre os sólidos úmidos e os gases quentes.

Os flights são usualmente espaçados entre 0,6 a 2 metros e eles dependem das características dos sólidos. Flights radiais com um rebordo de 90° são usados para materiais com fluxo livre e flights radiais sem rebordo para os materiais aderentes. É uma prática comum empregar diferentes designs de flights ao longo do comprimento do secador para adaptar às características de mudança do material durante a secagem (MUJUMDAR, 2006).

No primeiro metro ou mais na extremidade da alimentação, os flights em espiral são usados para uma melhor distribuição do material sob a calha de alimentação ou transportador (MUJUMDAR, 2006).

FIGURA 4: Tipos de Flights.

Fonte: Adaptado de HANDBOOK OF INDUSTRIAL DRYING, 2006

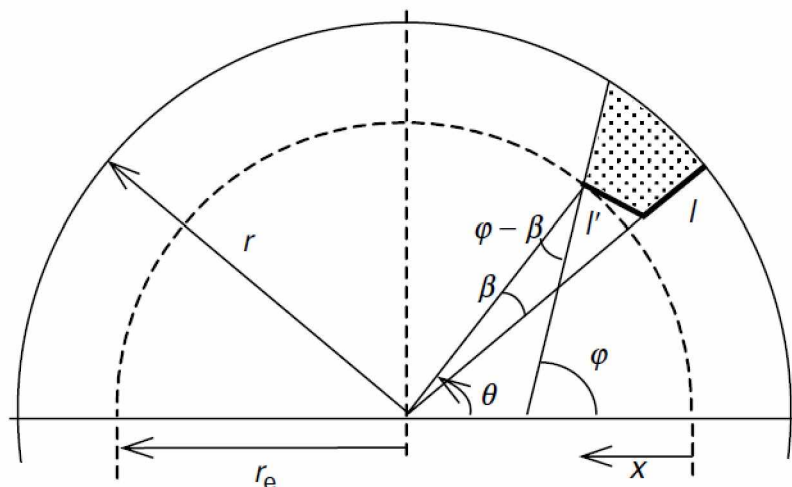
Os flights a, b, c, e d da Figura 4 são frequentemente usados em secadores rotatórios em cascata, o primeiro é adequado para sólidos pegajosos na parte úmida do secador, enquanto o quarto, que tem uma forma semicircular, foi proposto por Purcell (1964), porque supõe-se ser facilmente formado em comparação com os tipos b e c. Os últimos dois designs foram propostos com base na teoria de melhorar o desempenho do secador, mas seu perfil é bastante complexo. Eles foram estudados por Kelly (1969) e incluem um flight de distribuição igual angular (EAD) e o flight de distribuição centralmente polarizado (CBD), que é mostrado na Figura 4 como item e e f, respectivamente (KROKIDA; MARINOS-KOURIS; MUJUMDAR, 2006).

É importante saber a quantidade de sólidos que podem ser retidos nos flights para dessa forma poder garantir que o secador seja carregado perto da condição ideal. Se os flights estiverem cheios, o secador operará ineficientemente, ou seja, acima da capacidade ideal.

Uma sobrecarga excessiva na carcaça resulta em uma proporção de material sendo transportado pela ação do forno, e o contato com os gases quentes se torna limitado.

A quantidade de sólidos retidos nos flights é uma função da geometria, posição angular, ângulo ϕ formado entre a superfície horizontal e a superfície livre dos sólidos, como mostra a Figura 5.

FIGURA 5: Seção transversal de um secador rotatório com flights.



Fonte: HANDBOOK OF INDUSTRIAL DRYING, 2006

Schofield e Glikin (1966) determinam o ângulo φ a partir de um equilíbrio das forças que atuam sobre uma partícula, que está prestes a cair de um flight. A força gravitacional φ_g , força centrífuga φ_c , e força atrito φ_f agem na partícula, que é o produto do coeficiente dinâmico de fricção γ à medida que ele desliza pela superfície de partículas semelhantes pela reação normal dessa superfície na partícula φ_n . O equilíbrio de força produz a seguinte equação:

$$\tan \varphi = \frac{\gamma + (\cos \theta - \gamma \cos \theta)}{1 - \nu(\sin \theta + \gamma \cos \theta)} \quad (3)$$

Onde θ é o ângulo subtendido pela aba do flight ao centro do tambor, e $\nu = r_e \omega^2 / g$ é a razão entre as forças centrífuga e gravitacional que atuam sobre a partícula.

Secadores rotatórios são normalmente operados na faixa de $0,0025 \leq \nu \leq 0,04$, portanto a equação acima fornece resultados precisos sobre a faixa de importância prática, considerando que Kelly (1969) e Purcell (1964) descobriram que esta equação é válida para valores de ν até cerca de 0,4. Esta equação foi testada para sólidos de fluxo livre com um conteúdo de umidade constante. Porém na prática o conteúdo de umidade diminui conforme as partículas se movem para a extremidade de saída, e além disso, a alimentação entra úmida e pode aderir aos flights (KROKIDA; MARINOS-KOURIS; MUJUMDAR, 2006).

Segundo Krokida; Marinos-Kouris e Mujumdar (2006), a quantidade total de sólidos contidos no tambor é de aproximadamente 10-15% do seu volume. Foi provado empiricamente que este carregamento proporciona o desempenho mais eficiente, portanto, um número suficiente de flights deve ser fornecido para conter e distribuir esses sólidos. Assumindo que há n_f flights na carcaça, o espaçamento entre cada uma delas será:

$$\theta_i = 360^\circ / n_f \quad (4)$$

A retenção de qualquer flight particular, na seção superior do secador, diminui, conforme a carcaça cilíndrica gira, de seu valor máximo h_0^* para zero a um valor de θ igual ou, geralmente, menor que 180° . De acordo com Glikin (1978), o carregamento em qualquer flight na metade inferior do secador é a imagem invertida do flight posicionado verticalmente acima na seção superior, e se o número de flights for par, o total retido nos flights em um tambor carregado será:

$$H^* = 2 \sum h^* - h_0^* \quad (5)$$

Nessa equação, a soma inclui a retenção de cada flight na metade superior da carcaça, assim para $0^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$.

A equação abaixo é uma equação revisada e foi sugerida por Kelly e O'Donnell (1995), tendo a seguinte forma:

$$H^* = \frac{h_0^*(n_f+1)}{2} \quad (6)$$

De acordo com Krokida; Marinos-Kouris e Mujumdar (2006), essa relação é mais precisa quando as partículas caem em cascata por toda a região superior. No entanto, na maioria dos casos práticos, a cascata cessa para θ muito abaixo de 180° , e então essa equação dá um valor de H^* muito maior do que o correto. Glikin (1978) provou que a discrepância poderia chegar a 80% ou mais.

O projeto dos flights, não só determina a retenção do secador, mas também a maneira pela qual os sólidos são derramados a partir deles. Kelly (1969) publicou muitos dados sobre a distribuição de sólidos em cascata através do tambor para

flights em ângulo reto, semicircular, e ângulo dos flights, mas não forneceu informações detalhadas sobre a geometria deles. Não é fácil determinar que perfil de flight é mais eficiente. É claro que as partículas em cascata no centro da carcaça apresentarão o maior tempo de contato com os gases quentes, mas o fato de a cascata estar concentrada em uma área específica causará uma proteção considerável das partículas por seus vizinhos, resultando em transferência de massa e calor ineficientes (KROKIDA; MARINOS-KOURIS; MUJUMDAR, 2006).

O comprimento médio de queda depende das características da carcaça, flights, e das partículas, sendo dado pela equação:

$$\bar{Y} = \frac{\int_{h_0}^0 Y dh^*}{\int_{h_0}^0 dh^*} \quad (7)$$

onde h_0 é a retenção real no flight a $\theta = 0^\circ$ e h^* o projeto de retenção a qualquer valor de ângulo θ . O h_0 pode ser menor ou igual ao projeto de retenção h_0^* .

