



UNIVERSIDADE FEDERAL DE LAVRAS

ANA CAROLINA TEIXEIRA

**ANÁLISE NUMÉRICA DO EFEITO DA GEOMETRIA DE
SUSPENSORES E VELOCIDADES DE ROTAÇÃO NA
FLUIDODINÂMICA DE TAMBOR ROTATÓRIO COM
SUSPENSORES**

**LAVRAS - MG
2020**

ANA CAROLINA TEIXEIRA

**ANÁLISE NUMÉRICA DO EFEITO DA GEOMETRIA DE SUSPENSORES E
VELOCIDADES DE ROTAÇÃO NA FLUIDODINÂMICA DE TAMBOR
ROTATÓRIO COM SUSPENSORES**

Monografia apresentada à Universidade Federal de Lavras, como parte das exigências do Curso de Engenharia Química, para a obtenção do título de Bacharel.

Prof(a). Dr(a). Suellen Mendonça Nascimento

Orientadora

LAVRAS – MG

2020

ANA CAROLINA TEIXEIRA

**ANÁLISE NUMÉRICA DO EFEITO DA GEOMETRIA DE SUSPENSORES E
VELOCIDADES DE ROTAÇÃO NA FLUIDODINÂMICA DE TAMBOR
ROTATÓRIO COM SUSPENSORES**

Monografia apresentada à Universidade Federal de Lavras, como parte das exigências do Curso de Engenharia Química, para a obtenção do título de Bacharel.

APROVADA em 25 de Agosto de 2020.

Prof(a). Dr(a). Iara Hernandez Rodriguez UFLA

Prof. Dr. Irineu Petri Júnior UFLA

Prof(a). Dr(a) Suellen Mendonça Nascimento
Orientadora

LAVRAS – MG

2020

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus por me dar forças nos momentos mais difíceis, por todas as oportunidades que tive e por me possibilitar a realização dos meus sonhos.

Agradeço a minha família, que sempre me apoio em todos os momentos, aos meus pais que sempre me incentivaram a ir atrás dos meus sonhos e por todo suporte que me derem para eu chegar até aqui. Agradeço ao meu Vô, que sempre se preocupou tanto com seus netos, me apoiou durante todo esse tempo e sempre deu conselhos que levo para a vida.

Agradeço a minha orientadora Suellen Mendonça Nascimento por todo suporte e contribuição para a elaboração deste trabalho e por ser uma excelente professora, sempre dedicada ao seu trabalho.

Agradeço a todos os amigos que contribuíram de forma direta ou indireta para eu chegar até aqui. Agradeço ao meu namorado Alexandre, por todo suporte que me deu durante a graduação, sempre me apoiando em todos os momentos e me incentivando, por sempre estar ao meu lado e me apoiar na realização dos meus sonhos.

Agradeço também a todos os familiares que de alguma forma sempre contribuíram para que eu realizasse os meus sonhos.

RESUMO

Um dos equipamentos mais utilizados para secar materiais granulares é o secador rotatório. Ele é composto de um tambor cilíndrico, com suspensores em seu interior, que transportam o material do fundo do tambor até a parte superior do secador, em seguida, o material é lançado e cai em cascata através do gás de secagem. O processo de secagem envolve transferências de massa e calor, e requer um alto consumo energético, assim, alguns parâmetros são essenciais para obter rentabilidade nesse processo. Dessa forma, diversos trabalhos estudam os vários fatores que afetam o desempenho dos secadores, entre eles a velocidade de rotação, a geometria do suspensor e a quantidade de sólidos. A compreensão do comportamento das partículas no interior do secador rotatório é de extrema importância para melhorar a sua eficiência. A forma como se dá o movimento dos sólidos no interior do equipamento afeta diretamente os fenômenos de transferência de calor e massa. Para esse estudo, geralmente são utilizados tambores rotatórios com suspensores, mas sem a alimentação de ar de secagem, com o objetivo de se obter uma compreensão apenas do movimento das partículas nestes equipamentos. A abordagem Euler-Euler é uma excelente ferramenta no estudo de sistemas particulados, por possuir um custo computacional relativamente baixo, com um menor número de parâmetros utilizados. Assim, o presente trabalho tem como objetivo simular a dinâmica dos sólidos em um tambor rotatório, com três geometrias de suspensores (reto, circular e circular modificado) nas velocidades de 21,3 e 36,1 rpm. Primeiramente validou-se a simulação do suspensor reto com o trabalho experimental do trabalho de Nascimento (2018), em seguida analisou-se os efeitos das velocidades de rotação do tambor e das outras geometrias dos suspensores nas quantidades de sólidos na região ativa e passiva. Dessa forma pôde-se determinar quais suspensores promoveram uma maior quantidade de sólido na região ativa, que é a região onde ocorre a secagem propriamente dita. Os resultados simulados para o suspensor reto, ao serem comparados com os dados experimentais, apresentaram uma boa concordância, principalmente na velocidade de 21,3 rpm. Desta maneira, o modelo foi extrapolado para os outros formatos de suspensores. Os resultados mostraram que para os três tipos de geometrias analisadas, o aumento da velocidade de rotação gerou um aumento na quantidade de sólidos carregados pelo suspensor e na região ativa. E analisando a geometria dos suspensores, os resultados demonstraram que o suspensor circular obteve a maior quantidade de sólidos, tanto nos suspensores, como na região ativa.

Palavras-chave: Fluidodinâmica computacional; secador rotatório; região ativa; carga de sólidos.

ABSTRACT

One of the most used equipment for drying granular materials is the rotary dryer. It consists of a cylindrical drum, with suspenders inside, which when rotating promotes the cascading of solids through the gas stream. The drying process involves mass and heat transfers, and because it requires high energy consumption, some parameters are essential to obtain profitability in this process. Thus, several studies analyze the various factors that affect the performance of the dryers, among them the speed of rotation, the geometry of the flights and the holdup of solids. Understanding the behavior of the particles inside the rotary dryer is extremely important to improve its efficiency. The way the solids move inside the equipment directly affects the phenomena of heat and mass transfer. For this study, rotary drums with flights are generally used, but without drying air supply, to obtain an understanding only of the movement of the particles in this equipment. The Euler-Euler approach is an excellent tool in the study of particulate systems, as it has a relatively low computational cost, with a smaller number of parameters used. Thus, the present work aims to simulate the dynamics of solids in a rotating drum, with three flights geometries (rectangular, circular and modified circular) at speeds of 21.3 and 36.1 rpm. First, the simulation of the rectangular flight was validated with the experimental work, and then the effects of drum rotation speeds and other flights geometries were analyzed on the amounts of solids in the active and passive region. In this way, it was possible to determine which flights promoted a greater amount of solid in the active region, which is the region where the actual drying occurs. The simulated results for the rectangular flights, when compared with the experimental ones, showed a good agreement, mainly at the speed of 21.3 rpm. In this way, the model was extrapolated to the other flights geometries. The results showed that for the three types of geometries analyzed, the increase in the rotation speed generated an increase in the solids holdup in the flight and in the active region. And analyzing the flights geometries, the results showed that the circular flight provided the highest amount of solids, both in the suspenders and in the active region.

Key words: Computational fluid dynamics; rotary dryer; active region; solids holdup; flights.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Secador rotatório com suspensores.....	5
Figura 2.2 - Cascadeamento dos sólidos na parte interna do secador.	7
Figura 2.3 - Tipos de suspensores mais comuns em secadores rotatórios.....	8
Figura 2.4 - Tipos comuns de suspensores	8
Figura 2.5 - Condições de carregamento de um secador rotatório com suspensores: (a) sub-carregado; (b) carregamento ideal; (c) sobrecarregado.	11
Figura 2.6 - Fase ativa e passiva em um secador rotatório.....	12
Figura 2.7 - Principais formas de dissipação viscosa dentro de um escoamento granular: cinética, cinética-colisional e friccional.	16
Figura 3.1 - Geometrias dos suspensores: (a) retangular, (b) circular e (c) circular modificado	20
Figura 3.2 - Faces isométricas e frontais das malhas computacionais obtidas com o <i>software</i> Fluent®: (a) Suspensor retangular (b) Suspensor circular e (c) Suspensor circular modificado.	22
Figura 3.3 - Divisão das regiões no tambor rotatório	23
Figura 4.1 - Comparação entre a massa de sólidos em função da posição angular para o tambor operando em: (a) 21,3 rpm e (b) 36,1 rpm.....	26
Figura 4.2 - Massa de sólidos no suspensor reto em função da posição angular para as velocidades de 21,3 e 36,1 rpm.	27
Figura 4.3 - Massa de sólidos na região ativa do suspensor reto em função da posição angular para as velocidades de 21,3 e 36,1 rpm.	28
.....	28
Figura 4.4 - Massa de sólidos no suspensor circular em função da posição angular para as velocidades de 21,3 e 36,1 rpm.	29
Figura 4.5 - Massa de sólidos na região ativa do suspensor circular em função da posição angular para as velocidades de 21, e 36,1 rpm.	29
Figura 4.6 - Massa de sólidos em função da posição angular no suspensor circular modificado para as velocidades de 21,3 e 36,1 rpm.	30

Figura 4.7 - Massa de sólidos na região ativa no suspensor circular modificado em função da posição angular para as velocidades de 21,3 e 36,1 rpm.....	30
Figura 4.8 - Massa de sólidos nos suspensores em função da posição angular para (a) 21,3 rpm e (b) 36,1 rpm.	31
Figura 4.9 - Massa de sólidos na região ativa em função da posição angular de um suspensor para o tambor operando em (a) 21,3 rpm e (b) 36,1 rpm.	33
Figura 4.10 - Contorno da fração volumétrica de sólidos do suspensor reto: (a) Contorno em 21,3 rpm (b) Contorno em 36,1 rpm.....	34
Figura 4.11 - Contorno da fração volumétrica de sólidos do suspensor circular: (a) Contorno em 21,3 rpm (b) Contorno em 36,3 rpm.....	35
Figura 4.12 - Contorno da fração volumétrica de sólidos do suspensor circular modificado. .	36

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 - Propriedade do ar.	24
Tabela 3.2 - Modelos utilizados para os parâmetros.	24
Tabela 3.3 - Métodos de solução.	24

LISTA DE SÍMBOLOS

d_s	Diâmetro da fase granular	[m]
e_{ss}	Coefficiente de restituição	[-]
$G_{k,m}$	Produção de energia cinética	[-]
$g_{0,ss}$	Função de distribuição radial	[-]
$\bar{\mathbf{I}}$	Tensor de tensão unitário	[-]
I_{2D}	Segundo invariante do tensor tensão	[-]
k	Energia cinética de turbulência	[m ² /s ²]
K_{sf}	Coefficiente de troca de momento entre as fases fluida e sólida	[kg/s]
k_{θ_s}	Coefficiente de difusão de energia granular	[-]
p	Pressão	[N/m ²]
P_f	Pressão friccional	[N/m ²]
p_s	Pressão de sólidos	[N/m ²]
V	Volume	[m ³]
V_q	Volume de determinada fase	[m ³]
\vec{v}_m	Velocidade da mistura	[m/s]
\vec{v}_f	Vetor velocidade da fase fluida	[m/s]
\vec{v}_s	Vetor velocidade da fase sólida	[m/s]
Símbolos gregos		
α	Fração volumétrica	[-]
α_f	Fração volumétrica da fase fluida	[-]
α_s	Fração volumétrica da fase sólida	[-]
$\alpha_{s,max}$	Limite máximo de empacotamento	[-]
γ_{θ_s}	Dissipação de energia devido à colisão	[-]
ϕ_e	Ângulo de fricção interna	[-]
ϕ_{fs}	Coefficiente de troca de energia entre as fases	[-]
μ_m	Viscosidade molecular	[N.s/m ²]
μ_s	Viscosidade de cisalhamento	[N.s/m ²]
$\mu_{s,ci}$	Viscosidade cinética	[N.s/m ²]
$\mu_{s,co}$	Viscosidade colisional	[N.s/m ²]

$\mu_{s,fr}$	Viscosidade friccional	[N.s/m ²]
$\mu_{t,m}$	Viscosidade turbulenta da mistura	[N.s/m ²]
ρ_m	Densidade da mistura	[kg/m ³]
ρ_f	Massa específica da fase fluida	[kg/m ³]
ρ_s	Massa específica da fase sólida	[kg/m ³]
θ_s	Temperatura granular	[m ² /s ²]
$\bar{\tau}_f$	Tensor da fase fluida	[N/m ²]
$\bar{\tau}_s$	Tensor da fase sólida	[N/m ²]
λ_s	Viscosidade bulk	[N/m ²]

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	1
1.1 Objetivos.....	2
2 REFERENCIAL TEÓRICO.....	4
2.1 Fenômenos de secagem	4
2.2 Secadores rotatórios.....	4
2.3 Suspensores	7
2.4 <i>Holdup</i> nos suspensores	9
2.5 Dinâmica das partículas no interior do secador rotatório	10
2.6 Fluidodinâmica computacional	12
2.6.1 Modelo Euleriano Granular Multifásico.....	14
2.6.2 Teoria Cinética Granular	15
2.6.3 Tensões viscosas.....	16
2.6.4 Turbulência.....	18
2.6.5 Simulações de tambores rotatórios com suspensores	18
3 METODOLOGIA.....	20
3.1 Construção da geometria do equipamento.....	20
3.2 Criação da malha computacional.....	21
3.3 Condições de contorno e modelos utilizados na simulação	23
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO	26
4.1 Validação da simulação com dados da literatura.....	26
4.2 Influência da velocidade em cada geometria de suspensores.....	27
4.3 Contorno da fração volumétrica de sólidos	34
5 CONCLUSÃO E SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS	37
5.1 Conclusão	37
5.2 Sugestões de trabalhos futuros	38
REFERÊNCIAS	39

1 INTRODUÇÃO

Diversas indústrias procuram desenvolver produtos de alta qualidade e durabilidade, buscando alternativas para aperfeiçoar seus processos de fabricação. Dentre eles, um processo que é utilizado para a obtenção de diversos produtos do ramo alimentício, químico e de minérios é a secagem. Estes produtos passam pelo processo da secagem em algum estágio do processo fabril, com o objetivo de adequar os materiais a um determinado teor de umidade para o processamento, conservação, liga ou obtenção de características químicas específicas (MACEDO, 2016).

Na secagem há a presença de duas fases, a primeira formada pelo material a ser seco e a segunda pelo gás que irá fazer a remoção da umidade. Com o objetivo de aumentar as taxas de transferência de calor e massa envolvidas, e promover a secagem, muitas indústrias possuem processos que requerem uma elevada área de contato entre as fases. O tambor rotatório é um equipamento que permite isso, e acrescido à sua geometria relativamente simples e à capacidade de trabalhar com materiais de grandes faixas granulométricas, esse é um dos equipamentos mais utilizados no processo de secagem.

O secador rotatório consiste em um tambor fixado com uma pequena inclinação em relação à horizontal, acoplado a um sistema que o permite rotacionar à uma velocidade controlada. O material é alimentado em uma das extremidades e percorre todo o leito do equipamento até sair pela outra extremidade (LEONEL, 2014). Além disso, dentro do equipamento existem suspensores que contribuem para esse avanço do material e promovem o cascadeamento desse através da corrente do gás de secagem.