Kelly (1969) propôs a expressão $Y = D_e(\sin \theta / \cos \alpha)$ para tambor subcarregado. E, portanto, para o projeto carregado:

$$\bar{Y} = \frac{D_e}{\cos \alpha} \frac{\int_{h_0}^0 \sin \theta dh^*}{\int_{h_0}^0 dh^*} \quad (8)$$

Em geral, a solução da equação acima requer uma integração numérica. Apenas em alguns casos especiais existe uma solução analítica, como para os flights EAD que foram apresentados por Kelly (1969). Assim, para o projeto do tambor carregado a seguinte equação pode ser usada:

$$\bar{Y} = \frac{2D_e}{\pi \cos \alpha} \quad (9)$$

Em um tambor sobrecarregado o cascadeamento começa em $\theta = 0^\circ$, enquanto em um tambor subcarregado só começa em um ângulo entre 0° e 180° no qual a retenção real se torna igual àquela do projeto (KROKIDA; MARINOS-KOURIS; MUJUMDAR, 2006).

A seguinte equação revisada fornece a distância média de queda em um secador sobrecarregado:

$$\bar{Y} = \frac{2D_e}{M\pi \cos \alpha} \quad (10)$$

A seguinte expressão geral fornece a distância média de queda em secadores rotatórios em cascata:

$$\bar{Y} = \frac{k'D_e}{M \cos \alpha} \quad (11)$$

A constante k' depende da geometria do flight e de seu valor para diferentes projetos de flights carregados como é mostrado na Tabela 1.

Tabela 1: Perfil do Flight.

Perfil do Flight	k'
Semicircular	0,570
Distribuição igual angular (EAD)	0,637
Ângulo reto	0,760
Distribuição igual horizontal (EHD)	0,784
Distribuição centralmente enviesada (CBD)	0,902

Fonte: HANDBOOK OF INDUSTRIAL DRYING, 2006

7 TRANSPORTE DO MATERIAL AO LONGO DO SECADOR

Um secador rotatório é um transportador de sólidos e ao mesmo tempo promove a transferência de calor e massa entre o material de secagem e o gás quente. As partículas se movem ao longo do secador por três mecanismos distintos e independentes (KROKIDA; MARINOS-KOURIS; MUJUMDAR, 2006).

7.1 Movimento de cascata

Este é o resultado da ação de levantamento dos flights e da inclinação do secador. O avanço de uma partícula por cascata é igual a $D_e(\sin\theta/\tan\alpha)$, assumindo

que o caminho de descida da partícula é vertical quando não há fluxo de gás. Com fluxo de gás concorrente há um aumento do avanço da partícula devido ao arraste dos sólidos em cascata, enquanto a ação reversa ocorre com o fluxo contracorrente.

7.2 Ação do forno

É o movimento das partículas à medida que elas deslizam sobre a superfície do metal na metade inferior da carcaça, ou uma sobre as outras. Devido à inclinação do secador, as partículas se deslocam para a saída. Este movimento também pode aparecer em secadores horizontais como resultado do “gradiente hidráulico” dos sólidos. A ação do forno está sempre presente, mas possui uma importância maior em secadores sobrecarregados.

7.3 Bouncing

Este movimento ocorre quando uma partícula em queda ricocheteia da superfície da carcaça ou da camada de decantação das partículas em vez de parar, e resulta no progresso da partícula por causa da inclinação do secador.

8 TEMPO DE RESIDÊNCIA

O tempo médio de residência $\bar{\tau}$ pode ser definido como o tempo de retenção H dividido pelo avanço de sólidos F , assim:

$$\bar{\tau} = \frac{H}{F} \quad (12)$$

Teoricamente, tempo de residência pode ser medido diretamente. Contudo, em um secador industrial essa medição é inconveniente, porque o sistema deve ser desligado, e o conteúdo precisa ser descarregado e pesado. Para evitar isso, um radioisótopo ou uma pequena quantidade (0,5-1,0 kg) de um sólido inerte detectável pode ser adicionado à alimentação e analisado no produto. O tempo necessário para a concentração máxima ocorrer representa o tempo médio de residência (KROKIDA; MARINOS-KOURIS; MUJUMDAR, 2006).

Para determinar a distribuição dos tempos de residência, Fan e Ahn (1961) mostraram que um modelo de dispersão axial podia descrever os resultados. Porter e Masson (1962) concluíram que desvios do *plug flow* não são grandes após o exame de dois secadores industriais concorrentes.

Contudo, não é seguro assumir o regime do tipo *plug flow* de partículas em secadores industriais, porque apenas materiais de tamanho estreito foram estudados. E, além disso, foram estudados apenas dois secadores (KROKIDA; MARINOS-KOURIS; MUJUMDAR, 2006).

Ainda, se o critério de operação é o teor máximo de umidade de qualquer partícula ao invés do valor médio real, é lógico considerar que haverá desvios do *plug flow*. Na prática há uma distribuição de tamanhos ampla e uma grande faixa de tempos de residências (KROKIDA; MARINOS-KOURIS; MUJUMDAR, 2006).

Um estudo experimental muito mais extenso sobre o tempo de residência do secador rotatório foi feito por Prutton et al. (1962), que foi quem correlacionou os dados de um design de carcaça cheio pela seguinte expressão empírica:

$$\bar{\tau} = \frac{kL}{DN \tan \alpha} + \frac{mu}{60} \quad (13)$$

Onde k é a constante adimensional, dependendo do número e design dos flights e varia de 0,275 a 6 para 0,375 a 12 flights e, m é um fator que depende do tamanho e densidade das partículas, e a direção do fluxo de ar variam de 177 a 531 s^2/m para fluxo concorrente e de 236 a 945 s^2/m para fluxo contracorrente.

A Equação 13 não apresenta resultados exatos em velocidades do ar muito mais altas do que aquelas usadas no estudo, porque, embora implique um comportamento linear entre tempo de residência e velocidade do gás, foi provado que há uma curvatura nas parcelas entre esses dois parâmetros, especialmente no caso de fluxo contracorrente em altas taxas de gás (KROKIDA; MARINOS-KOURIS; MUJUMDAR, 2006).

Posteriormente Miskell e Marshall (1963) usaram areia de 496- μm contendo um traçador radioativo em um tambor de diâmetro de 0,14 m, e descobriu que o tempo de residência é normalmente distribuído.

Perry e Chilton (1971) propuseram a Equação 16 baseada nos dados experimentais de Friedman e Marshall (1949) que apresentam um amplo estudo de

tempos de residência, e reconheceram que o tempo de residência no secador é afetado pelo número de flights, particularmente a baixas taxas de alimentação, embora muitos de seus dados se refiram a valores inferiores ao de secadores industriais.

$$\bar{\tau} = \frac{0,23L}{DN^{0,9} \tan \alpha} \quad (14)$$

Para expressar o tempo de residência como uma função das características do secador Johnstone e Singh (1986) propuseram a Equação 13:

$$\bar{\tau} = \frac{0,0433(Ln)^{1/2}}{DN \tan \alpha} \quad (15)$$

Onde $\bar{\tau}$ é o tempo médio de residência (min), L é o comprimento, D é o diâmetro, N é a velocidade de rotação (r/min), $\tan \alpha$ é a inclinação do secador, e n é o ângulo dinâmico de repouso dos sólidos (graus). Esta fórmula é derivada da Equação:

$$\bar{\tau} = \frac{0,0310(Ln)^{1/2}}{DN \tan \alpha} \quad (16)$$

Que é conhecida como “*Bureau of Mines*”, proposto por Sullivan et al. (1949) e refere-se a passagem de sólidos através de um forno rotatório não equipado com flights ou barreiras de retenção. A constante modificada na Equação 13 representa a ação dos flights.

A Equação 17 expressa o efeito da velocidade do ar para valores até 1 m/s, onde X_a é o tempo de residência com fluxo de ar, X_0 é o tempo de residência sem fluxo de ar, G é “vazão” de gás (kg/hm²), e $K = 16,9/dp^{1/2}\rho_b$ é uma constante dimensional em que ρ_b é a densidade (kg/m³) e dp é o tamanho médio ponderado das partículas (µm). O fluxo concorrente é representado pelo sinal negativo e o fluxo contracorrente pelo sinal positivo. A constante K não foi provada o suficiente (KROKIDA; MARINOS-KOURIS; MUJUMDAR, 2006).

$$X_a = X_0 \pm KG \quad (17)$$

Saeman e Mitchell (1927) propuseram a seguinte expressão, baseada em uma análise teórica do transporte do material através do secador levando em consideração o incremento das taxas de transporte associadas a caminhos em cascatas individuais:

$$\bar{\tau} = \frac{L}{f(H)DN(\tan \alpha \pm m'u)} \quad (18)$$

Onde $f(H)$ é fator de cascata que variou entre 2 para secadores levemente carregados e π para alguns com carga pesada com pequenos flights. O valor exato parece ser afetado pelo padrão de cascata. O sinal positivo representa o fluxo concorrente e o sinal negativo para o fluxo contracorrente; m' é uma constante empírica que depende do material. Saeman (1980) desenvolveu um modelo para a estimativa dessa constante, mas concluiu que é mais fácil medi-la, devido aos parâmetros requeridos para a estimativa, que são difíceis de serem obtidos (KROKIDA; MARINOS-KOURIS; MUJUMDAR, 2006).