A maior parte da secagem do material ocorre quando os sólidos caem dos suspensores e entram em contato direto com o gás, isso corresponde a aproximadamente um décimo do tempo de residência do sólido no secador (SILVÉRIO, 2012). E por isso, essa região, compreendida no centro do tambor é chamada de região ativa e o tempo de permanência do sólido nela deve ser maximizado. Enquanto que, quando os sólidos estão apenas sendo carregados pelos suspensores ou no fundo do equipamento, eles estão na região denominada como passiva, e a taxa de secagem é quase nula (SHEEHAN *et al.*, 2005).

Para a compreensão da fluidodinâmica do sólido nessas duas regiões, usualmente é utilizado o tambor rotatório com suspensores, sem a presença do ar de secagem, e disposto na horizontal (NASCIMENTO, 2018). As principais variáveis que afetam o movimento dos

sólidos são a geometria do equipamento, incluindo o formato, tamanho e número dos suspensores, a velocidade de rotação e os materiais a serem secos.

Diferentes metodologias numéricas têm sido propostas, ano após ano, com o intuito de resolver os problemas relacionados a confecção de equipamento, custo de matéria-prima e de tempo gasto na análise de processos complexos (NASCIMENTO *et al.*, 2015). Uma ferramenta complementar muito útil no auxílio à compreensão do escoamento em tambores rotatórios, permitindo a análise da influência das variáveis supracitadas, é a fluidodinâmica computacional (CFD). A presença de duas fases justifica a aplicação de um modelo multifásico em que as equações diferenciais de transferência de energia, massa e quantidade de movimento são resolvidas em um volume de controle que as abrange, sendo estas tratadas como interpenetrantes e contínuas (LIMA, 2017).

A compreensão dos perfis de descarga de sólidos dos suspensores é extremamente importante para a descrição do comportamento das partículas nos mesmos. Dessa forma, a dinâmica dos sólidos em tambores rotatórios com suspensores de diferentes geometrias vem sendo bastante estudada nos últimos anos. No entanto, estes trabalhos têm como objetivo principal a compreensão do movimento dos sólidos para suspensores retos e angulares de dois e três segmentos. Lisboa (2005) apresenta duas geometrias de suspensores teóricos que ainda possuem pouca aplicação industrial, o suspensor semi-circular, proposto por Porter (1963) e com variações sugeridas por Baker (1988), e o suspensor E.A.D. (Equal Angular Distribution) proposto por Kelly (1968). Dessa forma, optou-se por estudar numericamente a dinâmica dos sólidos no equipamento com esses suspensores, com o intuito de comparar com suspensor o reto de dois segmentos.

1.1 Objetivos

Desta forma, este trabalho tem como objetivo:

- Realizar a simulação em CFD, usando o *software* Fluent[®], da dinâmica dos sólidos em um tambor rotatório com 12 suspensores;
- Comparar os dados obtidos da simulação do suspensor reto com os resultados experimentais obtidos por Nascimento *et al* (2015);
- Ajustar um modelo para a descrição do equipamento;
- Com o modelo ajustado, utilizaremos o modelo para o tambor operando com suspensores circular e circular modificado, com isso analisaremos a quantidade de material nas fases ativa e passiva nas velocidades de 21,3 e 36,1 rpm;

- Com isso, encontrar, entre os suspensores analisados, aquele que proporcione uma maior quantidade de sólidos na região ativa do secador.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 Fenômenos de secagem

O processo de secagem está presente em diversas etapas industriais. Ele consiste na remoção da umidade de um determinado material através de mecanismos que promovam a transferência de calor e massa entre o produto úmido e o fluxo gasoso. A secagem além de ser um processo econômico, também apresenta outras vantagens, como conservar a qualidade do produto e facilitar o transporte e o manuseio do material, assim, quando o material é submetido a secagem, a qualidade do produto é conservada e com isso o valor agregado ao produto final tende a aumentar (LISBOA, 2005). A secagem possibilita o atendimento às imposições do mercado consumidor e as leis de regulamentação para a comercialização de diversos produtos (BICALHO, 2010).

Estando entre as operações mais usadas na indústria, na maioria das vezes a secagem é a última parte do processamento do produto, antes apenas de sua classificação e embalagem. No entanto, por ser um processo que requer um alto consumo energético, gastos com manutenção e um grande investimento inicial, apresenta um impacto comercial grande no custo final do produto. Alguns parâmetros essenciais para obter rentabilidade nesse processo são: a quantidade de energia gasta, o tempo da operação e a qualidade final do produto seco.

Para cada tipo de material e finalidade do processo existem diferentes tipos de secadores, cada um com suas especificações de operação. Os mais utilizados nas indústrias são: secadores de câmara ou bandejas, secador de leito fluidizado, secador pneumático e o secador atomizador ou *spray dryer* (MACEDO, 2016).

2.2 Secadores rotatórios

Dentre os secadores existentes para a secagem de material particulado, os secadores rotatórios são um dos mais utilizados mundialmente, desde as indústrias de alimentos até a metalúrgica, de minerais e na indústria química. Um dos motivos de sua vasta aplicabilidade em diversas indústrias se deve ao fato de que esses equipamentos conseguem trabalhar com uma ampla faixa granulométrica de materiais, com diferentes propriedades físicas (FERREIRA *et al.*, 2014).

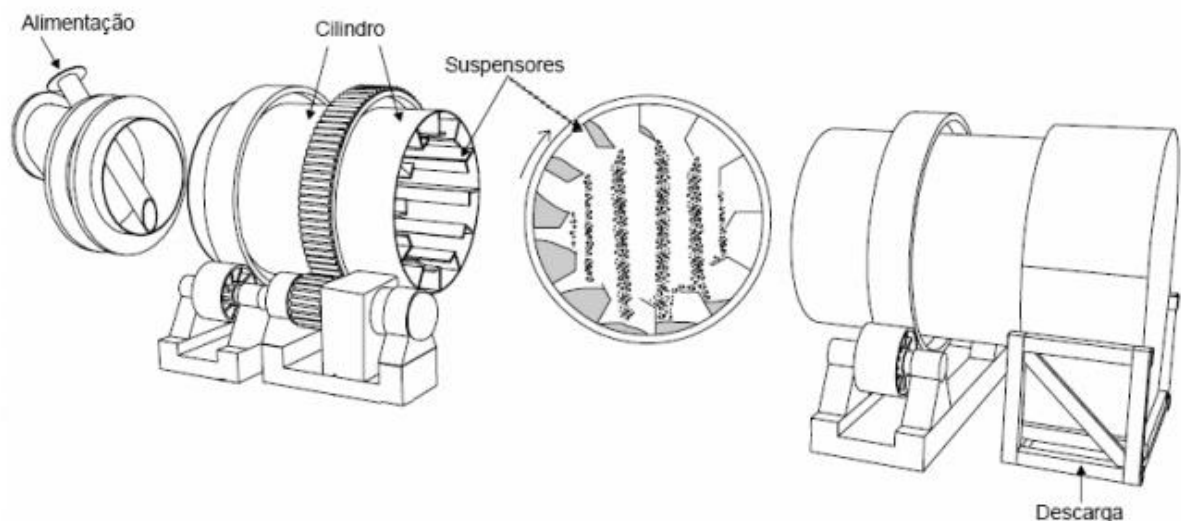
O secador rotatório pode ser construído com diferentes dimensões para atender às demandas específicas. Entretanto, mesmo sendo um dos equipamentos mais utilizados nas indústrias, ele é um equipamento caro, tanto para a aquisição e instalação, quanto com o gasto

de energia consumida durante seu uso (BICALHO *et al*, 2010). Nas indústrias madeireiras a energia gasta no processo de secagem pode chegar a cerca de 70% do gasto industrial, para a indústria de papel esse valor chega a cerca de 27%, já para a produção de polpas o gasto chega a 33% (KUDRA, 2004).

Entretanto, esse custo pode ser minimizado significativamente através de um estudo que vise o controle da temperatura e do fluxo do ar de secagem, pois estas propriedades são as que mais afetam o gasto de energia. Durante a operação deste equipamento, diversas variáveis afetam a transferência de calor, e conseqüentemente o seu desempenho, tais como: as temperaturas do material a ser secado e do gás, as taxas de alimentação do ar e do sólido, o diâmetro, inclinação, comprimento, rotação do tambor, número de suspensores no secador e a sua capacidade.

O secador rotatório é constituído de um cilindro, geralmente fabricado em aço, levemente inclinado na horizontal, equipado internamente com suspensores e que gira em torno do seu eixo longitudinal. Esses suspensores promovem o cascadeamento do material e isso faz com que ocorra um aumento do contato entre o sólido e o gás de secagem, aumentando assim a taxa de secagem (BICALHO *et al*, 2010). O esquema de um secador rotatório é representado na Figura 2.1.

Figura 2.1 - Secador rotatório com suspensores



Fonte: Fernandes, 2008.

A construção de um secador rotatório varia conforme a necessidade e a finalidade, seu diâmetro pode variar de 0,3 m até 2 m e o comprimento de 5 m até 90 m. Este equipamento

rotaciona devido ao apoio de rodas embaixo de sua casca cilíndrica e é tracionado por uma corrente sobre uma coroa dentada (MACEDO, 2016).

A alimentação acontece na parte superior do equipamento, posteriormente, o material percorre o secador devido à rotação e ação da gravidade, e finalmente o produto sai seco na extremidade oposta da alimentação. O secador pode ser classificado de acordo com o tipo de contato entre o gás e o sólido, e isso depende do tipo de arranjo do equipamento, assim ele pode ser classificado em fluxo paralelo (quando o sólido é alimentado na mesma extremidade do gás de secagem) ou contracorrente (quando o sólido e o gás de secagem são alimentados em extremidades opostas) (HONORATO, 2006).

No fluxo em contracorrente, o contato com o material pelos gases quentes, faz com que o teor de umidade possa ser reduzido ao mínimo. Entretanto, a carga final de produto pode ser aquecida excessivamente, de tal modo que este tipo de fluxo não deve ser utilizado para produtos que são termosensíveis. Essa temperatura alta do produto, pode resultar em problemas de degradação de certas propriedades dos produtos que são termosensíveis.

No secador com configuração de fluxo paralelo, grande parte da secagem acontece no início do secador, pois o resfriamento do gás ocorre rapidamente durante o início da evaporação. Assim o fluxo em paralelo é bastante utilizado para secar alimentos, polímeros e materiais biológicos (SILVÉRIO, 2012).

Em relação à fluidodinâmica, no fluxo em paralelo, têm-se uma maior velocidade do material passando pelo secador, pois o gás desloca-se na mesma direção. O contato entre os gases de entrada e o material úmido, proporciona uma secagem superficial rápida, e isto pode ser muito vantajoso para os materiais que tendem a grudar nas paredes. O fluxo em paralelo pode ser utilizado para materiais sensíveis ao calor, pois ocorre uma rápida redução da temperatura do gás, devido ao contato imediato com o material úmido.

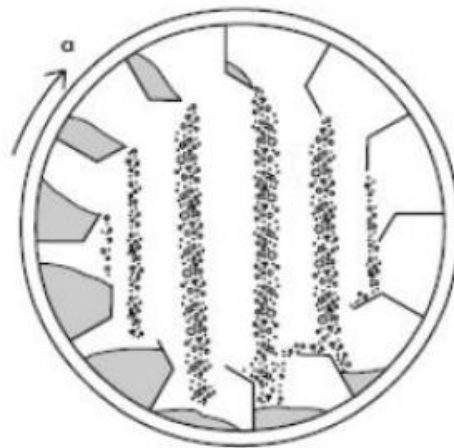
O secador rotatório com aquecimento direto, é indicado para sólidos relativamente grossos, que possuem qualquer formato em fluxo livre. Uma alimentação contínua, de até 100 toneladas por hora, pode ser facilmente processada por esse equipamento. Além disso, a versatilidade deste tipo de secador permite que ele seja usado para diversos tamanhos de partícula e conteúdo de umidade (BAKER, 1983).

2.3 Suspensores

A secagem nos tambores rotatórios é promovida pela ação dos suspensores, eles são responsáveis pelo cascadeamento do material no interior do equipamento, promovendo o contato do sólido com o gás de secagem. Os suspensores transportam o material do fundo do tambor até a parte superior do secador. Em seguida, o material é lançado e cai em cascata através do gás de secagem (SILVÉRIO, 2012).

A configuração dos suspensores afeta diretamente o desempenho do equipamento, esse desempenho depende de cada projeto e varia com o número de suspensores, a sua dimensão e forma (HONORATO, 2006). Com a seleção adequada do tipo de suspensor a ser utilizado, obtém-se uma secagem mais rápida e homogênea, consequentemente aumenta-se também o desempenho do secador. Os tipos de suspensor mais utilizados para proporcionar esse aumento de contato entre o gás de secagem e o material a ser secado são os suspensores curvados (BICALHO et al, 2010). A forma como os suspensores estão dispostos no equipamento está representada na Figura 2.2.

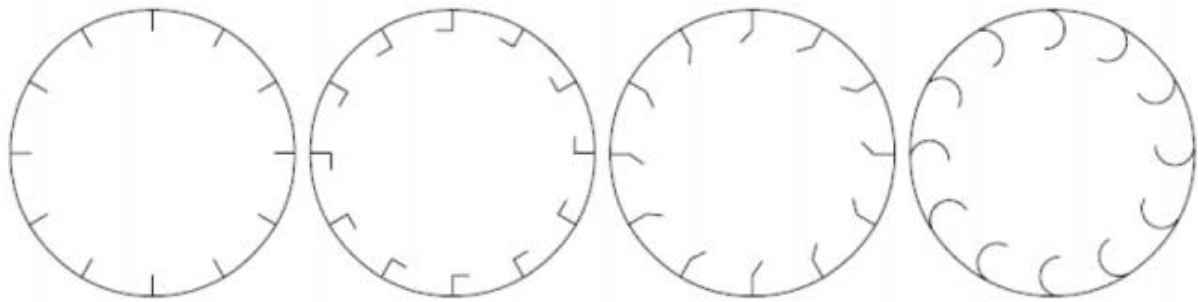
Figura 2.2 - Cascadeamento dos sólidos na parte interna do secador.



Fonte: Fernandes, 2008.

O tipo de material a ser secado influencia na escolha do suspensor, podendo conter mais de um tipo de suspensor no tambor rotatório. Recomenda-se que a distância entre a extremidade do suspensor e a parede do tambor seja entre $1/12$ e $1/8$ do diâmetro do secador (SILVÉRIO, 2012). Os diferentes tipos de suspensores presentes na literatura, são ilustrados na Figura 2.3.

Figura 2.3 - Tipos de suspensores mais comuns em secadores rotatórios.



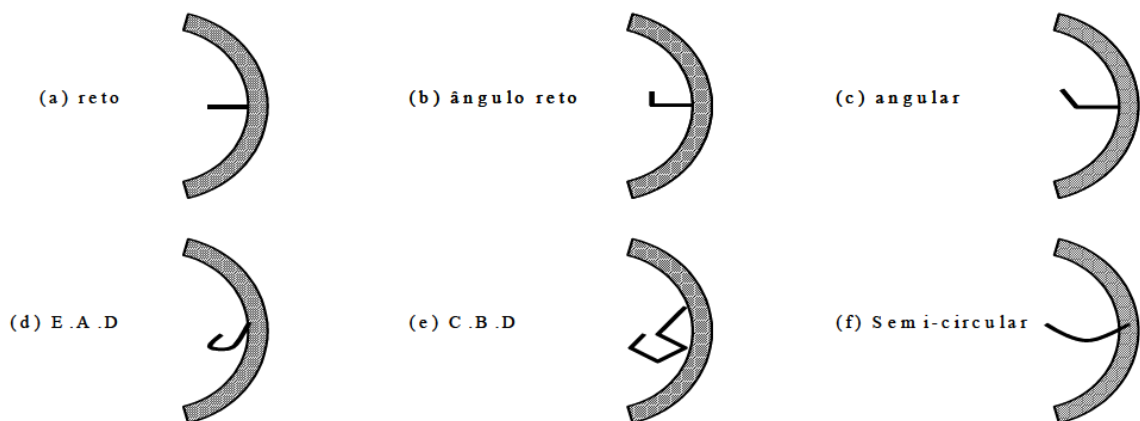
a) Suspensores retos b) Com ângulo reto c) Angulares d) Helicoidais

Fonte: Fernandes, 2008.

Na indústria de fertilizantes, utiliza-se o suspensor reto no começo do secador rotatório, pois é no início do equipamento que é inserido o material úmido. Dessa forma os suspensores retos são muito utilizados para secar materiais que aderem nas paredes internas, já os suspensores angulares são utilizados para materiais menos aderentes (FERNANDES, 2008).

Lisboa (2005) também apresenta alguns tipos de suspensores, que são mostrados na Figura 2.4. Assim, como mencionado por Fernandes (2008), os suspensores retos, mostrados na Figura 2.4 (a), são utilizados para a secagem de um material mais aderente à parede, enquanto que os angulares e ângulo reto (Figuras 2.4 (b) e 2.4 (c)) são utilizados para um material com maior escoabilidade. Sendo esses os três suspensores mais utilizados na indústria.

Figura 2.4 - Tipos comuns de suspensores



Fonte: Lisboa, 2005.

Na Figura 2.4 observa-se também os suspensores de distribuição central (CBD) e o de igual distribuição (E.A.D), desenvolvido por Kelly (1968). O suspensor E.A.D tem como objetivo melhorar o desempenho da secagem, através do contato uniforme do gás de secagem com o sólido. Outro formato de suspensor é o semi-circular (Figura 2.4 (f)), que foi

desenvolvido por Porter (1963). De acordo com o autor, os suspensores E.A.D e C.B.D não são tão explorados na literatura e não são comumente empregados industrialmente, possivelmente por causa do formato complexo.

O formato dos suspensores influencia diretamente na descarga de sólidos. A quantidade de sólidos despejadas pelos suspensores E.A.D para $0 \leq \theta \leq 180^\circ$ é constante. Os suspensores com ângulos retos exibem uma taxa de cascata razoavelmente constante, mas com ângulo final de descarga $\theta < 140^\circ$. Os suspensores semicirculares exibem taxas de cascadeamento que diminuem rapidamente com θ , assim o cascadeamento cessa aproximadamente entre 90 e 120° (LISBOA, 2005). Essas inferências mostram a importância de se estudar a carga de material no suspensor em função da posição angular em diferentes geometrias de suspensores.

2.4 Holdup nos suspensores

Para obter a melhor operação de um secador rotatório, este deve fazer com que a maior quantidade de sólidos seja cascadeada através do gás de secagem. Dessa forma o estudo do *holdup* no tambor rotatório, que é o carregamento de sólidos pelos suspensores, é de extrema importância para a operação do equipamento próxima à ideal (LEE, 2008).

Para que os suspensores operem com um carregamento ótimo, os secadores rotatório devem operar com cerca de 10 a 15% do seu volume preenchido com o sólido (BAKER, 1983). Esta faixa de carregamento é definida, pois acima deste valor é possível que os suspensores não consigam elevar toda a carga, e uma parte permaneça no fundo do equipamento, sem contato com o gás de secagem, dessa forma, a umidade final do material não atinge as especificações de projeto. Já abaixo dessa faixa, a carga não seria suficiente para carregar o suspensor, e a área em que deveria estar sendo aproveitada para realizar o contato gás-sólido fica subutilizada, fazendo com que sua operação seja ineficiente (NASCIMENTO, 2018).

O conhecimento da quantidade de sólidos transportados pelos suspensores é, então, essencial para assegurar que o tambor esteja operando em condições próximas ao ponto ótimo. Revol *et al.* (2001) desenvolveram matematicamente uma equação para a estimativa da carga de sólidos em suspensores de três segmentos. O método proposto pelos autores baseou-se em dois sistemas de coordenadas cartesianas e para calcular o volume de material no suspensor, foram determinadas as coordenadas dos pontos dos suspensores e o ângulo entre os dois conjuntos de coordenadas avaliados, permitindo assim estimar a quantidade de sólido em um suspensor em função de sua posição angular. No entanto, ao comparar com os resultados experimentais, os autores observaram que as taxas de descarga de sólidos dos suspensores,

previstas pelo modelo não representavam bem o experimento. Os autores associaram essa diferença de resultados com as incertezas associadas à medida do ângulo de repouso dinâmico.

Baseado no trabalho de Revol *et al.* (2001), Lisboa (2005) desenvolveu também um modelo matemático baseado nas coordenadas cartesianas para o cálculo da carga de sólidos em suspensores de dois segmentos. O autor conseguiu uma boa representação dos dados experimentais através do modelo.

Van Puyvelde (2009) desenvolveu um outro modelo para estimar a quantidade de material nos suspensores e comparar com as suas diferentes geometrias, esse modelo foi denominado de GFRLift. No estudo o autor concluiu que os suspensores com geometrias mais complexas, possuem uma quantidade menor de material perdido, distribuindo melhor o sólido através do gás de secagem, e que os suspensores com geometrias mais simples, transportaram uma quantidade menor de material, fazendo com que a secagem não fosse tão eficiente.

Lee e Sheehan (2010) desenvolveram um modelo geométrico para o perfil de descarga de suspensores de dois segmentos. Para verificação do modelo, os autores construíram um dispositivo que simulava a descarga de um suspensor. Apesar de o modelo desenvolvido representar bem os dados experimentais, ele se mostrou muito sensível ao ângulo de repouso do material.

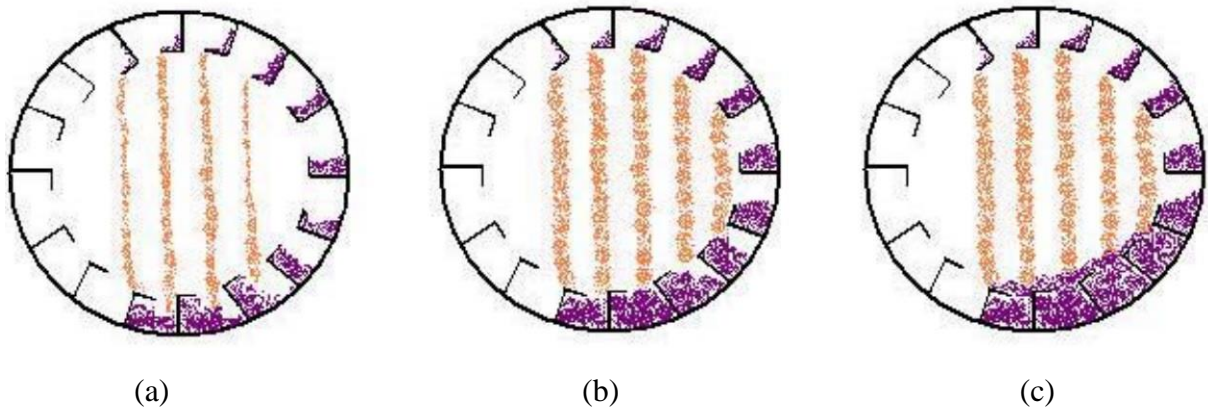
Os modelos propostos na literatura mostram que a geometria do suspensor influencia diretamente na dinâmica das partículas. Apesar disso, os modelos desenvolvidos se limitam a casos específicos de suspensores, não se adaptando bem às geometrias mais modernas, que ainda carecem de estudos fluidodinâmicos.

2.5 Dinâmica das partículas no interior do secador rotatório

O estudo da dinâmica das partículas no interior do secador rotatório é de extrema importância para compreender os diferentes mecanismos que afetam o movimento dos sólidos em seu interior (NASCIMENTO, 2018). Dessa forma, os secadores rotatórios podem ser classificados de acordo com o carregamento de sólidos nos suspensores em: carregamento ideal, sub-carregamento e sobrecarregamento. O carregamento ideal ocorre quando a área do suspensor é preenchida completamente. O sub-carregamento acontece quando a quantidade de sólidos é insuficiente para preencher completamente os suspensores, gerando uma quantidade inferior de material em cascateamento. E o sobrecarregamento ocorre quando há mais sólidos nos suspensores do que eles conseguem transportar, ocasionando em um excesso de material

na parte inferior do secador. Tanto o sub-carregamento, quanto o sobrecarregamento causam uma menor eficiência do processo de secagem (LEE, 2008). A Figura 2.5 ilustra os três tipos de carregamento em suspensores.

Figura 2.5 - Condições de carregamento de um secador rotatório com suspensores: (a) sub-carregado; (b) carregamento ideal; (c) sobrecarregado.



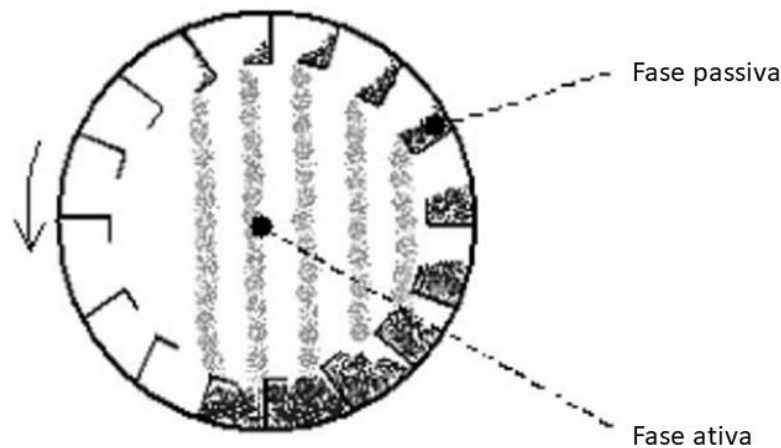
Fonte: Lee, 2008.

Baker (1988) observou que para se obter o máximo aproveitamento da área de secagem, é necessário que o suspensor promova um cascadeamento ao longo da seção do tambor e que a queda das partículas ocorra a partir de 0° , por isso o projeto de suspensores é extremamente importante para o processo de secagem.

Sheehan, Britton e Schneider (2005) denominaram duas fases para a processo de secagem do tambor rotatório, a fase ativa que se refere ao material que sofre cascadeamento e entra em contato com o gás de secagem, e a fase passiva que se refere ao material que fica no fundo do secador e nos suspensores.

Como a secagem ocorre na região ativa do secador, quanto maior a quantidade desse material caindo em cascata nessa região, maior será a taxa de secagem. Entretanto, se as partículas estiverem muito concentradas em uma área, a transferência de calor e massa pode ser prejudicada nas partículas vizinhas (LISBOA, 2005). A divisão das fases pode ser observada na Figura 2.6.

Figura 2.6 - Fase ativa e passiva em um secador rotatório.



Fonte: adaptado de Sheehan, Britton e Schneider, 2005.

Entretanto essa divisão não é exata, pois os sólidos mudam constantemente de uma fase para a outra, e essa troca depende da propriedade do sólido e de parâmetros operacionais. Os principais fatores envolvidos são: a coesão, o ângulo dinâmico de repouso, a taxa de alimentação do gás de secagem, inclinação do tambor e a velocidade de rotação (SHEEHAN; BRITTON; SCHNEIDER, 2005).

Para o processo de secagem, a separação entre as duas fases é muito importante, pois há uma diferença de transporte de sólidos entre elas, assim a secagem ocorre em sua maior parte na fase ativa. Dessa forma, obtendo a massa de sólidos presente na fase ativa é possível relacionar a taxa de transferência de calor e massa com a área superficial da secagem.

Diante disso, faz-se necessário estudos fluidodinâmicos do sólido na região ativa do secador. Além dos estudos experimentais, a fluidodinâmica computacional aparece como uma ferramenta complementar ao auxílio a compreensão do escoamento dos sólidos no interior do secador.

2.6 Fluidodinâmica computacional

Com a fluidodinâmica computacional (CFD) é possível compreender a fluidodinâmica das partículas e do fluido no interior do secador, e isso é possível através da conservação de massa, energia e movimento que é expressada por um conjunto de equações diferenciais parciais. Com essa técnica é possível aumentar a lucratividade do processo através da otimização, prevendo o comportamento das partículas no interior do tambor rotatório (BICALHO, 2010).

Como a maioria das equações da fluidodinâmica da partícula não possuem uma solução analítica conhecida para os problemas práticos, os simuladores avançados surgem para fornecer resultados em um tempo computacional razoável através de algoritmos. Atualmente, existem *softwares* para a simulação CFD, mas um dos mais utilizados é o Fluent® (MACHADO, 2016).

Em conjunto com os estudos experimentais, as simulações numéricas são uma ferramenta importante no estudo de escoamentos de materiais granulares. As principais abordagens utilizadas nas simulações de escoamento granulares são a metodologia Euleriana e o Método dos Elementos Discretos (DEM). Na metodologia DEM, também conhecida como Lagrangeana, cada partícula presente no escoamento é acompanhada e todas as forças de interação que agem sobre elas são calculadas individualmente. Por possuir uma modelagem mais simples, essa metodologia é muito utilizada para descrever o comportamento das partículas em tambores rotatórios, porém essa metodologia fica restrita ao número de partículas presentes no interior do equipamento, devido ao alto custo computacional (NASCIMENTO, 2018).

Na abordagem Euleriana, ambas as fases podem ocupar o mesmo volume de controle, sendo que a fração volumétrica é a variável que quantifica cada fase. Essa abordagem também considera que toda a matéria é contínua (LUNA, 2013). Uma vantagem da abordagem Euleriana é a capacidade de simular equipamentos em larga escala, pois seu algoritmo de solução exige um menor esforço computacional, apresentando um menor tempo de cálculo em relação a abordagem Lagrangeana (MACHADO, 2016).

A desvantagem da abordagem Euleriana é de não permitir a descrição de partículas individuais em repostas gráficas, isto se deve ao fato de que elas são tratadas como contínuas, e as propriedades das partículas são calculadas com base na teoria cinética do fluxo granular, e isso dificulta a análise do escoamento das partículas (NASCIMENTO, 2015).

No *software* Fluent®, dentro da aproximação Euleriana, tem-se três modelos para o escoamento multifásico: o Modelo de Volume de Fluido (VOF), o Modelo de Mistura e o Modelo Euleriano, que pode ser chamado de Modelo Euleriano Granular Multifásico quando o sistema é composto por partículas e fluido. Para o presente trabalho será utilizado o modelo Euleriano Granular Multifásico, que é representado no tópico a seguir.