Schofield e Glikin (1966) analisaram a mecânica dos fluidos de grânulos em queda e propuseram a seguinte relação:

$$\bar{\tau} = \frac{L}{\bar{Y}(\sin \alpha - K'u^2/g)} \left(\frac{1}{\sigma N} + t_f \right) \quad (19)$$

Onde \bar{Y} é a altura média da queda da partícula dada pela Equação 11, g é a aceleração devido à gravidade, $K' = f\rho_f/d_p\rho_p$ é uma constante relacionada ao coeficiente de arraste f , ρ_f é a densidade do ar, ρ_p é a densidade da partícula, $1/\sigma N$ é o tempo gasto por uma partícula nos flights, onde $\sigma = 180/\bar{\theta}$ e $\bar{\theta} = (1/h_0) \int_0^{h_0} \theta dh$ é o ângulo que a partícula é transportada nos flights, e $t_f = (2\bar{Y}/g)^{1/2}$ é o tempo médio de queda das partículas, assumindo que a componente vertical de arraste é negligenciada, como foi provado por Kelly (1977). Geralmente, $t_f \ll 1/\sigma N$.

Um ponto crítico na análise das equações do tempo de residência é que o tempo de residência acima é calculado a partir da velocidade da partícula média $L/\bar{\tau}$, ao passo que o tempo de residência calculado a partir de velocidade média $\bar{L}/\bar{\tau}$ é muito mais alto, porque as partículas não progredem através do secador por uma simples ação

de forno, mas há um movimento em cascata delas. Esta observação foi feita por Glikin (1978) que mostrou que para os flights EAD a seguinte expressão é:

$$(L/\bar{\tau}) \approx 0,69 \sqrt{L/\tau} \quad (20)$$

A velocidade média da partícula é:

$$(L/\bar{\tau}) = \frac{Z}{h_0^*} \int_0^{h_0^*} \frac{\sin \theta}{\theta} dh^* \quad (21)$$

Onde $Z = \pi N D_e [(\sin \alpha \pm K' u_r^2/g)/\cos \alpha]$ e a velocidade relativa entre as partículas e o gás é $u_r = u \pm (1/2) \sin \alpha (2g\bar{Y})^{1/2}$. Nestas equações o sinal de mais é aplicado para fluxo concorrente e sinal de menos para fluxo contracorrente.

Glikin mostrou que para fluxo concorrente o tempo de residência $\bar{\tau}$ aumenta com o tamanho da partícula d_p enquanto que a relação inversa parece existir para o fluxo contracorrente (KROKIDA; MARINOS-KOURIS; MUJUMDAR, 2006).

A Equação 22 foi desenvolvida por Kelly (1968) e representa os flights EAD. Há discrepâncias entre a equação de Kelly e os resultados experimentais. Portanto, Kelly propôs que um movimento rápido para frente, como resultado da ação do forno, deve ser levado em consideração.

$$\bar{Z} = \frac{L_{\text{eff}}}{\bar{Y} \sin \alpha - f(u)} \left[\frac{1}{N} \left(1 - \frac{1}{2} m_0 + t_f \right) \right] \quad (22)$$

O comprimento efetivo na Equação 22 é L_{eff} ao invés de L , onde L_{eff} é o comprimento da carcaça sobre a qual o grânulo médio progride devido ao movimento de cascata e é dado pela expressão:

$$L_{\text{eff}} = k_c L \quad (23)$$

A constante k_c é uma função da carga e da velocidade de rotação, mas é independente da inclinação do secador, como o procedimento experimental de Kelly (1968) provou. Ele propôs a seguinte expressão empírica para esta constante:

$$k_c = bM + b' \quad (24)$$

Em que b e b' são funções da velocidade de rotação N . Os valores destas constantes são apresentados na Tabela 2.

Tabela 2: Valores das constantes b e b' .

N(r/min)	0,4 < M < 1,0		1,0 < M < 1,6	
	b	b'	b	b'
8	0,530	-0,124	-0,280	0,672
24	0,719	-0,178	-0,426	0,932

Fonte: HANDBOOK OF INDUSTRIAL DRYING, 2006

Kelly e O'Donnell (1981) provaram que a ação do forno torna-se importante em secadores sobrecarregados. Para secadores subcarregados, o salto de partículas, especialmente na superfície do metal exposto da carcaça, tem uma importante contribuição para o seu movimento (KROKIDA; MARINOS-KOURIS; MUJUMDAR, 2006).

Kelly e O'Donnell (1981) apresentaram um estudo avançado do movimento das partículas através de secadores rotatórios que possuem flights. O trabalho deles incluía um procedimento experimental extenso, bem como uma análise teórica do comportamento das partículas. Eles mediram o tempo de ciclo e o avanço por ciclo para uma única partícula média, que foi comparada às previsões do modelo que incorpora o movimento em cascata, ação do forno, e “*bouncing*”.

A equação de Schiller e Naumann foi utilizada para estimar o coeficiente de arraste e a queda de pressão do ar que flui através da seção transversal livre do cilindro com o objetivo de estimar o efeito de blindagem das partículas.

O movimento das partículas após saltar da carcaça, um flight ou uma cama de partículas foi levado em consideração. Este efeito não é importante porque, após o contato, a partícula perde muito de sua velocidade na direção normal à superfície e, na prática, o avanço da partícula após o segundo salto é muito limitado (KROKIDA; MARINOS-KOURIS; MUJUMDAR, 2006).

De acordo com Krokida; Marinos-Kouris e Mujumdar (2006) existem três variedades de ação do forno; a primeira refere-se ao movimento de deslizamento da partícula dentro da carcaça após o salto ter acabado, o segundo ocorre se a partícula

mover na direção contrária da rotação do secador e deslizar para trás no flight, e a terceira, aparece apenas para secadores sobrecarregados onde há uma carga de rolamento de sólidos no fundo do secador e a partícula média ultrapassa um ou mais flights, devido à inclinação, antes de ser presa por um flight.

As características acima foram incluídas em uma simulação computacional para o cálculo do avanço e tempo para a partícula média em uma única cascata, bem como o tempo médio de residência. E nessa simulação provou-se que o movimento em cascata e saltos das partículas são muito importantes no secador piloto.

Segundo Krokida; Marinos-Kouris e Mujumdar (2006) o salto das partículas tem um efeito relevante em fornos subcarregados. Sob essas condições, em um secador piloto e industrial, aproximadamente 50 e 22%, respectivamente, do avanço da partícula é devido aos saltos das partículas. Ao mesmo tempo, a ação do forno representa menos de 10% do avanço, enquanto se torna importante em secadores sobrecarregados.

Os valores calculados do tempo de residência dados a partir do modelo se tornam maiores à medida que a velocidade do ar aumenta. Embora o modelo proposto por Kelly e O'Donnell seja bastante avançado no que diz respeito aos mecanismos de transporte de partícula em secadores rotatórios, ainda é bastante complexo de ser usado para fins de projeto industrial (KROKIDA; MARINOS-KOURIS; MUJUMDAR, 2006).

As equações do forno de Sullivan et al. (1949) e de Johnstone e Singh (1986), que são baseadas experimentalmente, predizem baixos valores de tempo de residência no caso de fluxo zero de gás. Quando o fluxo de gás é aplicado, essas relações são inadequadas, pois não há termo na expressão para expressar esse fluxo e, além disso, fornece o mesmo resultado para o fluxo concorrente e contracorrente. Assim, estas equações não são confiáveis para velocidades do gás maiores do que 1m/s (KROKIDA; MARINOS-KOURIS; MUJUMDAR, 2006).

As equações de Prutton et al. (1962), Saeman e Mitchell (1927), e Friedman e Marshall (1949), que também são baseadas experimentalmente, dão resultados comparáveis em velocidades de gás zero e baixas, embora o primeiro e o segundo pareçam prever amplas faixas de tempos de residência.

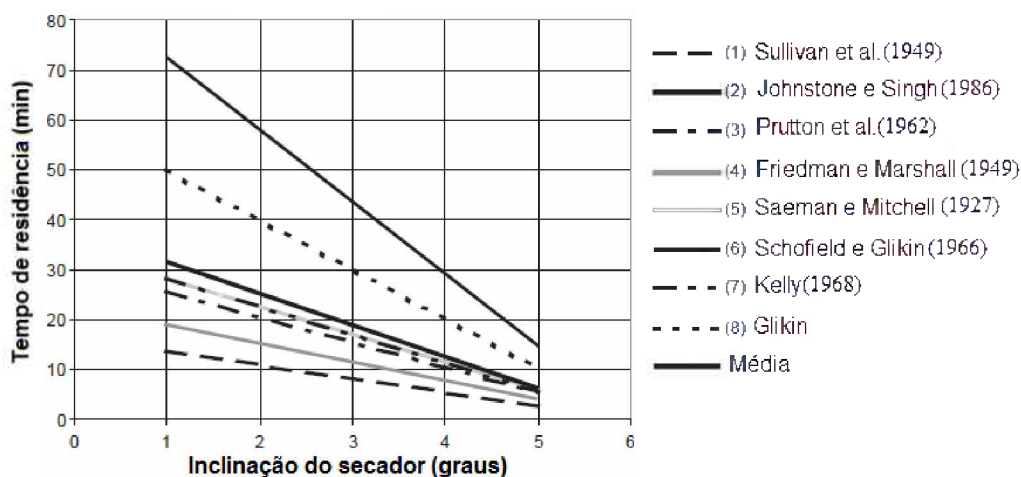
Segundo Krokida; Marinos-Kouris e Mujumdar (2006), sua aplicação requer julgamento e experiência, enquanto sua base teórica não é sólida. Essas expressões foram formadas para velocidade do gás menor do que 1.5 m/s. O desvio

padrão entre suas predições é aproximadamente 25% para velocidade do gás de até 1 m/s, mas excede 100% a 3 m/s, logo a extrapolação parece bastante inválida. A divergência entre os valores reais e calculados é esperada para ser maior na faixa de importância industrial, que é de 3-5 m/s.

As equações propostas por Schofield, Glikin (1966), Kelly (1968), e Glikin (1978) têm base teórica e parecem ser mais exatas para fluxo de gás zero. Sob essas circunstâncias, o modelo de Kelly apresenta a melhor concordância com os dados experimentais. Isso ocorre devido à presença da constante empírica k_c , que tem sido avaliada por ajuste do modelo a esses dados.

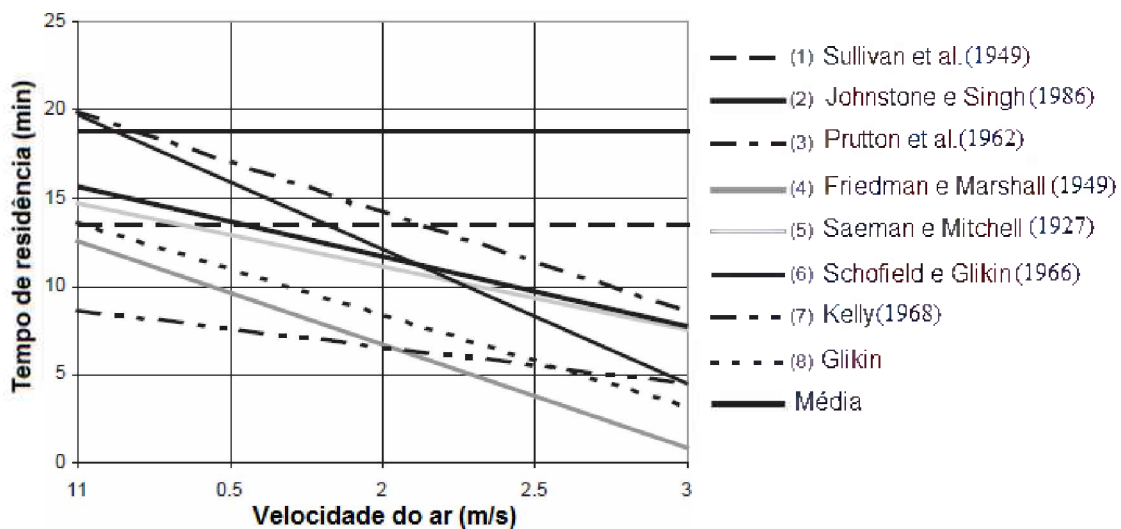
Os modelos de Schofield e Glikin (1966), e Glikin (1978) predizem tempos de residência superiores àqueles experimentais. Kelly e Glikin usaram a equação de Schiller e Naumann para a estimativa do fator de atrito. No entanto, essas expressões se referem a uma única partícula e não pode prever suficientemente o efeito da “curtina” de sólidos como elas caem dos flights, particularmente a altas velocidades de gás (KROKIDA; MARINOS-KOURIS; MUJUMDAR, 2006).

FIGURA 6: Efeito da inclinação do secador no tempo de residência.



Fonte: Adaptado de HANDBOOK OF INDUSTRIAL DRYING, 2006

A Figura 6 mostra o efeito da inclinação do secador no tempo de residência para o fluxo de gás zero de acordo as equações mencionadas logo acima, enquanto a Figura 7 mostra o tempo de residência versus velocidade do fluxo de ar para fluxo concorrente.

FIGURA 7: Tempo de residência versus velocidade do ar.

Fonte: Adaptado de HANDBOOK OF INDUSTRIAL DRYING, 2006

Segundo Krokida; Marinos-Kouris e Mujumdar (2006), uma outra forma de calcular o tempo de residência ($\bar{\tau}$) é a partir da Equação 25:

$$\bar{\tau} = M/F_s \quad (25)$$

Onde M é a massa total de produto no secador, que se relaciona com a retenção de produto do secador (H) pela seguinte expressão:

$$M = (1 - \varepsilon) \rho_p H \quad (26)$$

Onde ρ_p é a densidade do material (kg/m^3) e ε é a porosidade.

Geralmente, o tempo de residência em um secador rotatório é uma função do comprimento (L), diâmetro (D), inclinação (s), e velocidade de rotação (N). Uma equação empírica pode ser usada para essa correlação, como segue:

$$\bar{\tau} = \frac{kL}{NDs} \quad (27)$$

Onde k é uma constante empírica.

Uma equação empírica é também utilizada por Kelly para correlacionar a retenção total à carga nos flights por unidade de comprimento. Essa relação subestima o

verdadeiro valor de retenção, pois ignora as partículas que estão em cascata através do gás. A equação pode ser escrita como:

$$H=0,5(n_f+1)h_0L \quad (28)$$

Onde h_0 é o salto por metro quadrado (m^2).

9 ANÁLISE DE CUSTO E ENERGIA

A energia necessária para impulsionar um secador com flights pode ser calculada a partir da seguinte equação, que foi proposta pelo Engenheiro de Combustão CE Raymond Division:

$$bhp = \frac{N(4,75Dw+0,1925D'W+0,33W)}{100000} \quad (29)$$

Onde bhp é potência necessária (1 bhp=0,75 kW), N é a velocidade de rotação (r/min), D é o diâmetro da carcaça (ft), w é a carga de material (lb), W é a carga rotativa total (equipamento mais material) (lb), e D' é o diâmetro do anel de equitação (ft), que para fins de estimativa pode ser considerado como $D'=(D+2)$.

De acordo com Krokida; Marinos-Kouris e Mujumdar (2006), o custo estimado de um secador rotatório a ar aquecido a vapor, incluindo subsistemas auxiliares tal como aquecedores de ar com aletas, peça de transição, disco, coletor de produto, ventilador e duto, variam de aproximadamente \$100000,00 para um secador de tamanho 1,219 m x 7,62 m a \$320000,00 para um secador de tamanho 3,048 m x 16,767 m.

A capacidade de evaporação do secador rotatório é 136 e 861 kg/h, respectivamente, ao passo que têm um valor de descarga na faixa de 408 kg/h para o secador menor a 2586 kg/h para o maior. No caso de serem necessárias câmaras e queimador de combustível para operação a altas temperaturas o custo é maior. O custo total da instalação que inclui espaço de construção alocado, instrumentação, etc., é 150 a 300% do custo de aquisição (KROKIDA; MARINOS-KOURIS; MUJUMDAR, 2006).