2.6.1 Modelo Euleriano Granular Multifásico

Nessa abordagem ambas as fases são tratadas como contínuas e interpenetrantes, utilizando o conceito de fração volumétrica (LIMA, 2017). O volume de determinada fase é determinado pela fração volumétrica daquela fase e é definido pela Equação 2.1.

$$V_q = \int_V \alpha_q dV \quad (2.1)$$

sendo o subscrito “q” a descrição de cada uma das fases, α representa a fração volumétrica e V o volume da fase. Então, para a fase fluida e granular, a conservação de massa pode ser expressa pelas Equações (2.2) e (2.3) respectivamente:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_f) + \nabla(\alpha_f \vec{v}_f) = 0 \quad (2.2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_s) + \nabla(\alpha_s \vec{v}_s) = 0 \quad (2.3)$$

em que α_f e α_s são a fração volumétrica da fase fluida e da fase sólida, respectivamente, e \vec{v}_f e \vec{v}_s são o vetor velocidade da fase fluida e da fase sólida respectivamente. Pela restrição da fração volumétrica, temos a Equação (2.4):

$$\alpha_f + \alpha_s = 1 \quad (2.4)$$

Da mesma forma, as equações de conservação da quantidade de movimento da fase fluida e da fase sólida, são dadas pelas Equações (2.5) e (2.6), respectivamente:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_f \rho_f \vec{v}_f) + \nabla(\alpha_f \rho_f \vec{v}_f \vec{v}_f) = -\alpha_f \nabla p + \nabla \bar{\tau}_f + \alpha_f \rho_f \vec{g} + (K_{sf}(\vec{v}_s - \vec{v}_f)) \quad (2.5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_s \rho_s \vec{v}_s) + \nabla(\alpha_s \rho_s \vec{v}_s \vec{v}_s) = -\alpha_s \nabla p - \nabla p_s + \nabla \bar{\tau}_s + \alpha_s \rho_s \vec{g} + (K_{sf}(\vec{v}_f - \vec{v}_s)) \quad (2.6)$$

sendo ρ_f e ρ_s a massa específica da fase fluida e da fase sólida, respectivamente, p a pressão, p_s a pressão de sólidos, $\bar{\tau}_f$ e $\bar{\tau}_s$ o tensor da fase fluida e da fase sólida, respectivamente, e K_{sf} o coeficiente de troca de momento entre as fases. Esse coeficiente contabiliza o efeito do arrasto exercido pela fase fluida sobre a fase sólida, sendo de grande importância na “interconexão” entre as diferentes fases.

Como o sistema é composto por partículas e fluido, as propriedades da fase particulada são dadas pela Teoria Cinética Granular que é apresentada no tópico a seguir.

2.6.2 Teoria Cinética Granular

A Teoria Cinética Granular é baseada na teoria cinética dos gases, e foi desenvolvida para descrever o comportamento e as interações da fase granular em um escoamento multifásico (LUN *et al.*, 1984). Nessa teoria surgem os conceitos de temperatura granular, pressão de sólidos e distribuição radial. A pressão de sólidos é o resultado do impacto de partículas atuando sobre uma superfície, dessa forma o gradiente de pressão (∇p_s), que é calculado na equação da conservação da quantidade de movimento da fase sólida, é obtido através do modelo de Lun *et al* (1994), de acordo com a Equação (2.7).

$$p_s = \alpha_s \rho_s \theta_s + 2\rho_s(1 + e_{ss})\alpha_s^2 g_{0,ss}\theta_s \quad (2.7)$$

onde $g_{0,ss}$ é função de distribuição radial, e_{ss} é o coeficiente de restituição para as colisões entre as partículas e θ_s é a temperatura granular.

A função de distribuição radial ($g_{0,ss}$) modifica a probabilidade de colisões entre as partículas, prevenindo que uma partícula se sobreponha sobre a outra, e é definida pelo modelo de Lun *et al* (1994), de acordo com a Equação (2.8).

$$g_{0,ss} = \left[1 - \left(\frac{\alpha_s}{\alpha_{s,max}}\right)^{1/3}\right]^{-1} \quad (2.8)$$

onde $\alpha_{s,max}$ é o limite máximo de empacotamento.

Já a temperatura granular (θ_s) mede a energia cinética das partículas devido a sua flutuação da velocidade. A temperatura granular é mais alta quando a mobilidade das partículas é maior, e isso ocorre quando a fração de sólidos em um sistema é menor (SANTOS, 2011). Desta forma a equação do transporte é exibida de acordo com a Equação (2.9).

$$\frac{3}{2}\left(\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_s \rho_s \theta_s) + \nabla \cdot (\alpha_s \rho_s \theta_s \vec{v}_s)\right) = (-p_s \bar{\bar{I}} + \bar{\bar{\tau}}_s) : \nabla \vec{v}_s + \nabla \cdot (k_{\theta_s} \nabla \theta_s) - \gamma_{\theta_s} + \phi_{f_s} \quad (2.9)$$

onde $(-p_s \bar{\bar{I}} + \bar{\bar{\tau}}_s) : \nabla \vec{v}_s$ é o termo de geração de energia pelo tensor de cisalhamento, $\nabla \cdot (k_{\theta_s} \nabla \theta_s)$ é o termo de difusão de energia, γ_{θ_s} é o termo de dissipação de energia devido às colisões e ϕ_{f_s} é a troca de energia entre as fases fluida e sólida.

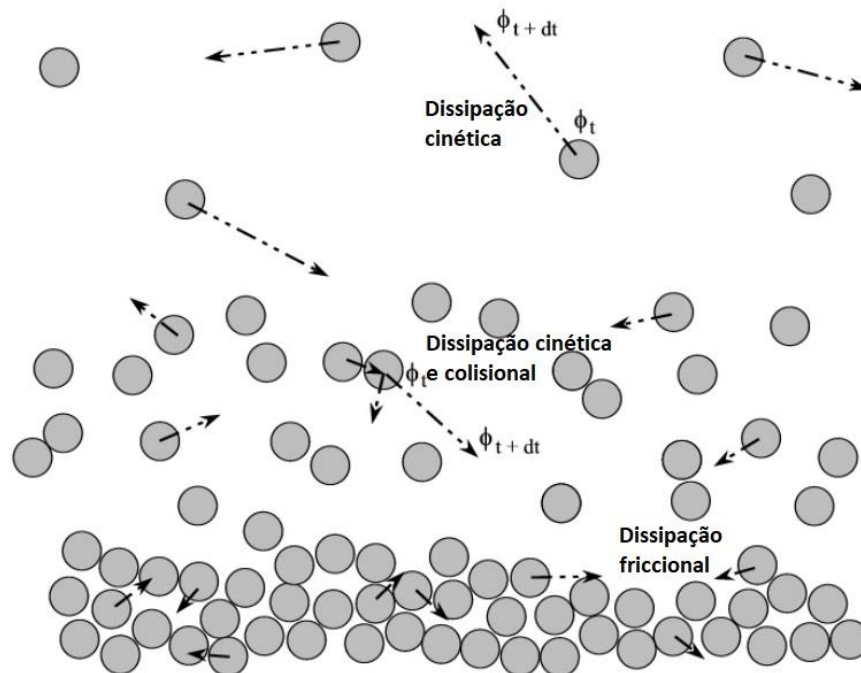
Através da teoria cinética granular é possível estudar, com relações empíricas, as interações entre as partículas da fase granular. Uma dessas interações que ocorre entre as partículas é a dissipação de energia devido a colisões entre elas, que é representado pelo coeficiente de restituição (e_{ss}). Esse coeficiente mede a quantidade de energia cinética

conservada após o choque entre as partículas. Para colisões perfeitamente elásticas, onde não há dissipação de energia cinética, ele é considerado 1, e para colisões perfeitamente inelásticas, em que ocorre a dissipação total da energia cinética, ele é considerado como 0 (MACHADO, 2016). No *software* Fluent®, este coeficiente se apresenta com um valor padrão de 0,9.

2.6.3 Tensões viscosas

Analisando as equações da conservação da quantidade de movimento, nota-se a importância do estudo das forças de superfície, também denominadas de tensões viscosas, que atuam sobre um volume de fluido. A tensão cinética age sobre a região mais diluída do escoamento, que é onde ocorre a dissipação viscosa cinética devido ao movimento desordenado das partículas. A tensão colisional age sobre uma região que possui uma concentração maior, onde, além de existir a dissipação viscosa cinética, tem-se também a dissipação viscosa colisional, que é causada pelas colisões entre as partículas. A tensão friccional ocorre em uma região que possui alta concentração de partículas, onde essas partículas se friccionam umas sobre as outras, permanecendo mais tempo em contato, ocorrendo a dissipação viscosa friccional (SANTOS, 2011). Na Figura 2.7 é possível observar os diferentes tipos de dissipação viscosa nas regiões.

Figura 2.7 - Principais formas de dissipação viscosa dentro de um escoamento granular: cinética, cinética-colisional e friccional.



Fonte: Adaptado de Dartevelle, 2003.

A viscosidade de cisalhamento dos sólidos, μ_s , é representada pela soma da viscosidade cinética ($\mu_{s,ci}$), colisional ($\mu_{s,co}$) e friccional ($\mu_{s,fr}$), de acordo com a Equação (2.10).

$$\mu_s = \mu_{s,ci} + \mu_{s,co} + \mu_{s,fr} \quad (2.10)$$

As viscosidades podem ser calculadas através de diferentes modelos, para o escoamento granular, a viscosidade colisional pode ser calculada através do modelo de Syamlal *et al.* (1993), de acordo com a Equação (2.11).

$$\mu_{s,co} = \frac{4}{5} \alpha_s^2 \rho_s d_s g_{0,ss} (1 + e_{ss}) \sqrt{\frac{\theta_s}{\pi}} \quad (2.11)$$

onde d_s é o diâmetro da fase granular.

Dentre os diversos modelos para calcular a viscosidade cinética, os modelos de Gidaspow (1994) e de Syamlal *et al.* (1993) estão presentes no software Fluent®, e são representados pelas Equações (2.12) e (2.13) respectivamente.

$$\mu_{s,ci} = \frac{10 \rho_s d_s \sqrt{\theta_s \pi}}{96 \alpha_s (1 + e_{ss}) g_{0,ss}} \left[1 + \frac{4}{5} g_{0,ss} \alpha_s (1 + e_{ss}) \right]^2 \alpha_s \quad (2.12)$$

$$\mu_{s,ci} = \frac{\alpha_s \rho_s d_s \sqrt{\theta_s \pi}}{6(3 - e_{ss})} \left[1 + \frac{2}{5} (1 + e_{ss}) (3e_{ss} - 1) \alpha_s g_{0,ss} \right] \quad (2.13)$$

A viscosidade cisalhante friccional pode ser calculada pelo modelo proposto por Schaeffer (1987), essa viscosidade tem origem do contato prolongado entre as partículas e é calculada pela Equação (2.14).

$$\mu_{s,fr} = \frac{P_f \text{sen}(\phi_e)}{2\sqrt{I_{2D}}} \quad (2.14)$$

onde I_{2D} é o segundo invariante do tensor tensão, P_f é a pressão friccional e ϕ_e é o ângulo de fricção interna.

Um outro tipo de viscosidade é a *bulk*, que representa a resistência ao escoamento das partículas à compressão e à expansão. Essa viscosidade é calculada através do modelo de Lun *et al.* (1984), representada pela equação (2.15).

$$\lambda_s = \frac{4}{3} \alpha_s \rho_s d_s g_{0,ss} (1 + e_{ss}) \left(\frac{\theta_s}{\pi}\right)^{1/2} \quad (2.15)$$

2.6.4 Turbulência

Na mecânica dos fluidos a turbulência é caracterizada como um escoamento instável e irregular, que contém flutuações aleatórias que dependem do tempo e do espaço. Para identificar o tipo de escoamento, utiliza-se o número de Reynolds, que relaciona as forças de inércia com as forças viscosas. No escoamento laminar o número de Reynolds possui valores baixos, e as equações de conservação possuem soluções estacionárias, entretanto, para números de Reynolds maiores, o fluxo de escoamento fica instável e a inércia supera as tensões viscosas, dessa forma faz-se necessário o uso de modelos de turbulência (DIAS, 2009).

O modelo mais utilizado para escoamentos turbulentos é o k-epsilon (k- ϵ), e como o sistema do presente trabalho é multifásico, utilizou-se o modelo de mistura k- ϵ de turbulência, que é representado pelas Equações (2.17) e (2.18).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m k) + \nabla \cdot (\rho_m \vec{v}_m k) = \nabla \cdot \left((\mu_m + \mu_{t,m}) \nabla k \right) + G_{k,m} - \rho_m \epsilon \quad (2.17)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m \epsilon) + \nabla \cdot (\rho_m \vec{v}_m \epsilon) = \nabla \cdot \left(\left(\mu_m + \frac{\mu_{t,m}}{1,3} \right) \nabla \epsilon \right) + \frac{\epsilon}{k} (1,44 G_{k,m} - 1,92 \rho_m \epsilon) \quad (2.18)$$

onde k é a energia cinética de turbulência, ϵ é a taxa de dissipação da energia de turbulência, ρ_m é a densidade da mistura, μ_m é a viscosidade molecular, \vec{v}_m é a velocidade da mistura, $\mu_{t,m}$ é a viscosidade turbulenta da mistura, que é determinada pela Equação (2.19), e $G_{k,m}$ é a produção de energia cinética de turbulência, que é calculada pela Equação (2.20).

$$\mu_{t,m} = 0,09 \rho_m \frac{k^2}{\epsilon} \quad (2.19)$$

$$G_{k,m} = \mu_{t,m} (\nabla \vec{v}_m + (\vec{v}_m)^T) : \nabla \vec{v}_m \quad (2.20)$$

Para determinar a viscosidade turbulenta de cada fase (i), utiliza-se a Equação (2.21).

$$\mu_{t,i} = \frac{\rho_i}{\rho_m} \mu_{t,m} \quad (2.21)$$

2.6.5 Simulações de tambores rotatórios com suspensores

Nos últimos anos, os estudos fluidodinâmicos usando CFD e DEM vem sendo de extrema importância no estudo da dinâmica das partículas para otimizar o contato gás-sólido em secadores rotatórios. Apesar dos diversos estudos da dinâmica de tambores rotatórios usando essas ferramentas na literatura, poucos são os trabalhos que possuem como objetivo o estudo do carregamento de sólidos dos suspensores.

Silvério (2012) realizou a simulação do escoamento das partículas de fertilizantes através da abordagem DEM, analisando diferentes parâmetros. Foi analisado a influência da velocidade de saída do ar no escoamento das partículas e o efeito de cada parâmetro na massa de sólidos dos suspensores. Os resultados obtidos com técnica de simulação DEM foram satisfatórios, tanto para a simulação do ângulo dinâmico de repouso, quanto para a massa de sólidos nos suspensores em tambores rotatórios convencionais.

O trabalho desenvolvido por Nascimento (2018) teve como objetivo o estudo da condição de carregamento ideal em um secador rotatório. O estudo foi realizado com as abordagens Euleriana e Lagrangeana para a previsão do escoamento granular. Na abordagem Lagrangeana foi possível observar as partículas individualmente, obtendo o comprimento de queda das partículas no suspensor. Entretanto a abordagem Euleriana apresentou os melhores resultados de simulação com a mudança do número de suspensores do tambor rotatório.