Os custos operacionais incluem combustível, energia, e 5 a 10% do tempo de um trabalhador, o custo de manutenção anual é 5 a 10% do custo de instalação, e, além disso, têm-se também os custos relacionados à energia requerida pelos ventiladores, acionamento do secador, e carregador/transportadores de alimentação. Os preços acima são referentes à construção de aço carbono, quando aço inoxidável 304 tem que ser usado, os preços aumentam por volta de 50% (KROKIDA; MARINOS-KOURIS; MUJUMDAR, 2006).

Os secadores rotatórios do tipo calor direto a altas temperaturas apresentam eficiência térmica na faixa de 55-75%, sendo reduzida para 30-55% para secadores que utilizam ar aquecido a vapor como meio de aquecimento (KROKIDA; MARINOS-KOURIS; MUJUMDAR, 2006).

9 MODELO PARA PROJETO DE SECADORES ROTATÓRIOS

Segundo Krokida; Marinos-Kouris e Mujumdar (2006), uma maneira de estimar o tempo para um material ser seco é através da constante de secagem, k_M , que pode ser determinada experimentalmente usando um aparelho em que ar passa pelo material de secagem e a temperatura, umidade, e velocidade do ar são controladas, enquanto o conteúdo de umidade no material é monitorado. Um número de experimentos tem que ser realizado para diferentes temperaturas, umidades, e velocidades. A aplicação desse método provou que a constante de secagem depende dos parâmetros do ar de secagem e que isso pode ser expresso como uma função deles através de uma equação geral do tipo:

$$k_M = f(T_A, Y_A, u_A) \quad (30)$$

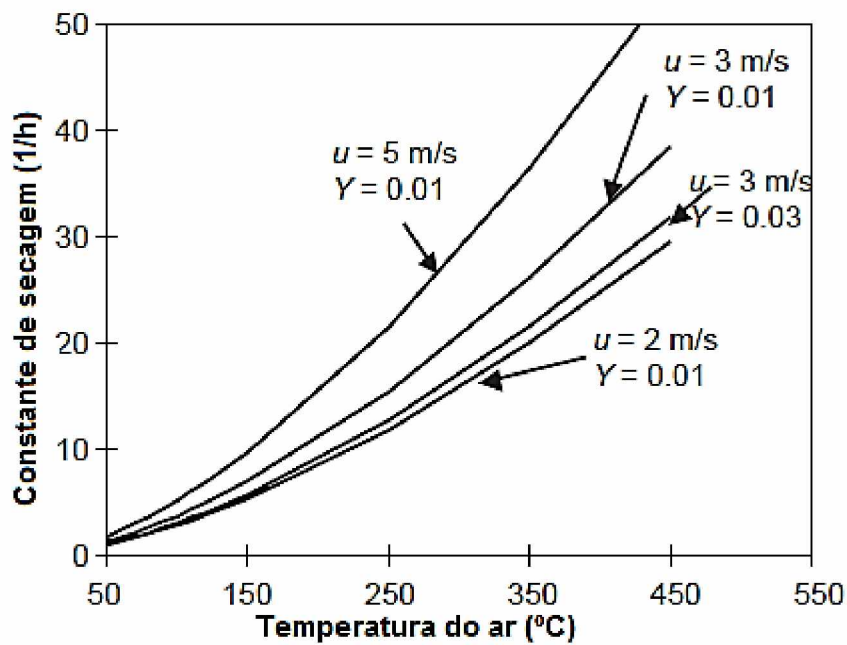
Uma correlação analítica derivada que pode ser produzida ajustando a equação acima aos dados experimentais é dada pela seguinte equação:

$$k_M = k'_0 \left(\frac{T}{T_0}\right)^{k'_1} \left(\frac{Y}{Y_0}\right)^{k'_2} \left(\frac{u}{u_0}\right)^{k'_3} \quad (31)$$

Onde T_0 , Y_0 e u_0 são os parâmetros que expressam os valores médios dos intervalos de temperatura, umidade, e velocidade do ar que são usados para os

experimentos, e k'_0 , k'_1 , k'_2 , e k'_3 são parâmetros. A Figura 8 apresenta curvas típicas, que expressam a constante de secagem *versus* temperatura para várias umidades e velocidades do ar.

FIGURA 8: Constante de secagem versus temperatura do ar.



Fonte: Adaptado de HANDBOOK OF INDUSTRIAL DRYING, 2006

Krokida et al. (1942) propôs um modelo para o projeto de um secador rotatório, baseado na estimativa das cinéticas de secagem do material que expressa dados de experimentos em laboratórios, e no cálculo do tempo de residência do secador a partir de equações empíricas. O tamanho e as características do secador, bem como as condições operacionais podem ser calculados para dar especificações do processo minimizando o custo total de secagem.

As especificações incluem a taxa de alimentação dos sólidos F_s (kg/h db), e o teor de umidade do material na entrada e saída, X_0 (kg/h db) e X_s (kg/h db). Entre as características do secador estão seu diâmetro D (m), a razão do comprimento por diâmetro L/D , a razão total de retenção por volume H/V , a razão do número de flights por diâmetro n_f/D , e a inclinação da carcaça cilíndrica s (%). As condições de secagem incluem a temperatura de entrada T_{AC} (C°) e a velocidade do gás u (m/s) à temperatura T_A (C°).

De acordo com Krokida; Marinos-Kouris e Mujumdar (2006), as seguintes restrições geométricas podem ser adicionadas ao modelo matemático:

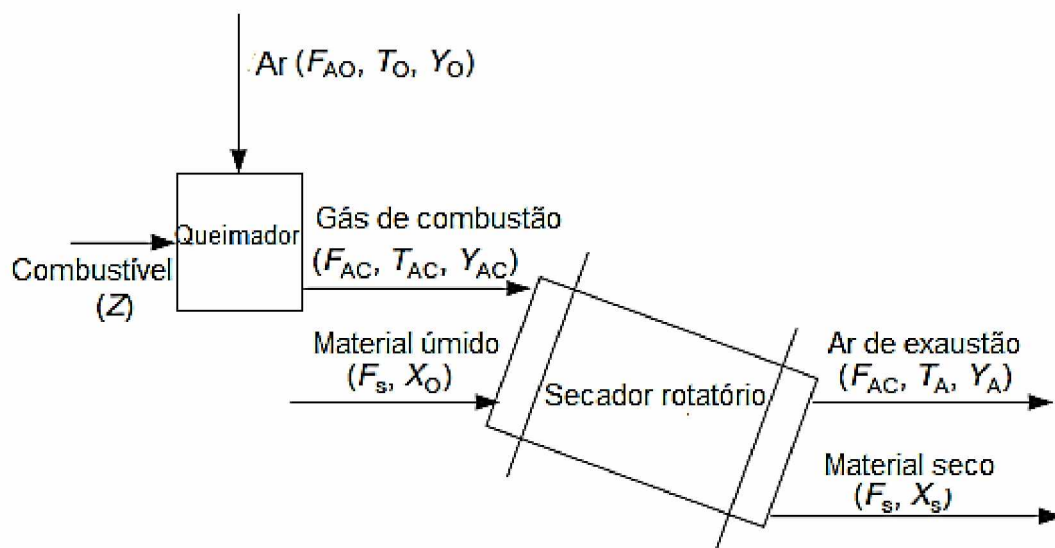
$$5\% < H/V < 15\%$$

$$2 < L/D < 20$$

$$5 < n_f/D < 10$$

Um diagrama simplificado do secador é mostrado na Figura 9.

FIGURA 9: Diagrama simplificado do secador.



Fonte: Adaptado de HANDBOOK OF INDUSTRIAL DRYING, 2006

10 BALANÇO DE MASSA E ENERGIA NO SECADOR

10.1 Balanço de massa de água

$$F_{AC}(Y_A - Y_{AC}) = F_S(X_O - X_S) \quad (32)$$

Onde Y_{AC} é umidade dos gases na entrada do secador, que é igual à umidade dos gases na saída do queimador, Y_A é a umidade dos gases na saída do secador, X_O é a umidade livre do sólido no início da secagem e X_S a umidade livre do sólido no final da secagem.