Silveira *et al.* (2020) estudaram através da abordagem DEM a influência do formato de suspensores de dois e três segmentos na quantidade de sólidos na região ativa de um tambor rotatório. Os autores também compararam os dados simulados com os experimentais determinados por Nascimento (2018) para suspensores de ângulo reto, e os resultados foram extrapolados para os outros formatos de suspensores. Foram então estudadas a quantidade de sólidos e como eles se distribuíam na região ativa. As melhores configurações foram encontradas para suspensores de dois segmentos, com angulações entre 100 e 110°.

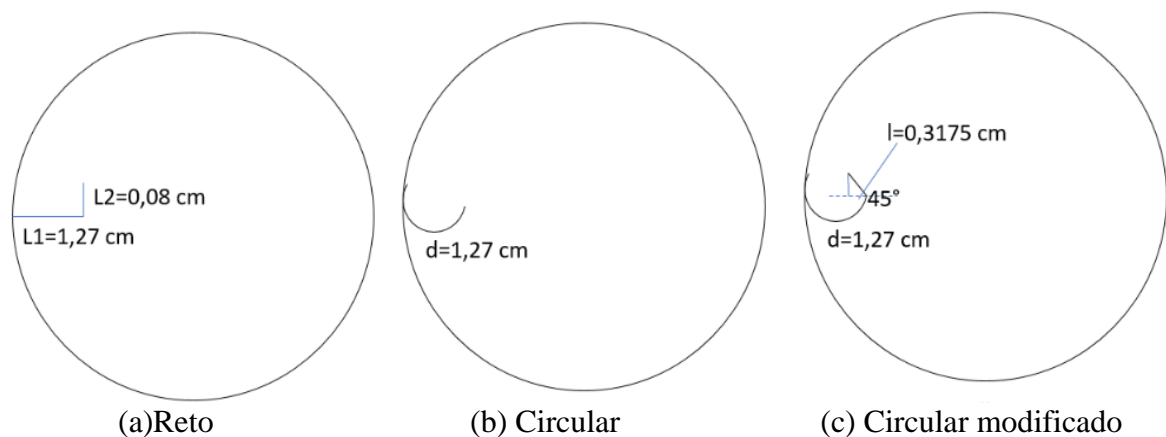
3 METODOLOGIA

Este capítulo tem a intenção de apresentar a metodologia utilizada para a realização da simulação computacional. Inicialmente construiu-se a geometria do secador rotatório, em seguida aplicou-se a malha computacional com a utilização do *software* GAMBIT®, então foram nomeadas as paredes, interiores e definidas as fases no interior do secador. Em seguida, a malha foi carregada no *software* Fluent®, e após a definição dos modelos matemáticos a serem utilizados, simulou-se o secador rotatório.

3.1 Construção da geometria do equipamento

O estudo numérico foi feito para um tambor rotatório com diâmetro de 10,8 cm e com 12 suspensores com três diferentes configurações como mostrada na Figura 3.1. A geometria apresentada na Figura 3.1 (a), foi construída com base em dados experimentais de Nascimento (2018). Já na variação das geometrias dos suspensores, apresentadas na Figura 3.1 (b) e (c), escolheu-se o formato circular de um suspensor com dimensões aproximadas ao primeiro, essa geometria foi proposta por Porter (1963). Já uma variação do formato circular, baseada na geometria E.A.D, foi criada com o intuito de aumentar a carga de sólidos dentro do suspensor e tentar promover uma distribuição mais uniforme. Vale ressaltar que, apesar da geometria ter sido ligeiramente adaptada, tentou-se manter os suspensores com as dimensões mais próximas o possível. Além disso, procurou-se manter um formato de fácil construção experimental, pensando na aplicação em trabalhos futuros. Os detalhes das geometrias dos suspensores são exibidos na Figura 3.1.

Figura 3.1 - Geometrias dos suspensores: (a) retangular, (b) circular e (c) circular modificado



Fonte: Do autor, 2020.

Para a verificação da eficácia do modelo, os dados numéricos de massa de sólido no suspensor retangular foram comparados com os resultados experimentais encontrados por Nascimento (2018).

3.2 Criação da malha computacional

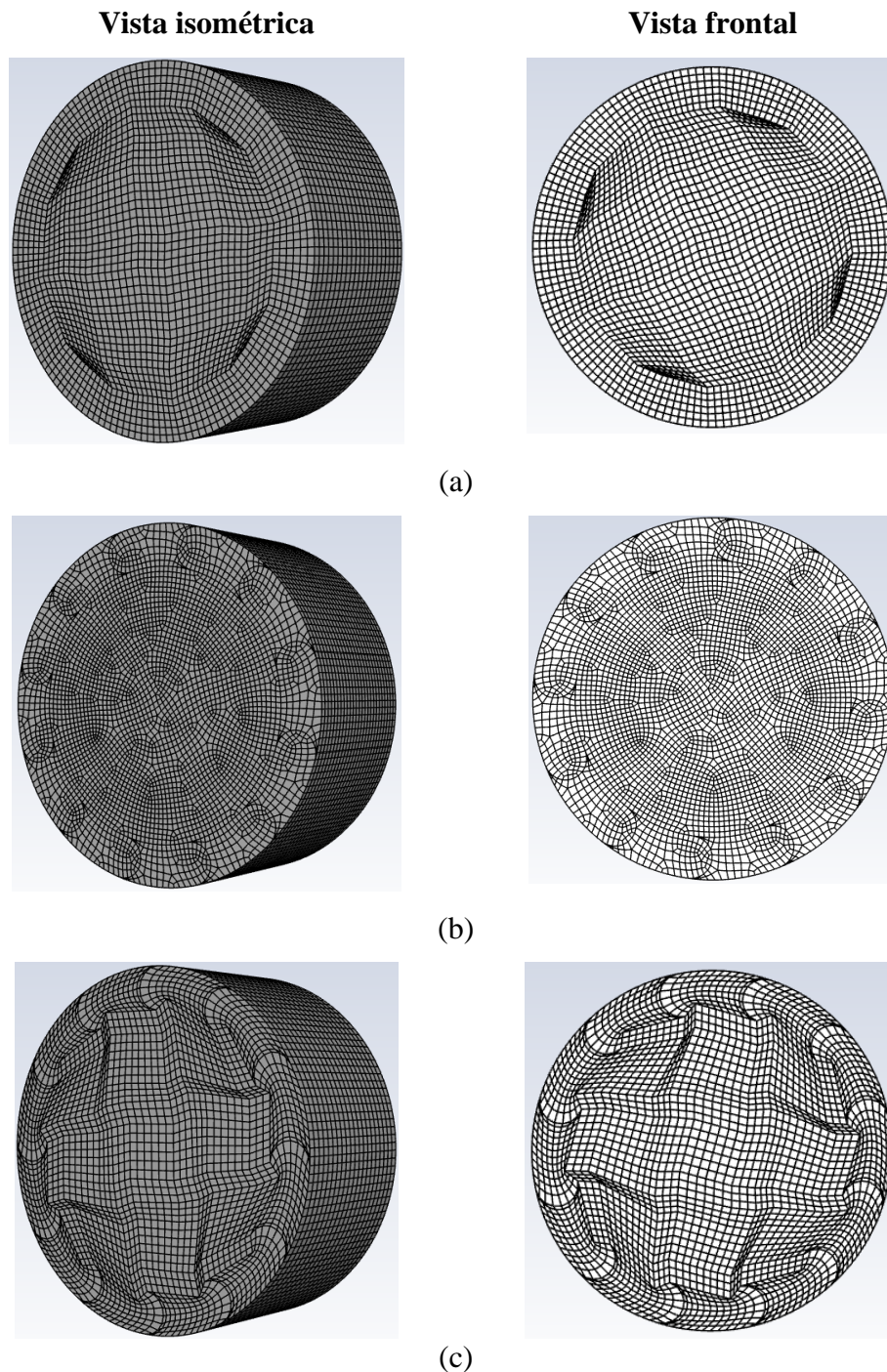
A malha representa o domínio geométrico onde o problema é resolvido e divide o domínio da solução em um número finito de subdomínios, que são chamados de volume de controle. As posições em que as funções de conservação são calculadas depende da definição através de uma malha numérica (NASCIMENTO, 2014).

As malhas computacionais utilizadas nas simulações foram construídas utilizando o *software* GAMBIT®. Devido a presença de suspensores, a malha foi construída em três dimensões e sempre com células hexaédricas. O fato de o tambor ser um equipamento fechado, com um grande número de paredes, faz-se necessário um nível mais alto de refino nessas superfícies. Assim a diferença principal entre o equipamento experimental e o simulado é que no experimento ele possuía 50 cm de profundidade, enquanto apenas 5 cm foi simulado, com o intuito de reduzir o número de células e o custo computacional.

As fronteiras do secador rotatório foram definidas em parede e interior, os suspensores, a parede, a extremidade posterior e frontal foram denominadas como parede, e todo o resto foi definido como interior. Como neste trabalho o tambor não possui entrada e nem saída de material, essas fronteiras não foram definidas.

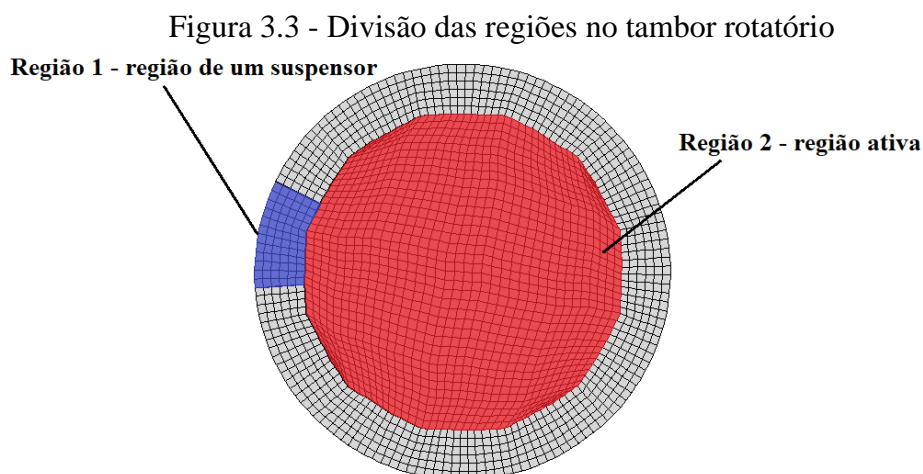
Construiu-se três malhas diferentes, uma para cada tipo de suspensor. A vista isométrica e as faces frontais das malhas podem ser visualizadas na Figura 3.2. Vale ressaltar que para o suspensor circular e o circular modificado, foram criadas malhas com aproximadamente 50.000 células. Esses resultados foram comparados com o trabalho de Nascimento (2018), que realizou simulações com 8 vezes mais células. Caso houvesse discrepâncias entre os resultados encontrados nesse trabalho e o da autora, um novo refino seria realizado. Para o suspensor circular, a malha que proporcionou a convergência continha aproximadamente 100.000 células.

Figura 3.2 - Faces isométricas e frontais das malhas computacionais obtidas com o *software* Fluent®: (a) Suspensor retangular (b) Suspensor circular e (c) Suspensor circular modificado.



Na criação das malhas, foram feitos vários volumes menores no seu interior para obter uma malha de melhor qualidade, permitindo assim, um controle maior sobre a divisão das células e a determinação da massa de sólidos nas diferentes regiões do tambor. Para isso, em cada malha foram criadas duas sub-regiões: uma constituída pelo volume de um suspensor, para assim determinar a massa de sólidos nele e outra constituída pelo volume ocupado na região

ativa, para a determinação da massa de sólidos nessa região. Um exemplo dessas regiões, mostrado na Figura 3.3, que é a malha criada para o suspensor retangular.



Fonte: Do autor, 2020.

Para garantir a movimentação de rotação do tambor, foi utilizado a condição de malha móvel, onde a malha se move com uma velocidade constante de rotação. Essa condição foi adotada devido a presença de suspensores no interior do secador, pois os suspensores giram conforme a rotação do tambor.

Esse modelo é utilizado quando os limites do domínio variam com o tempo e ele pode ser utilizado para sistemas multifásicos. Dessa forma, a posição da malha é atualizada automaticamente em cada passo de tempo pelo *software* Fluent®, e isso é feito com base nas novas posições das fronteiras (NASCIMENTO, 2014).

3.3 Condições de contorno e modelos utilizados na simulação

Para iniciar a simulação, carregou-se as malhas no *software* Fluent®, em seguida definiu-se as condições de contorno e os modelos utilizados. As simulações foram feitas com base na disponibilidade dos dados experimentais, sendo realizadas em duas velocidades de rotação, 21,3 rpm e 36,1 rpm. Essas velocidades foram escolhidas de acordo com as velocidades ideais de rotação para esse tambor operando com 10% e 12,5% em volume (NASCIMENTO, 2018). No entanto, utilizou-se um enchimento do tambor em que 15% do seu volume era ocupado por partículas, isso foi feito para garantir que os suspensores estariam sempre cheios.

O modelo de mistura utilizado foi o Euleriano Granular Multifásico, nesse modelo foram definidas duas fases, a fase primária, que é o ar, e a fase secundária, que são as esferas de vidro. A fase sólida é modelada como uma fase fluida através da teoria cinética do escoamento granular. O diâmetro da fase granular, que são as esferas de vidro, foi de 0,00109

m. As propriedades do ar e das esferas de vidro são exibidas na Tabela 3.1 e os modelos para os parâmetros utilizados podem ser visualizados na Tabela 3.2.

Tabela 3.1 - Propriedade do ar.

Ar	
Densidade (kg/m ³)	1,225
Viscosidade (kg/m.s)	1.7894e-05

Tabela 3.2 - Modelos utilizados para os parâmetros.

Parâmetro	Modelo
Viscosidade granular	Gidaspow (1994)
Viscosidade granular Bulk	Lun <i>et al.</i> (1984)
Pressão de sólidos	Lun <i>et al.</i> (1984)
Função de distribuição radial	Lun <i>et al.</i> (1984)

O coeficiente de restituição utilizado foi de 0,9, e usou-se uma condição de não-deslizamento na parede. Os resultados de Nascimento (2018) destacaram a importância do uso do modelo de turbulência para a descrição dos parâmetros, e assim como a autora, utilizou-se o k- ϵ . Os métodos utilizados para a solução da simulação são exibidos na Tabela 3.3.

Tabela 3.3 - Métodos de solução.

Acoplamento pressão-velocidade
SIMPLE
Discretização espacial
<ul style="list-style-type: none"> • Gradiente: Least Squares Cell Based • Pressão: Second Order • Momento: First Order Upwind • Fração volumétrica: First Order Upwind • Taxa de dissipação turbulenta: First Order Upwind
Formulação transitória
First Order Upwind

Definiu-se então o método de inicialização *standard* e os parâmetros de relaxação, conforme o trabalho de Nascimento (2018):

- *Pressure*: 0,3;
- *Density*: 1;
- *Body Forces*: 1;
- *Momentum*: 0,1;
- *Volume Fraction*: 0,5;
- *Granular Temperature*: 0,2;
- *Turbulent Kinect Energy*: 0,8;
- *Turbulent Dissipation Rate*: 0,8;
- *Turbulent Viscosity*: 1.