10.2 Balanço de energia

A Equação 27 representa o balanço de energia do secador.

$$\frac{q_T}{\dot{m}_S} = C_{pS}(T_{sb}-T_{sa}) + X_0 C_{pL}(T_{AC}-T_{sa}) + (X_0 - X_S)\lambda + X_S C_{pL}(T_{sb}-T_{AC}) + (X_0 - X_S)C_{pV}(T_A - T_{AC}) \quad (33)$$

Onde C_{pS} , C_{pL} e C_{pV} é calor específico do sólido, líquido e vapor, respectivamente, T_{sa} é a temperatura inicial do sólido na alimentação, T_{sb} é a temperatura final do sólido, q_T é a taxa de calor recebido por unidade de massa seca, \dot{m}_S é a taxa de sólido seco (*bone-dry*) e λ é o latente de vaporização do líquido.

11 CINÉTICA DE SECAGEM

De acordo com Krokida; Marinos-Kouris e Mujumdar (2006), o modelo cinético de primeira ordem expressa a cinética de secagem. Como mostra a Equação 28:

$$\frac{(X - X_{SE})}{(X_0 - X_{SE})} = \exp(-k_M t) \quad (34)$$

Onde X é o teor de umidade do material (kg/kg db) após um intervalo de tempo t (h), k_M é a constante de secagem (1/h), e X_{SE} é o teor de umidade de equilíbrio do material.

A constante de secagem é uma função das condições do gás e a seguinte equação empírica pode ser usada:

$$k_M(T, Y, u) = k'_0 T^{k'_1} Y^{k'_2} u^{k'_3} \quad (35)$$

Onde T , Y , u são a temperatura (°C), umidade (kg/kg db) e velocidade do gás de secagem, respectivamente, e k_0 , k_1 , k_2 , e k_3 são parâmetros, que expressam o efeito de vários fatores na constante de secagem.

O teor de umidade de equilíbrio dos sólidos, em função da atividade de água e temperatura do ar circundante, pode ser calculado pela seguinte correlação:

$$X_{SE} = b_1 \exp(b_2/T_A) [a_w / (1 - a_w)]^{b_3} \quad (36)$$

Onde a_w é a atividade de água da corrente de gás e b_1 , b_2 e b_3 são constantes características.

A umidade absoluta da corrente de ar de secagem pode ser avaliada pela relação:

$$Y = m [a_w P_0(T_A)] / [P - a_w P_0(T_A)] \quad (37)$$

Onde $m = 0,622$ é a razão molecular de água por ar e $P_0(T_A)$ é a pressão de vapor da água à temperatura T_A .

A pressão de vapor da água à temperatura T_A pode ser obtida a partir da equação de Antoine:

$$\ln P_0(T_A) = A_1 - A_2 / (A_3 + T_A) \quad (38)$$

Onde A_1 , A_2 , e A_3 são constantes.

12 ESTIMATIVA DE CUSTO

De acordo com Krokida; Marinos-Kouris e Mujumdar (2006), o custo unitário do processo do produto úmido tem que ser minimizado (\$/kg wb):

$$C_p = \frac{C_T}{t_{op}} F_S (1 + X_S) \quad (39)$$

Onde C_p é o custo do produto devido ao processo de secagem, t_{op} é o tempo de operação por ano (h/y), e C_T é o custo anual do processo de secagem que pode ser expresso pela seguinte equação:

$$C_T = e C_{eq} + C_{op} \quad (40)$$

Onde C_{eq} é o custo de capital anual (\$/yr), C_{op} é o custo operacional (\$/yr), e e é o fator recuperação de capital que é dado pela equação:

$$e = \frac{i(1+i)^N}{i(1+i)^N - 1} \quad (41)$$

Onde i é a taxa de juros anual e N é o tempo do empréstimo (yr).

O custo do equipamento é afetado pelo tamanho do secador e pela taxa de consumo de combustível, assumindo que o forno é utilizado para fornecer calor. Assim,

$$C_{eq} = \alpha_D A^{n_D} + \alpha_Z Z^{n_Z} \quad (42)$$

Onde α_D , α_Z são custos unitários e n_D , n_Z são fatores de dimensionamento para o secador e forno/queimador, respectivamente.

O custo operacional envolve energia elétrica e custo de combustível:

$$C_{op} = h_p C_e t_{op} + Z C_Z t_{op} \quad (43)$$

Onde C_e e C_Z são o custo de eletricidade e combustível, respectivamente.

A energia elétrica h_p para a rotação do cilindro é dada como segue:

$$h_p = qND(M+W') \quad (44)$$

Onde q é uma constante empírica e W' é o peso do secador (kg).

O cálculo do peso do secador é baseado nas características geométricas e é dado por:

$$W = \rho_M \left(\frac{2\pi D^2}{4} + \pi DL \right) dx \quad (45)$$

Onde dx é a espessura da parede do secador (m), e ρ_M é a densidade do metal (kg/m^3).

Uma análise de grau de liberdade sugere que cinco variáveis do projeto estão disponíveis para o problema de projeto descrito acima. Sendo assim, a partir um algoritmo de solução eficaz foram selecionadas as seguintes variáveis de projeto: T_{AC} , u , H/V , e n_f/D , onde a primeira e a segunda expressam as condições de operação e o restante a forma do secador.

14 ESTUDO DE CASO

Para mostrar de forma mais quantitativa o projeto de um secador rotatório, tem-se o estudo de caso de dois secadores rotatórios diferentes. Vale salientar que algumas das variáveis dos estudos de caso 1 e 2 foram calculadas computacionalmente, logo serão mostrados apenas os resultados destes cálculos. Estes estudos de caso servem como base teórica para possíveis projetos de secadores rotatórios com características parecidas aos exemplos mostrados logo a seguir.

14.1 Estudo de caso 1

É apresentada a solução de um problema típico de secador para um secador rotatório industrial de “olive cake”. Os dados necessários para os cálculos do projeto são fornecidos na Tabela 3.

Tabela 3: Dados do projeto para o Estudo de caso 1.

Especificações do processo		
Fluxo de sólidos	F_s	5000 kg/h
Teor de umidade do material na entrada	X_0	1,00 kg/kg db
Teor de umidade do material na saída	X	0,10 kg/kg db
Características do ar fresco		
Temperatura	T_0	25 °C
Umidade	Y_0	0,01 kg/kg db
Propriedades termo físicas		
Fração molar de água no ar	m	0,622
Calor específico do ar	C_{pA}	1,18 kJ/kg °C
Calor específico da água	C_{pV}	1,98 kJ/kg °C
Calor de combustão	ΔH_f	15 MJ/kg

Calor latente de vaporização da água	ΔH_0	2500 kJ/kg
Porosidade	ε	0,48
Constantes empíricas		
	k	0,003
	q	1
Dados de economia		
Custo unitário do secador	a_D	8 k\$/m ²
Fator de escala do secador	n_D	0,62
Custo unitário do queimador	a_Z	200 \$/kg
Fator de escala do queimador	n_Z	0,4
Tempo de vida	N	10 anos
Taxa de juros	i	8 %
Tempo de operação	t_{op}	2000 h/ano
Custo de eletricidade	C_e	0,07 \$/kW h
Custo do combustível	C_Z	0,05 \$/kg

Fonte: HANDBOOK OF INDUSTRIAL DRYING, 2006

Os resultados dos cálculos utilizando o modelo proposto por McAdams (1942) são apresentados na Tabela 4, e são obtidos minimizando o custo unitário do processo, e avaliando as variáveis de projeto.

Tabela 4: Resultado dos cálculos para o Estudo de caso 1.

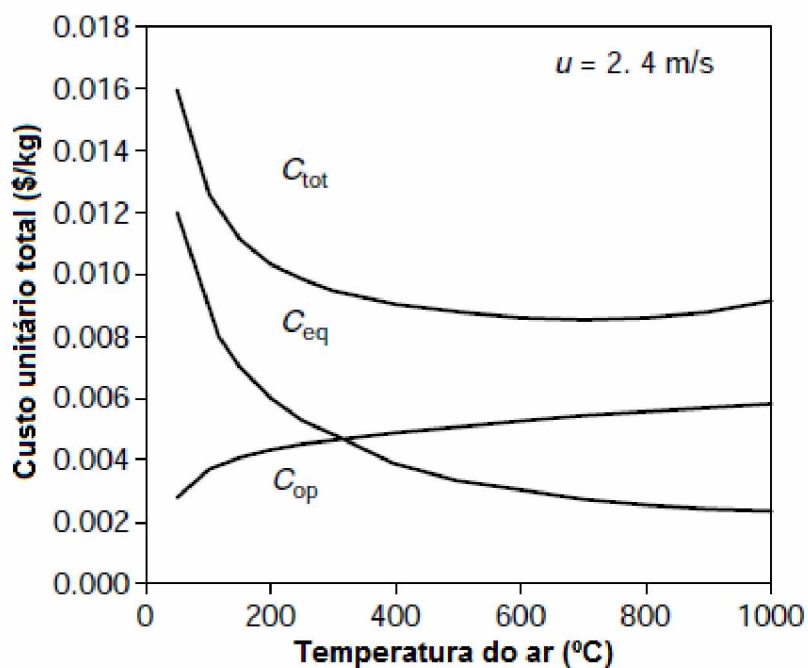
Variáveis do projeto		
Temperatura do ar de entrada	T_{AC}	700 °C
Velocidade média do vapor do ar	u	2,4 m/s
Fração total de volume retido	H/V	15 %
Razão do comprimento por diâmetro	L/D	20
Razão do número de flights por diâmetro	n_f/D	10 (1/m)
Características do ar de secagem		
Temperatura média do ar	T_A	298 °C
Umidade na saída	Y	0,37 kg/kg db
Características de operação		

Tempo de residência	t	0,3 h
Total retido	H	8,4 m ³
Velocidade de rotação	N	8,6 rpm
Características do secador		
Diâmetro	D	1,5 m
Comprimento	L	30,6 m
Número de flights	n_f	15
Utilidades		
Fluxo de ar fresco	F_{A0}	15,048 kg/h
Taxa de combustível	Z	1066 kg/h
Economia		
Custo de eletricidade	C_e	6286 \$/ano
Custo do combustível	C_z	106606 \$/ano
Custo de operação	C_{op}	112891 \$/ano
Custo de equipamento	C_{eq}	55619 \$/ano
Custo total	C_T	168510 \$/ano
Custo unitário	C_p	0,00843 \$/kg wb

Fonte: HANDBOOK OF INDUSTRIAL DRYING, 2006

Uma análise de sensibilidade do custo unitário do processo é obtida alterando as duas variáveis de decisão significativas: a temperatura do ar de secagem e a velocidade. Como a temperatura do ar de secagem está prevista para variar, a velocidade do ar aumenta e assim o custo operacional aumenta, enquanto o tamanho do equipamento e, conseqüentemente, o custo do equipamento diminuem. Para uma dada velocidade do ar, é possível notar a partir da Figura 10 que o custo total alcança um máximo a uma temperatura específica do ar.

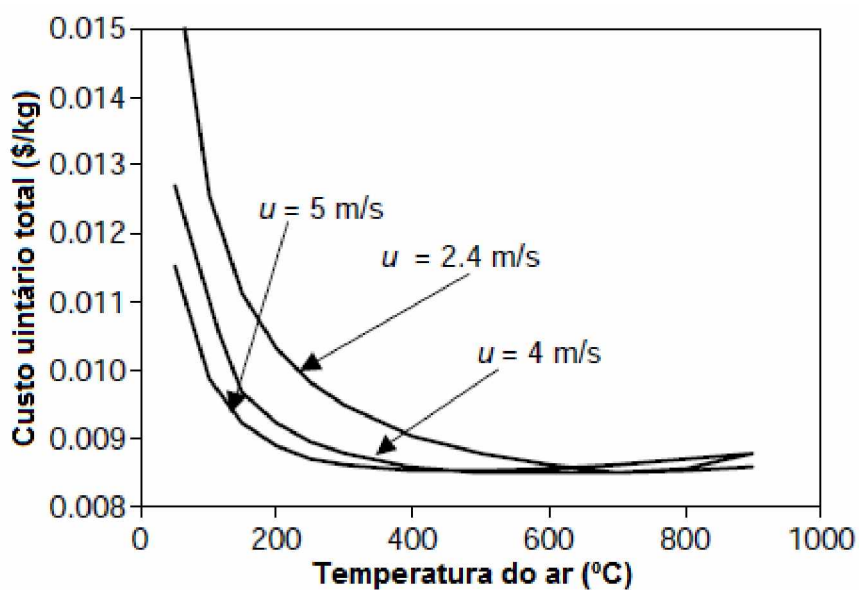
FIGURA 10: Análise da sensibilidade do custo unitário do processo.



Fonte: Adaptado de HANDBOOK OF INDUSTRIAL DRYING, 2006

Na Figura 11 o custo unitário total é apresentado como função da temperatura do ar para diferentes velocidades do ar.

FIGURA 11: Custo unitário total versus temperatura do ar.



Fonte: Adaptado de HANDBOOK OF INDUSTRIAL DRYING, 2006

O modelo foi adaptado a um secador rotatório industrial com as seguintes características: comprimento de 22 m, diâmetro de 2,5 m, e número de flights de 24.

As condições de secagem são: a temperatura do ar na entrada do secador de 650°C, a velocidade média do gás-vapor de 2,4 m/s, e a taxa de consumo de combustível que é de 1500 kg/h. As condições de operação obtidas pelos cálculos do projeto do processo são próximas às reais.

14.2 Estudo de caso 2

Para a secagem de *pellets* de catalisador, os engenheiros de uma determinada indústria decidiram que um secador rotatório direto seria apropriado, e estudaram o desempenho da planta piloto de um secador rotatório para obter dados para o aumento de escala (*scale-up*). A produção F será de 350 kg/h em base seca. Os *pellets* têm formato cilíndrico, com cerca de 1 cm de comprimento e 1 cm de diâmetro, a sua densidade aparente ρ_b é de 570 kg/m³, o calor específico C_{ps} é 1 kJ/kg K, e o teor de umidade inicial X_0 , como resultado da operação unitária anterior, é de 0,65 kg/kg db.

O produto final, para ser estável precisa ter um teor de umidade X não superior a 0,05 kg/kg db. É antiaderente, mas é sensível a altas temperaturas. Portanto, a operação concorrente tem que ser usada e a temperatura inicial do ar T_1 não deve exceder a faixa de 150-170°C. O meio de aquecimento será ar quente. Um trocador de calor a vapor será usado para o aquecimento. A velocidade do ar deve ser limitada para evitar a entrada do material pelo ar.

A Tabela 5 apresenta os valores dos parâmetros operacionais da planta piloto do secador rotatório.

Tabela 5: Parâmetros operacionais da planta piloto para o estudo de caso 2.

Dados obtidos pelo secador da planta piloto		
Temperatura de entrada do ar de secagem	T_1	160 °C
Temperatura de saída do ar de secagem	T_2	65 °C
Temperatura de bulbo-úmido do ar de entrada	T_w	40 °C
Temperatura de saída do produto	T_{m2}	45 °C
Velocidade de massa de ar permitida	u_{perm}	3 kg/m ² h
Tempo de retenção do produto	τ	0,35 h

Fonte: HANDBOOK OF INDUSTRIAL DRYING, 2006

Os cálculos a seguir visam um projeto preliminar do secador.

A massa total do material (kg/h) que é alimentada é:

$$F_1 = F(1 + X_0) \quad (46)$$

Enquanto a massa (kg/h), que sai do secador é:

$$F_2 = F(1 + X) \quad (47)$$

Portanto, a água evaporada m_w (kg/h) é:

$$m_w = F_1 - F_2 \quad (48)$$

O calor fornecido pelo ar quente é utilizado para cinco operações diferentes:

- a) Para evaporar a água, que deixa o material.

$$Q_1 = m_w \Delta H_w \quad (49)$$

- b) Para aquecer o vapor da temperatura inicial do bulbo úmido do ar para a temperatura do ar de saída.

$$Q_2 = m_w C_{pv} (T_2 - T_w) \quad (50)$$

- c) Para aquecer a água que evapora desde a sua temperatura inicial, conforme entra no secador, até a temperatura de entrada do bulbo úmido do ar, a fim de evaporar.

$$Q_3 = m_w C_{pw} (T_w - T_{m1}) \quad (51)$$

- d) Para aquecer o sólido seco de sua temperatura de entrada para sua temperatura de saída.

$$Q_4 = FC_{ps}(T_{m2} - T_{m1}) \quad (52)$$

e) Para aquecer a água que permanece no produto final desde a entrada até a temperatura de saída do material.

$$Q_5 = FXC_{pw}(T_{m2} - T_{m1}) \quad (53)$$

Onde ΔH_w é o calor latente de vaporização (kJ/kg), C_{pv} , C_{pw} , C_{ps} , são o calor específico do vapor, água, e sólido (kJ/kg °C), respectivamente, T_w é a temperatura de entrada do bulbo úmido do ar de secagem, T_2 é a temperatura de saída do ar (°C), e T_{m1} , T_{m2} são a respectivamente.