Realizou-se 10 segundos de simulação, o suficiente para que o carregamento dos suspensores entrasse em regime estacionário (Silveira *et al.*, 2020), com um time-step máximo de 0,0005 s. A obtenção dos valores de massa nos suspensores em função de sua posição angular, assim como a massa de sólidos na região ativa do tambor, foi obtida pelo software Fluent® através de uma integral volumétrica da massa de sólidos da região 1 e 2.

Para conseguir comparar os dados da simulação com a os dados experimentais do trabalho de Nascimento (2018), estipulou-se que os ângulos obtidos estariam entre 0 e 140°, com intervalo de aproximadamente 10° entre cada ângulo; assim analisaremos os ângulos próximos a 0, 10, 20, 30, até 140°. Já a posição angular dos suspensores foi obtida com o auxílio da ferramenta Measure, uma régua virtual que permite medições em qualquer imagem do computador.

Após obter o resultado da simulação das três geometrias de suspensores nas duas velocidades de rotação, os resultados foram discutidos no capítulo seguinte.

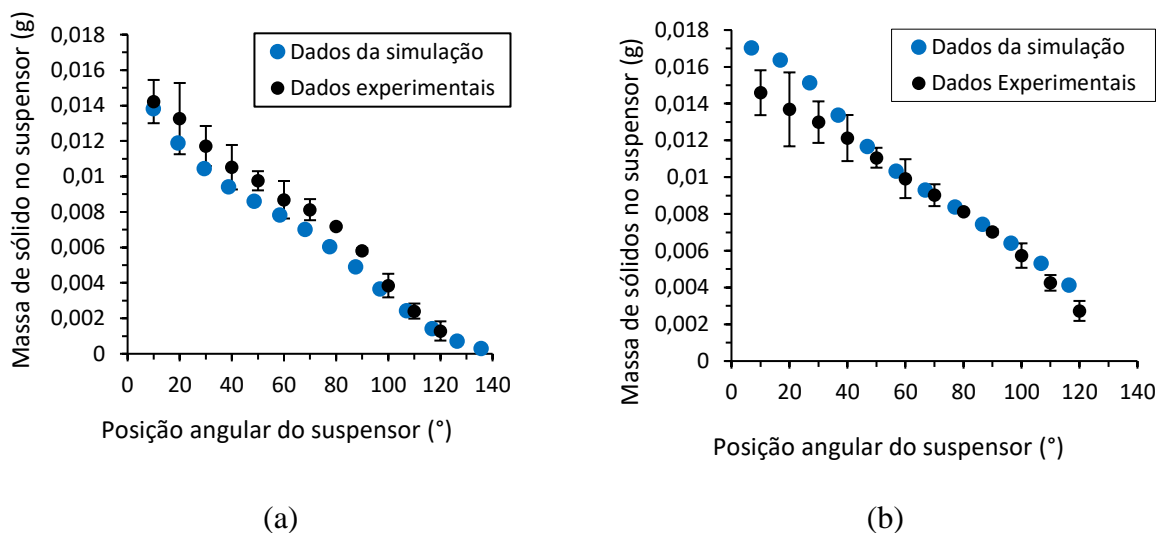
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo, são apresentados os principais resultados obtidos com a simulação do tambor rotatório, assim como as respectivas discussões.

4.1 Validação da simulação com dados da literatura

Para iniciar o trabalho, realizou-se as simulações em que o tambor estava configurado com os doze suspensores de formato reto nas velocidades de 21,3 e 36,1 rpm. Essas simulações foram comparadas com os dados experimentais do trabalho de Nascimento (2018), com o intuito de verificar a aplicabilidade do modelo. Os resultados para as duas velocidades são apresentados na Figura 4.1.

Figura 4.1 - Comparação entre a massa de sólidos em função da posição angular para o tambor operando em: (a) 21,3 rpm e (b) 36,1 rpm.



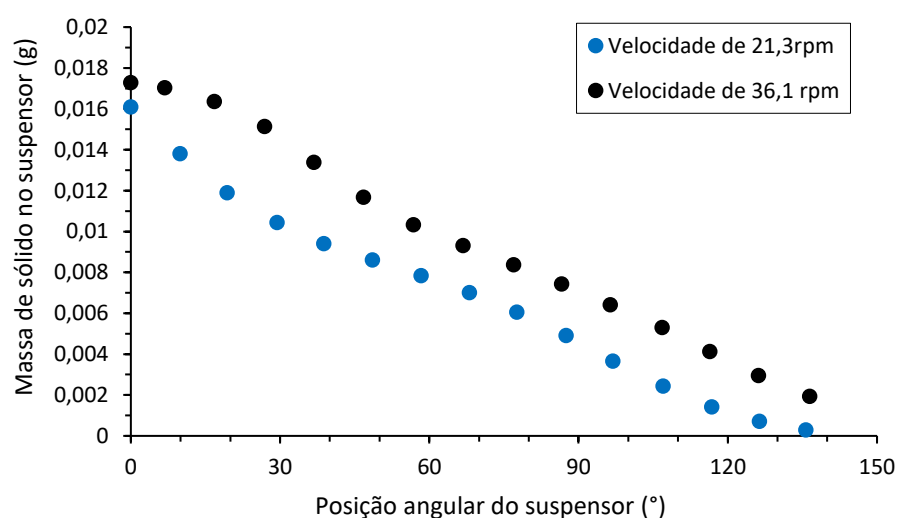
Analisando a Figura 4.1 nota-se que para a velocidade de 21,3 rpm os valores obtidos através da simulação estão bem próximos dos experimentais, com uma média dos desvios de 6,0%. Na velocidade de 36,1 rpm, apesar de a simulação conseguir reproduzir novamente a quantidade de sólidos carregada pelo suspensor, observa-se uma diferença mais pronunciada nas posições angulares mais baixas (posição de 0 a 30°). Essa variação da massa de sólidos nessas posições está de acordo com a variação da massa no carregamento do suspensor, pois analisando os resultados experimentais observa-se uma variabilidade experimental, conforme observado pelo desvio padrão da medida. No entanto, à medida que a descarga vai ocorrendo pode-se observar uma aproximação entre os resultados, de forma que após a posição de 50° essa diferença seja pequena. A média estimada dos desvios para a velocidade de 36,1 rpm foi de 8,9%.

Ao se comparar os resultados entre as Figuras 4.1 (a) e 4.1 (b) é possível observar uma diferença entre a massa de sólidos que é carregada pelo suspensor em cada uma das velocidades de rotação, evidenciando a influência da velocidade no carregamento de sólidos. Como os dados da simulação foram bem ajustados aos do experimento, pode-se concluir que o modelo é adequado para este problema.

4.2 Influência da velocidade em cada geometria de suspensores

Analisou-se então a massa de sólidos nos suspensores e na região ativa em função da posição angular para as três geometrias de suspensores nas velocidades de 21,3 rpm e 36,1 rpm. Na Figura 4.2 têm-se o resultado obtido para o suspensor retangular.

Figura 4.2 - Massa de sólidos no suspensor reto em função da posição angular para as velocidades de 21,3 e 36,1 rpm.

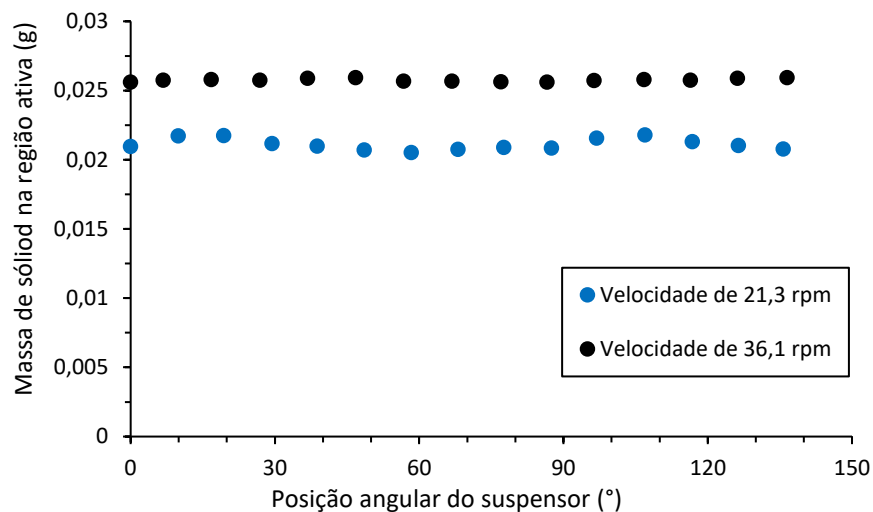


Analisando a Figura 4.2, observa-se que em ambas as velocidades de rotação, o suspensor mantém o perfil de descarregamento. As duas curvas possuem a mesma tendência, mas a massa de sólido carregada na velocidade de 36,1 rpm é maior do que na velocidade de 21,3 rpm. De acordo com Machado (2016), quanto maior a velocidade de rotação, maior o efeito da força centrífuga, que é uma das forças que influenciam no escoamento das partículas no suspensor.

Uma das vantagens da simulação computacional é permitir que se façam medidas difíceis de serem realizadas experimentalmente, como por exemplo da massa de partículas na região ativa. De acordo com Silveira (2020), como o contato eficaz entre o sólido e o fluido ocorre na região ativa, uma maior compreensão do efeito do projeto dos suspensores na

distribuição de sólidos nessa região é essencial para otimizar o desempenho desses secadores. Logo, espera-se que quanto mais material esteja na região ativa, maiores sejam as taxas de secagem. Por isso, utilizou-se o método numérico para a análise da quantidade de sólidos na região ativa, para um suspensor específico em diferentes posições angulares, nas velocidades de 21,3 rpm e 36,1 rpm. O resultado obtido para o suspensor reto é mostrado na Figura 4.3.

Figura 4.3 - Massa de sólidos na região ativa do suspensor reto em função da posição angular para as velocidades de 21,3 e 36,1 rpm.



Conforme observado na Figura 4.2, o aumento da velocidade de rotação proporcionou um aumento na massa de sólidos no suspensor, conseqüentemente a quantidade de material em queda na região ativa também será maior, e isso pode ser observado na Figura 4.3. Assim tem-se que para o suspensor reto, o aumento da velocidade de 21,3 para 36,1 rpm (aumento de 69,4%) proporcionou um aumento médio da quantidade de sólidos de 20,3% no suspensor, e 22,3% na região ativa, o que gera um contato maior do material com o gás de secagem.

Diante desses resultados, realizou-se com o mesmo modelo, a simulação na velocidade de rotação de 21,3 rpm e 36,1 rpm, para a predição da massa de sólidos no suspensor circular e na fase ativa em função da posição angular. Esses resultados são mostrados nas Figuras 4.4 e 4.5.

Figura 4.4 - Massa de sólidos no suspensor circular em função da posição angular para as velocidades de 21,3 e 36,1 rpm.

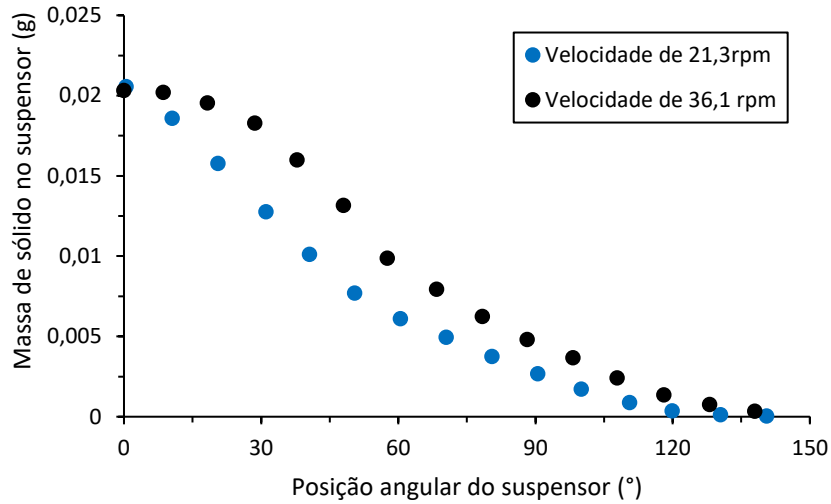
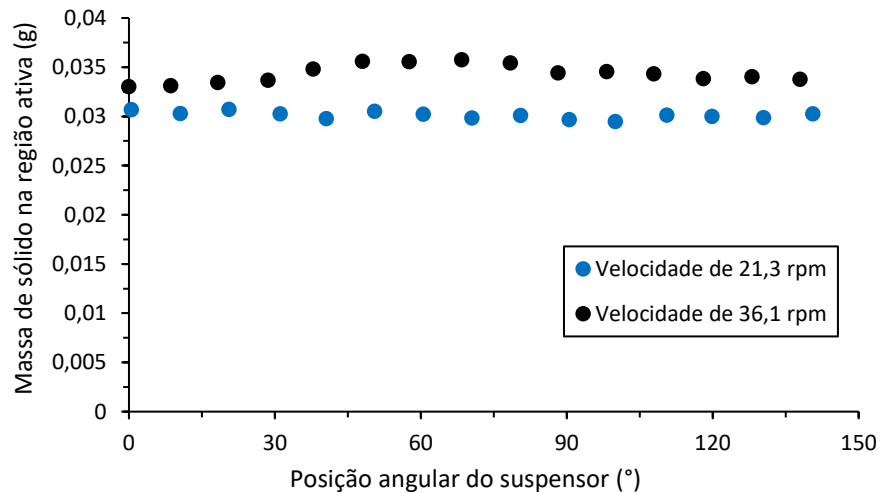


Figura 4.5 - Massa de sólidos na região ativa do suspensor circular em função da posição angular para as velocidades de 21, e 36,1 rpm.



O aumento da velocidade de rotação em 69,4% levou a um aumento da quantidade de sólidos nos suspensores e na região ativa de 13,6% e 14,0% respectivamente. Com isso, observou-se que a influência da velocidade foi maior no suspensor reto que no suspensor circular. Tal fato pode ser explicado pelo fato de o suspensor circular ter um formato do tipo “concha” que facilita o carregamento do material dentro do aparato, sendo a massa dentro deste menos dependente da força centrífuga.

As mesmas análises foram feitas para o suspensor circular modificado, que foi proposto de forma a manter as dimensões próximas ao circular. No entanto, assim como o suspensor E.A.D, proposto por Kelly (1968), uma parede restringiria a descarga dos sólidos de forma a deixá-la mais uniforme ao longo das posições angulares. As massas de sólidos em função da posição angular para o suspensor circular modificado nas velocidades de 21,3 rpm e 36,1 rpm são mostradas na Figura 4.6. Além disso, a Figura 4.7 traz a influência da velocidade de rotação na massa de sólidos na região ativa para o mesmo suspensor em diferentes posições.

Figura 4.6 - Massa de sólidos em função da posição angular no suspensor circular modificado para as velocidades de 21,3 e 36,1 rpm.