O calor total transferido para o produto é dada pela correlação:

$$Q = (1 + \alpha)(Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5) \quad (54)$$

Onde α é um fator que representa as perdas de calor devido à condução entre a superfície externa do secador e o ar atmosférico e especialmente, por causa da radiação. Essas perdas são estimadas em cerca de 7,5-10% do calor consumido por razões mencionadas acima. A maior quantidade de calor é utilizada para a evaporação do teor de umidade e é expresso pela razão:

$$\beta = Q_1 / Q \quad (55)$$

A taxa mássica de ar, G , necessária para transferir quantidade suficiente de calor para a secagem é:

$$G = \frac{Q}{C_{p,ar}(T_1 - T_2)} \quad (56)$$

Onde T_1 é a temperatura de entrada do ar (°C) e $C_{p,ar}$ é o calor específico do ar (kJ/kg °C).

Para a estimativa do diâmetro D do secador (m) dois pontos devem ser examinados. Primeiro deve ser grande o suficiente para que a velocidade da massa de ar

u ($\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$) não exceda o valor que causa o arrastamento do produto, e segundo devemos assumir que apenas uma porcentagem da seção transversal do secador representa uma área livre para a passagem do ar. Essa porcentagem é de aproximadamente 85% ($j=0,85$), como pode ser estimada operando secadores rotatórios. Assim o diâmetro da carcaça cilíndrica é calculado pela seguinte equação:

$$D = \sqrt{\frac{4G}{3600\pi j u}} \quad (57)$$

Onde 3600 é um fator de arranjo das unidades.

A umidade do ar à saída deve ser verificada para não exceder a massa máxima de vapor que o ar pode reter sob a condição específica na saída (de %RH=100). A umidade inicial do ar Y_1 é de aproximadamente 0,01 kg/kg de ar seco (de $T_1=160^\circ\text{C}$ e $T_w=40^\circ\text{C}$). A umidade do ar na saída Y_2 é:

$$Y_2 = Y_1 + \frac{m_w}{G} \quad (58)$$

O volume V do secador (m^3) é calculado pela expressão:

$$V = \frac{\tau F_2}{H \rho_b} \quad (59)$$

Onde τ é o tempo de residência do produto (h), e H é o tempo de retenção do secador, que é cerca de 0,07-0,08 do volume do secador, já que os valores nessa faixa dão bom desempenho em secadores industriais. O tempo de retenção pode ser calculado a partir das características geométricas do secador, mas é desejável obter a partir dos experimentos do que através dos cálculos teóricos. Nesse estudo de caso é estimado com base dos dados da planta piloto, e o volume é calculado pela expressão acima. O comprimento L do secador (m) é dado pela correlação:

$$L = \frac{4V}{\pi D^2} \quad (60)$$

Na prática a razão L/D deve ser dentro da faixa de 4 a 10, para um ótimo desempenho. O número de unidades de transferência de calor N_T é definido pela expressão:

$$N_T = \ln \frac{T_1 - T_w}{T_2 - T_w} \quad (61)$$

E deve ser na faixa de 1,5 a 2,5. Essas faixas foram estimadas através da experiência prática pelo estudo de secadores rotatórios diretos em detrimento de uma operação eficiente a ser alcançada.

Para o aquecimento do ar, um trocador de calor vapor-ar deve ser utilizado. Sua carga de energia deve ser suficiente para o aquecimento da corrente de ar da temperatura atmosférica inicial T_0 (°C) até a temperatura de entrada do secador T_1 , e é dada pela equação:

$$Q_{he} = GC_{p,ar}(T_1 - T_0) \quad (62)$$

Vapor à temperatura T_{st} (°C) será utilizado como meio de aquecimento no trocador. O consumo de vapor é:

$$F_{st} = \frac{Q_{he}}{\Delta H_{st}} \quad (63)$$

A eficiência térmica do secador é:

$$n_{th} = \frac{Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5}{Q_{he}} \quad (64)$$

A Tabela 6 apresenta as especificações, propriedades termo físicas, e o fator j para o projeto do secador.

Tabela 6: Especificações do projeto para o Estudo de caso 2.

Especificações do produto		
Taxa de produção (base seca)	F	350 kg/h db

Teor de umidade inicial	X_0	0,65 kg/kg db
Teor de umidade final	X	0,05 kg/kg db
Temperatura do produto inicial	T_{m1}	25 °C
Propriedades termo físicas		
Calor de evaporação da água	ΔH_w	2350 kJ/kg
Calor específico do produto	C_{ps}	1,0 kJ/kg °C
Calor específico da água	C_{pw}	4,18 kJ/kg °C
Calor específico do vapor	C_{pv}	1,88 kJ/kg °C
Calor específico do ar	$C_{p,ar}$	1,01 kJ/kg °C
Densidade bulk	ρ_b	570 kg/m ³
Propriedades do ar		
Temperatura do ar atmosférico	T_0	15 °C
Umidade do ar de entrada	Y_1	0,01 kg/kg db
Constantes		
Retenção do secador	H	0,075
Fator	α	0,1
Fator	j	0,85

Fonte: HANDBOOK OF INDUSTRIAL DRYING, 2006

E a Tabela 7 mostra os valores dos parâmetros calculados pelas equações acima.

Tabela 7: Resultado dos cálculos para o Estudo de caso 2.

Resultado dos cálculos de projeto		
Fluxo global do material na entrada	F_1	578 kg/h
Fluxo global do material na saída	F_2	368 kg/h
Evaporação da água	m_w	210 kg/h
Consumo global de calor	Q	577500 kJ/h
Calor para a evaporação	Q_1	493500 kJ/h

Calor para o vapor	Q_2	9870 kJ/h
Calor para o líquido	Q_3	13167 kJ/h
Calor para o produto sólido	Q_4	7000 kJ/h
Calor para a água do produto	Q_5	1463 kJ/h
Taxa mássica de ar	G	6,019 kg/h
Diâmetro	D	0,9 m
Volume	V	3,0 m ³
Comprimento	L	4,6 m
Número de unidades de transferência de calor	N_T	1,6
Carga de calor do trocador	Q_{he}	881447 kJ/h
Taxa de consumo de calor	F_{st}	316 kg/h
Eficiência térmica	n_{th}	0,60

Fonte: HANDBOOK OF INDUSTRIAL DRYING, 2006

CONCLUSÃO

Antigamente era uma prática comum que o secador fosse construído um pouco superdimensionado e ineficiente, mas mecanicamente sólido e bem comprovado em operação, ao invés de uma otimização do processo ser seguida, mesmo se o capital e os custos de operação fossem altos. Em anos recentes, muitos modelos e técnicas de simulação foram publicados, que podem ser úteis para projetos de secadores, especialmente quando o material de secagem é o mesmo ou similar ao modelo a que se refere. Entretanto, o desenvolvimento de um modelo universal de secador rotatório, que combine o movimento de cascata das partículas com a transferência de calor e massa, ainda é questionável. Deste modo, concluo que o avanço da tecnologia contribuiu, e continuará contribuindo, de forma significativa na criação de projetos de secadores mais economicamente viáveis. Esses projetos serão possíveis, por exemplo, a partir de modelos e técnicas de simulação que consigam descrever de forma satisfatória o que acontece com as partículas dentro do secador.

REFERÊNCIAS

- PACHECO; C.R.F., **Conceitos Básicos de Secagem, Capítulo 1**. Artigo feito por: Curso de Especialização em Papel e Celulose, 2002. Disponível em: < http://sites.poli.usp.br/d/pqi2530/alimentos/pacheco_secagem_cap_1.pdf>. Acesso junho de 2018.
- KIRK-OTHMER, **Encyclopedia of Chemical Technology**, 3^a Edição, Vol. 8, New York, 1981.
- MUJUMDAR, A.S. **Handbook of Industrial Drying**, 2^a Edição, New York, 1995.
- MUJUMDAR, A.S. **Handbook of Industrial Drying**, 3^a Edição, 2006.
- Sullivan, J.D., Maier, G.C., and Ralston, O.C., U.S. Bureau of Mines Technical, 1927.
- THORNE, B. and KELLY, J.J. **Mathematical model for the rotary drier**, Proc. Drying '80, Vol. 1, MUJUMDAR; A.S., Washington, 1980.