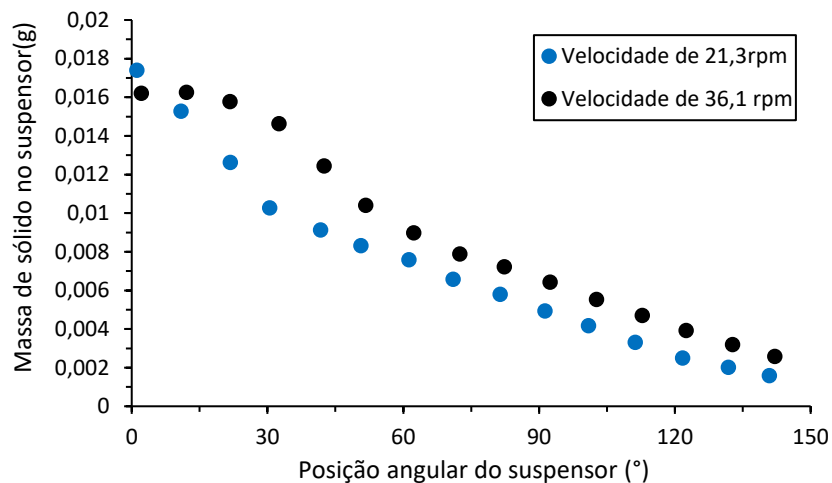
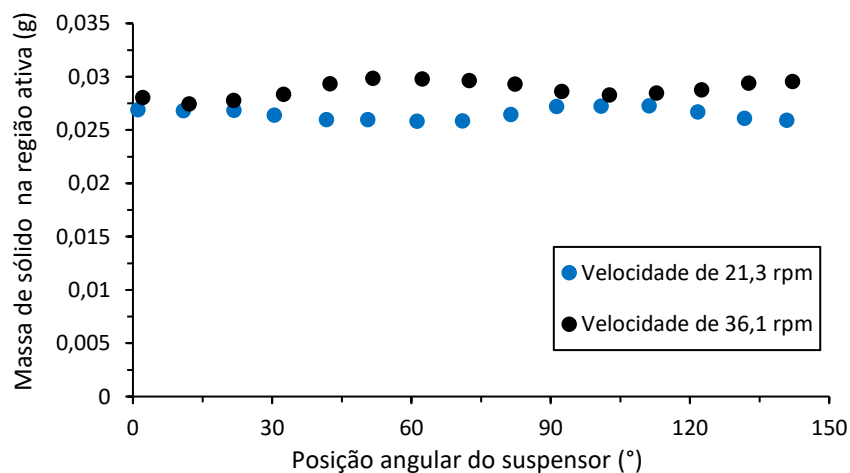


Figura 4.7 - Massa de sólidos na região ativa no suspensor circular modificado em função da posição angular para as velocidades de 21,3 e 36,1 rpm.



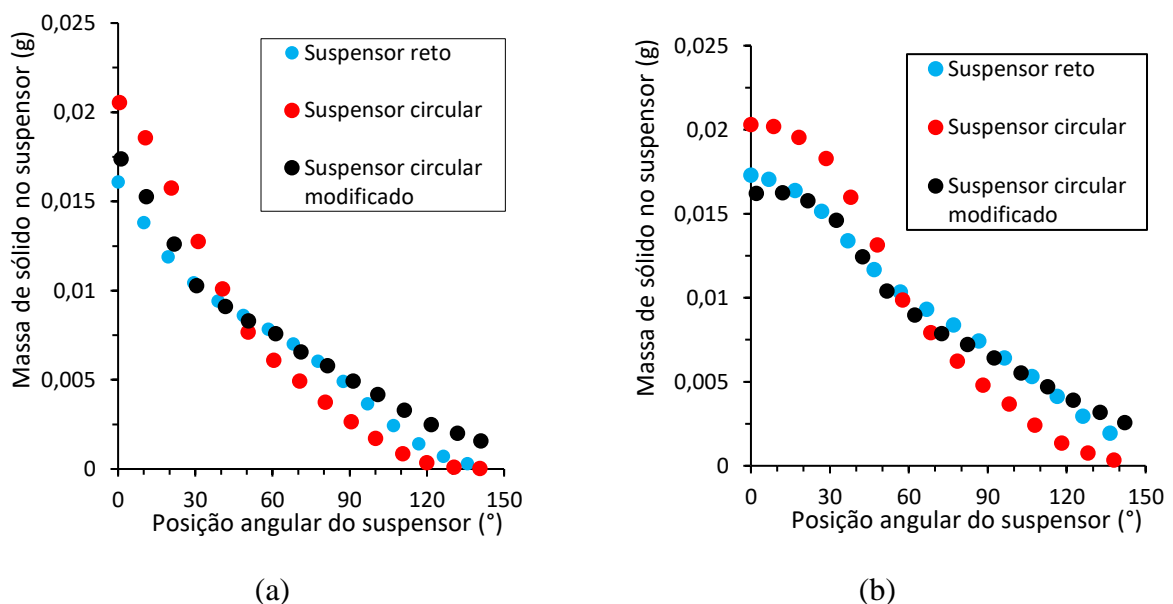
Nas Figuras 4.6 e 4.7, nota-se que, assim como nos demais, há uma maior quantidade de sólidos nas regiões do suspensor e na região ativa, na velocidade de 36,1 rpm. Entretanto,

no secador com suspensor circular modificado, a diferença na quantidade de massa entre uma velocidade e outra em uma mesma região, é menor do que nas outras geometrias. A massa de sólidos no suspensor tem um acréscimo médio de apenas 8,9%, enquanto o acréscimo da massa de sólidos na região ativa é de 11,3%. Isso pode ser explicado devido ao fato de que essa geometria de suspensor é a mais fechada dentre as analisadas, sendo menor a ação da força centrífuga sobre o carregamento do suspensor.

Observa-se também que na Figura 4.6 para a velocidade de 36,1 rpm o suspensor só começa a descarga de sólidos em posições próximas aos 25°, visto que até aí a carga de sólidos se mantém constante. Isso indica que a quantidade de material no tambor (15%) é baixa para fazer com que a descarga comece em 0°. O efeito disso é que nessa primeira parte da região ativa há um prejuízo de contato com o gás de secagem e essa região fica sub-utilizada. Isso também é observado para o suspensor circular nessa velocidade, de acordo com a Figura 4.4.

Como foi observada uma diferença de comportamento para os três suspensores, foi feita então a comparação entre as massas de sólidos nos suspensores em função da posição angular entre eles, nas duas velocidades de rotação. Os resultados são mostrados na Figura 4.8 (a), para 21,3 rpm e Figura 4.8 (b) para 36,1 rpm.

Figura 4.8 - Massa de sólidos nos suspensores em função da posição angular para (a) 21,3 rpm e (b) 36,1 rpm.



Comparando a quantidade de massa no suspensor em função da posição angular, na Figura 4.8 (a), nota-se que para 21,3 rpm o suspensor reto e o circular modificado carregam quantidades de material próximas, em uma mesma posição angular, quando comparados com o

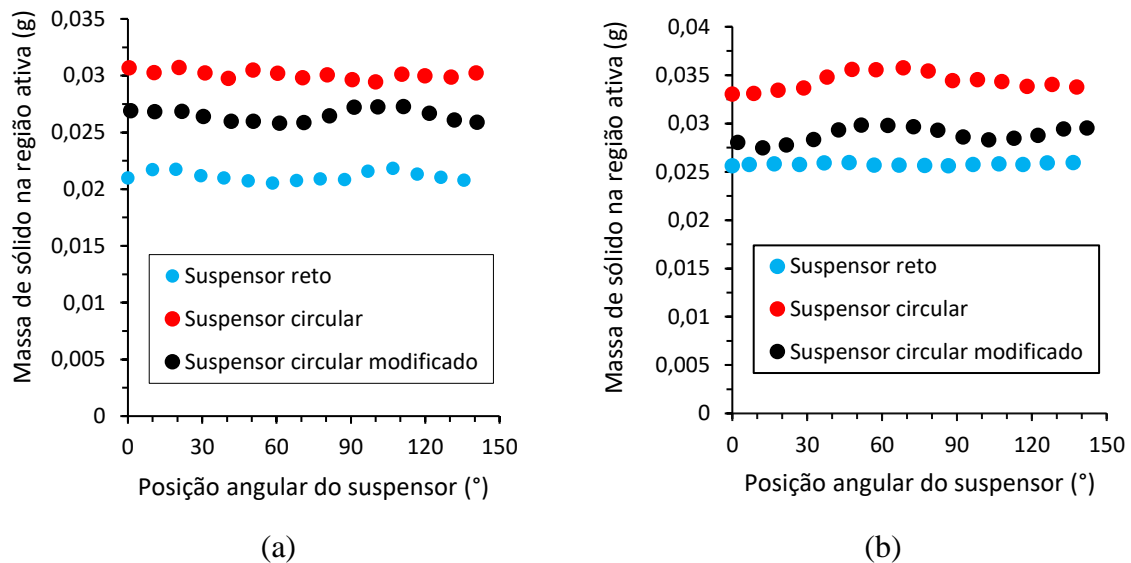
circular. Entre os suspensores reto e circular modificado, é possível observar que o suspensor circular modificado permite um maior carregamento de sólidos nas posições entre 0 e 30° e a descarga de sólidos é mais uniforme nesse tipo de suspensor. Isso é observado pelo fato de quase não possuir sólidos no suspensor reto na descarga próximo ao ângulo de 135°, enquanto que no suspensor circular modificado nessa mesma posição ainda há material a ser descarregado.

Comparando o suspensor circular com os demais, é possível observar que a quantidade de sólidos carregada por esse suspensor de 0 até 40°, é a maior de todas. No entanto, após 40° essa quantidade fica abaixo das outras geometrias, assim a variação da massa de sólidos ao longo da posição angular é a maior nessa geometria, uma vez que sua descarga termina em ângulos próximos ao suspensor reto.

De acordo com a Figura 4.8 (b), nota-se que o suspensor circular carregou uma maior quantidade de sólidos entre os ângulos 0 e 60°, após o ângulo de 60° a quantidade carregada foi abaixo dos outros suspensores. Essa é a mesma tendência já observada para a velocidade de 21,3 rpm, já que essa geometria facilita tanto o carregamento quanto a descarga dos sólidos. Observa-se também que essa quantidade de sólidos (15% em volume do tambor), para a velocidade de rotação de 36,1 rpm, leva a um subaproveitamento dos suspensores circular modificado e circular, uma vez que a massa de sólidos permanece constante até 20° e 10° para os respectivos suspensores.

A geometria mais aberta do suspensor circular facilita o carregamento, mas também facilita a descarga dos sólidos. Esses resultados foram relacionados com a massa de sólidos na região ativa e os resultados são mostrados na Figura 4.9 (a) e 4.9 (b), para as velocidades de 21,3 rpm e 36,1 rpm, respectivamente.

Figura 4.9 - Massa de sólidos na região ativa em função da posição angular de um suspensor para o tambor operando em (a) 21,3 rpm e (b) 36,1 rpm.



Analisando a Figura 4.9, nas duas velocidades de rotação, tem-se que na geometria do suspensor circular a quantidade de massa na região ativa foi a maior. De acordo com a Figura 4.8 (a) e (b) isso era esperado porque esse é o suspensor que inicialmente carrega mais material e que tem também a maior taxa de descarregamento. Com isso é esperado que a taxa de secagem nesse tipo de geometria seja maior, pois quanto maior a quantidade de massa em contato com o gás de secagem, maior a taxa de transferência de calor. Por outro lado, a geometria que teve a menor quantidade de massa na região ativa, foi a do suspensor reto, isso se deve ao fato de que essa geometria não proporciona um carregamento alto de sólidos. Consequentemente a quantidade de material em cascadeamento será menor, assim espera-se que a taxa de secagem seja menor nesse tipo de geometria.

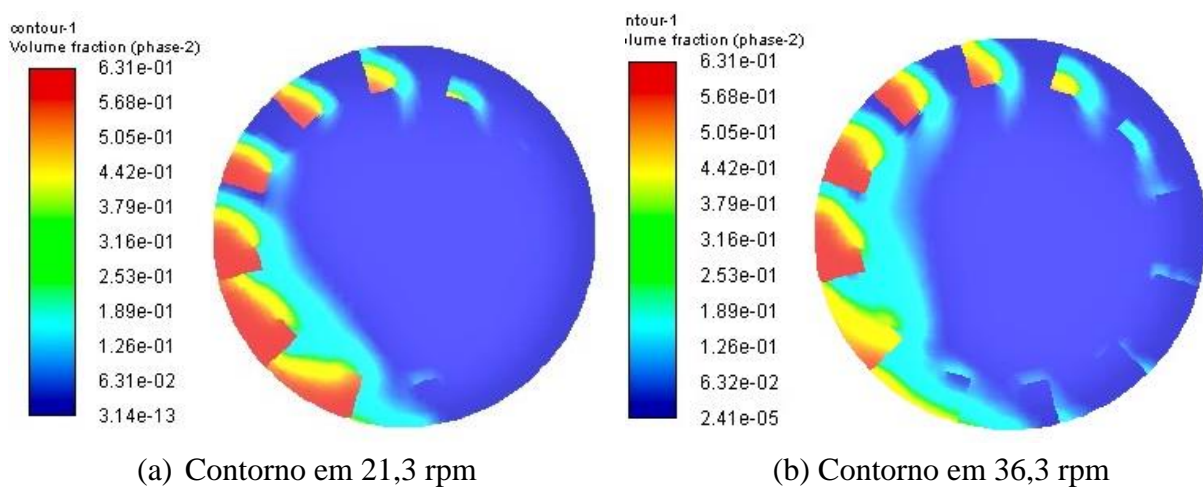
Ao comparar o suspensor do tipo circular modificado com o circular, observa-se uma menor quantidade de sólidos na região ativa para o circular modificado. Isso acontece porque esse suspensor apresenta uma menor quantidade de sólidos carregados pelo suspensor. No entanto, ao se analisar a distribuição dos sólidos ao longo da posição angular na Figura 4.8, nota-se que o suspensor circular modificado, permite uma distribuição mais uniforme, tendo em vista que a descarga de sólidos deste só termina em posições angulares bem mais altas. Essa é a principal vantagem do suspensor do tipo E.A.D. proposto por Kelly (1968), no qual se baseou a construção do suspensor circular modificado, que é proporcionar uma distribuição mais uniforme dos sólidos, com descarga até posições mais elevadas, na região ativa do tambor.

Esses resultados serão melhores compreendidos na análise do contorno das frações volumétricas dos sólidos, obtidos através do *software* Fluent®.

4.3 Contorno da fração volumétrica de sólidos

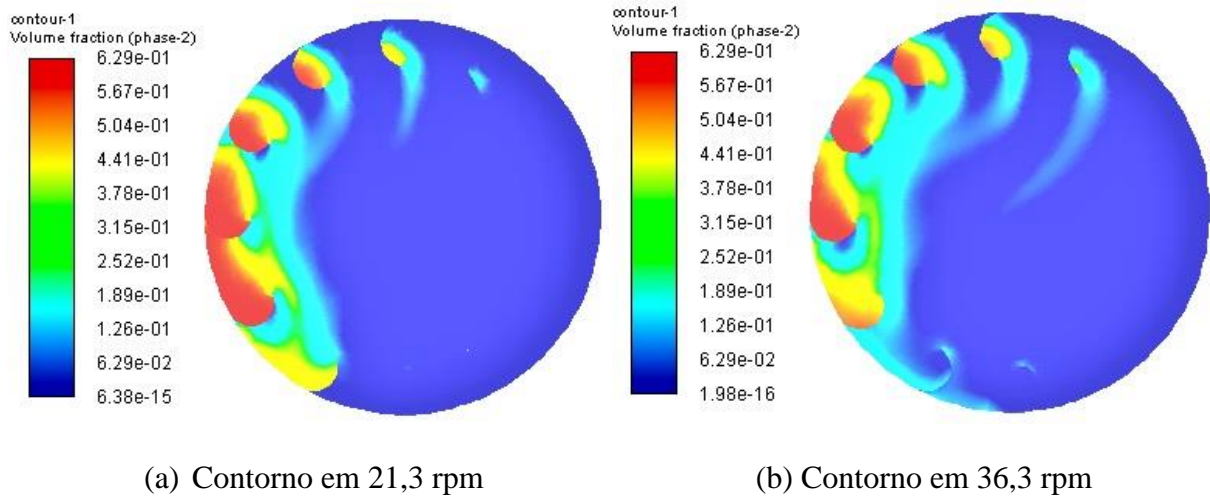
Para compreender melhor os resultados obtidos, foram gerados os contornos de fração volumétrica de sólidos para as três geometrias de suspensores, nas velocidades de 21,3 rpm e 36,1 rpm. A Figura 4.10 ilustra o contorno para o suspensor reto.

Figura 4.10 - Contorno da fração volumétrica de sólidos do suspensor reto: (a) Contorno em 21,3 rpm (b) Contorno em 36,1 rpm.



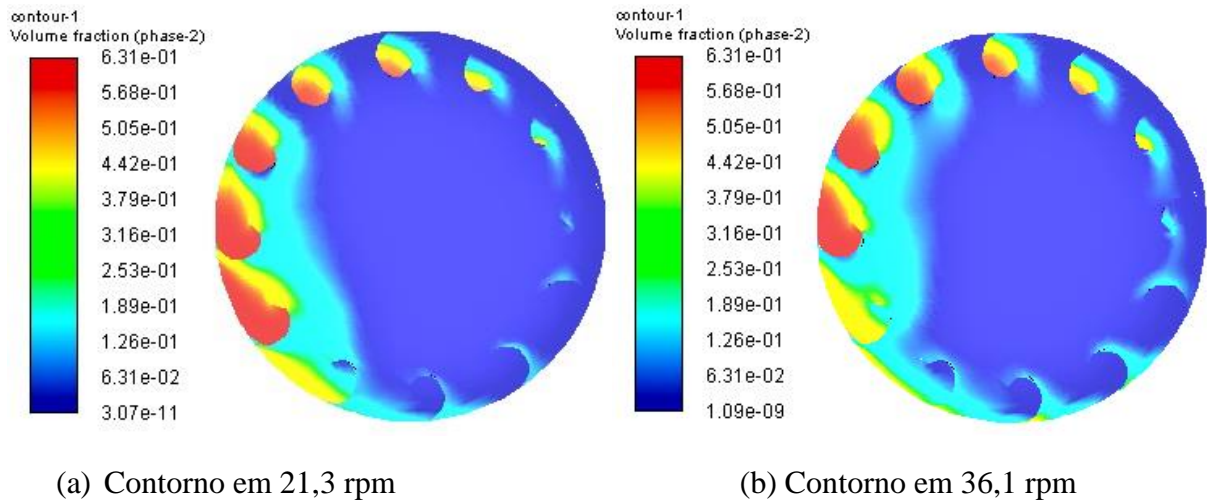
Analisando a Figura 4.10 observa-se que para 21,3 rpm uma maior quantidade de sólidos fica retida na parte inferior do tambor, que é parte da região passiva. Isso acontece porque quando se aumenta a velocidade de rotação, uma maior parte de material migra para a região ativa. Além disso, observa-se que quanto maior a velocidade, maior é a posição angular em que o suspensor termina o seu descarregamento, podendo assim melhorar a distribuição dos sólidos ao longo de toda a seção radial do tambor. Na Figura 4.10, assim como nas demais deste trabalho, não é possível visualizar os sólidos que estão na região ativa, uma vez que eles estão em uma fração muito menor do que a do suspensor. Dessa forma foi feita, então, a análise para o suspensor do tipo circular, e os resultados são mostrados na Figura 4.11.

Figura 4.11 - Contorno da fração volumétrica de sólidos do suspensor circular: (a) Contorno em 21,3 rpm (b) Contorno em 36,3 rpm.



Na Figura 4.11 nota-se um comportamento muito próximo nas duas velocidades, assim como já havia sido observado na análise das massas de sólidos no suspensor e na região ativa. Entretanto, na velocidade de 21,3 rpm, observa-se uma maior concentração de sólidos no fundo do tambor, durante o levantamento do suspensor, do que na velocidade de 36,1 rpm. Na análise do suspensor circular foi constatado que na velocidade mais alta, a carga de 15% de material estava baixa, uma vez que a descarga só começa após 10° , isso fica evidenciado pelo fato de não existir material rolando no fundo do tambor. Assim como no suspensor reto, em maiores velocidades, observa-se que a carga de sólidos termina só em posições angulares mais altas. Como a carga de sólidos carregada pelo suspensor circular é a mais alta, já era esperado que essa geometria fosse a que apresentasse menos material rolando no fundo do tambor. Diante disso, foi analisado, enfim, a concentração de sólidos no suspensor circular modificado, conforme a Figura 4.12.

Figura 4.12 - Contorno da fração volumétrica de sólidos do suspensor circular modificado.



Analisando a Figura 4.12, observa-se que, de fato, essa geometria apresenta mais material no fundo do tambor do que o suspensor circular. Assim, comparando-se o contorno nas velocidades de 21,3 rpm e 36,1 rpm, observa-se que uma maior quantidade de sólidos é carregada na parte inferior do tambor na velocidade de 21,3 rpm, como observado para os outros suspensores. Entretanto o contorno obtido nas duas velocidades ao longo dos ângulos é muito próximo, porém nota-se uma quantidade um pouco maior de sólidos no ângulo de cascadeamento na velocidade de 36,1 rpm.

5 CONCLUSÃO E SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

São apresentadas neste capítulo as principais conclusões sobre o estudo da análise numérica do efeito da geometria de suspensores e velocidades de rotação na fluidodinâmica de tambor rotatório com suspensores.

5.1 Conclusão

A simulação do suspensor reto foi validada com os dados da literatura, alcançando um dos objetivos do presente trabalho. Com os resultados obtidos nas análises dos suspensores e das velocidades, conclui-se que nos três suspensores houve uma maior quantidade de sólidos tanto nos suspensores, como na região ativa na velocidade de 36,1 rpm do que na velocidade de 21,3 rpm, verificando assim a influência da velocidade no carregamento do material. Isso pode ser explicado pelo fato de que com uma maior velocidade, têm-se uma maior quantidade de sólidos sendo carregados nos suspensores devido a força centrífuga, conseqüentemente, uma maior quantidade cai em cascadeamento na região ativa, aumentando assim a taxa de secagem do secador rotatório.

Já na análise dos suspensores observou-se que a quantidade de sólidos na região ativa foi maior no suspensor circular, tanto na velocidade de 21,3 rpm quanto na velocidade de 36,1 rpm, isso se deve ao fato de que esse suspensor tem um formato do tipo “concha”, que facilita o carregamento do material dentro do aparato. No entanto, a variação da massa de sólidos ao longo da posição angular foi a maior, uma vez que a descarga de sólidos termina em ângulos maiores.

Entretanto, a geometria do suspensor que teve a menor quantidade de material na região ativa e na região do suspensor, nas duas velocidades analisadas, foi o suspensor reto, isso pode ser explicado devido a sua geometria que não favorece o carregamento de material e conseqüentemente a quantidade de material em cascadeamento é menor. Comparando o suspensor circular com o circular modificado, o que obteve a menor quantidade de sólidos na região ativa foi o suspensor circular modificado, isso se deve ao fato de que esse suspensor carrega uma menor quantidade de sólidos. Assim pode-se afirmar que entre os suspensores analisados, o suspensor circular obteve a maior quantidade de sólidos na região ativa, favorecendo um maior contato do sólido com o gás de secagem.

Com o contorno da fração volumétrica de sólidos pôde-se confirmar a influência da velocidade no carregamento dos sólidos. Nas três geometrias de suspensores observou-se que na velocidade de 21,3 rpm, a concentração de sólidos no fundo do tambor foi maior do que na

velocidade de 36,1 rpm. Entretanto a massa de sólidos na região do cascadeamento foi maior na velocidade de 36,1 rpm. Conclui-se então que, em uma maior velocidade de rotação obtém-se uma maior quantidade de sólidos em contato com o gás de secagem, aumentando assim a secagem do material.

5.2 Sugestões de trabalhos futuros

O objetivo do trabalho foi alcançado através do estudo da massa de sólidos na região ativa e nos suspensores. Com isso, será possível então realizar as etapas futuras, onde sugere-se:

- A construção de um aparato experimental para a análise da dinâmica dos sólidos com esses suspensores e verificação do estudo de simulação;
- A realização de estudos experimentais e de simulação de outros tipos de materiais (inclusive analisando o efeito da umidade no escoamento), geometrias de suspensores e velocidades;
- Realizar a simulação com a abordagem DEM para analisar por exemplo o grau de dispersão das partículas ao longo da região ativa.

REFERÊNCIAS

- BAKER, C. G. J. Cascading rotary dryers. **Advances in drying hemisphere**, New York, v. 2, p. 1–51, 1983.
- BAKER, C.G.J. The design of flights in cascading rotary dryers. **Drying Technology: An International Journal**, England, v. 6, n. 4, p. 631–653, 1988.
- BENEDITO, W. M. *et al.* Estudo Da Dinâmica De Partículas Não-Esféricas Em Tambor Rotatório Via Técnicas De Cfd. *In: Congresso Brasileiro de Engenharia Química em Iniciação Científica*, 12., 2017, São Carlos. **Anais [...]**. São Carlos: 2008.
- BICALHO, I. C. Estudo experimental e de simulação da fluidodinâmica em secadores rotatórios com cascadeamento. **Horizonte Científico**, Uberlândia, v. 4, 2010. Disponível em: <http://www.seer.ufu.br/index.php/horizontecientifico/article/view/4340>. Acesso: 6 mai. 2020.
- DARTEVELLE, Sébastien. **Numerical and granulometric approaches to geophysical granular flows**. 2003. Ph. D. Thesis, Michigan Technological University, Michigan, 2003.
- DIAS, Daniel De Brito. **Avaliação de Técnicas de Fluidodinâmica Computacional em Ciclones**. 2009. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química). Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2009.
- FERNANDES, Nilson José. **Estudo da fluidodinâmica e da secagem de um secador rotatório da indústria de fertilizantes**. 2008. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia 2008.
- FERREIRA, L. C. *et al.* Estudo da Dinâmica de Partículas no Interior de um Tambor Rotatório Operando em Regime de Rolamento. *In: Jornada em Engenharia Química*, 19., 2014, Uberlândia. **Anais[...]**. Uberlândia: 2014.
- GIDASPOW, D., Multiphase Flow and Fluidization, **Academic Press**, London, 1 ed, 467 p, 1994.
- HONORATO, Gerlane Carla. **Concepção de um secador rotatório para secagem do cefalotórax do camarão**. 2006. Tese (Doutorado em Engenharia Química) - Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, 2006.
- JOHNSON, P. C.; JACKSON, R. Frictional-collisional constitutive relations for granular materials, with application to plane shearing. **Journal of Fluid Mechanics**, Princeton, v. 176, p. 67–93, 1987. DOI: <https://doi.org/10.1017/S0022112087000570>. Acesso em: 15 jun. 2020.
- KELLY, J.J. Bull. Inst. Ind. Res. Standards. v. 5, p. 361, 1968.
- KUDRA, T. Energy aspects in drying. **Drying Technology: An International Journal**, Varennes, v. 22, n. 5, p. 917–932, 2004. DOI: <https://doi.org/10.1081/DRT-120038572>. Acesso em: 02 abr. 2020.
- LEE, Andrew. **Modelling the Solids Transport Phenomena Within Flighted Rotary Dryers**. 2008. PhD thesis, James Cook University, 2008.
- LIMA, Rondinelli Moulin. **Estudo da dinâmica de partículas em tambores rotatórios empregando a abordagem numérica lagrangeana**. 2017. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2017.

- LISBOA, Michel Heleno. **Estudo de secadores rotatórios na secagem de fertilizantes**. 2005. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2005.
- LUN, C. K. K. *et al.* Kinetic theories for granular flow: Inelastic particles in Couette flow and slightly inelastic particles in a general flowfield. **Journal of Fluid Mechanics**, Montreal, v. 140, p. 223–256, 1984. DOI: <https://doi.org/10.1017/S0022112084000586>. Acesso em: 21 jun. 2020.
- LUNA, Carlos Manuel Romero. **Estudo numérico de modelos de arrasto e do coeficiente de restituição no escoamento gás-sólido em leite fluidizado**. 2013. Tese (Doutorado em Engenharia Química) - Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2013.
- MACEDO, Rafael Feliciano de. **Secagem contínua de argila bentonita em secador rotativo industrial: modelagem, simulação e experimentação**. 2016. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) - Universidade Federal de Campina Grande, Campina Grande, 2016.
- MACHADO, Marcela Vieira Caixeta. **Estudo experimental e numérico da dinâmica de corpos moedores em moinhos de bola**. 2016. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2016.
- NASCIMENTO, S. M. *et al.* Solids holdup in flighted rotating drums: An experimental and simulation study. **Powder Technology**, v. 280, p. 18–25, 2015. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2015.04.038> Acesso em: 07 Fev. 2020.
- NASCIMENTO, Suellen Mendonça. **Estudo da dinâmica de partículas em tambor rotatório com suspensores: análise experimental e numérica utilizando abordagens euleriana e lagrangeana**. 2018. Tese (Doutorado em Engenharia Química) - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2018.
- NASCIMENTO, Suellen Mendonça. **Estudo experimental e de simulação de material particulado em tambor rotatório com suspensores**. 2014. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2014.
- PORTER, S.J. The design of Rotary Dryers and Coolers. **Transport Institute of Chemical Engineering**, v. 41, p. 272–287, 1963.
- SANTOS, Dyrney Araújo dos. **Contribuições ao estudo da fluidinâmica em leite de jorro – estudos experimentais e de simulação via CFD**. 2011. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2011.
- SCHAEFFER, D. G. Instability in the evolution equations describing incompressible granular flow. **Journal of Differential Equations**, Durham v. 66, p. 19–50, 1987.
- SHEEHAN, M. E.; BRITTON, P. F.; SCHNEIDER, P. A. A model for solids transport in flighted rotary dryers based on physical considerations. **Chemical Engineering Science**, Queensland, v. 60, p. 4171–4182, 2005.
- SILVEIRA, J. C. *et al.* A fluid study of the active phase behavior in a rotary drum with flights of two and three segments. **Powder Technology**. v. 368, p. 297 - 307, 2020. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2020.04.051>. Acesso em: 15 Jun. 2020.
- SILVÉRIO, Beatriz Cristina. **Estudos fluidodinâmicos e de secagem de fertilizantes em diferentes tipos de secadores rotatórios**. 2012. Tese (Doutorado em Engenharia Química) - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2012.

SYAMLAL, M., ROGERS, W. O'BRIEN, T.J. MFIX documentation: Theory Guide, **U.S Department of Energy**, v. 1, West Virginia, 1993.

VAN PUYVELDE, D. R. Modelling the hold up of lifters in rotary dryers. **Chemical Engineering Research and Design**, Canberra, v. 87, n. 2, p. 226–232, 2009.