



**Universidade Federal de Uberlândia
Faculdade de Engenharia Química**

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA



**ESTUDO EXPERIMENTAL E DE SIMULAÇÃO DA DINÂMICA DE
MATERIAL PARTICULADO EM TAMBOR ROTATÓRIO COM
SUSPENSORES**

Suellen Mendonça Nascimento

Uberlândia - MG

2014



Universidade Federal de Uberlândia
Faculdade de Engenharia Química
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA



**ESTUDO EXPERIMENTAL E DE SIMULAÇÃO DA DINÂMICA DE
MATERIAL PARTICULADO EM TAMBOR ROTATÓRIO COM
SUSPENSORES**

Suellen Mendonça Nascimento

Orientadores:

Prof. Dr. Marcos A. de Souza Barrozo

Prof. Dr. Claudio Roberto Duarte

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

Uberlândia - MG

2014

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)
Sistema de Bibliotecas da UFU, MG, Brasil.

N244e
2014 Nascimento, Suellen Mendonca, 1990-
Estudo experimental e de simulação da dinâmica de material
particulado em tambor rotatório com suspensores / Suellen Mendonca
Nascimento. - 2014.

91 f. : il.

Orientador: Claudio Roberto Duarte.

Coorientador: Marcos Antônio de Souza Barrozo

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Uberlândia,
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química.

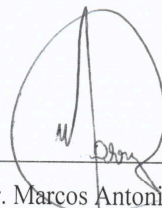
Inclui bibliografia.

1. Engenharia Química - Teses. 2. Fluidodinâmica computacional -
Teses. 3. Secagem - Teses. 4. Análise - Imagens, ilustrações, etc. - Teses.
I. Duarte, Claudio Roberto, 1975- II. Barrozo, Marcos Antonio de Souza.
III. Universidade Federal de Uberlândia, Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Química. IV. Título.

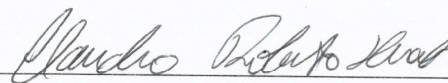
CDU: 66.0

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO SUBMETIDA AO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA COMO PARTE DOS REQUISITOS PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE MESTRE EM ENGENHARIA QUÍMICA, EM 21 DE JULHO DE 2014.

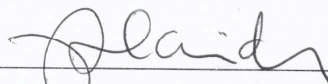
BANCA EXAMINADORA:



Prof. Dr. Marcos Antonio de Souza Barrozo
Orientador (PPGEQ-UFU)



Prof. Dr. Claudio Roberto Duarte
Orientador (PPGEQ-UFU)



Prof. Dr. Carlos Henrique Ataíde
(PPGEQ-UFU)



Prof. Dr. Ricardo Amâncio Malagoni
(PPGEQ-UFU)



Dr. Nilson José Fernandes
(NJF Process)

AGRADECIMENTOS

A gratidão é um dos sentimentos mais nobres que existe. E neste momento tenho tanto o que agradecer. Agradeço primeiramente a Deus que me trouxe força e fé nos momentos mais difíceis e aos dons concedidos para que eu pudesse realizar esse trabalho.

À minha mãe, pelo amor, dedicação, pelas orações, companheirismo e palavras de ajuda em cada noite passada em claro. Ao meu pai por acreditar em mim e pelas tantas palavras de incentivo quando eu não acreditei no meu potencial. Ao meu irmão Luiz Fernando pela amizade e companheirismo por toda a vida.

Ao meu noivo e amor da minha vida Douglas pelo amor e compreensão, por acreditar nos meus sonhos, e ser meu melhor amigo e eterno companheiro.

Agradeço aos meus orientadores Marcos Antonio de Souza Barrozo e Claudio Roberto Duarte pela dedicação e apoio para a realização deste trabalho. Obrigada por estarem sempre disponíveis a ajudar e serem para mim exemplos de profissionalismo e de amor aos seus trabalhos.

Ao amigo e colega de trabalho Dyrney pelas suas contribuições ao trabalho, por ser sempre tão solícito e transmitir seus conhecimentos com tanta humildade e dedicação. Sua ajuda foi fundamental para a execução deste trabalho.

À minha amiga e companheira Angelica, que desde os tempos de graduação esteve ao meu lado me apoiando e sendo meu porto seguro. Obrigada pelos momentos de orações, pelas palavras amigas e por estar sempre disposta a me escutar e ajudar.

Agradeço aos meus alunos de iniciação científica que tanto colaboraram para que esta dissertação fosse possível, Ghaby, Daniel e Luis Felipe. Obrigada por estarem sempre disponíveis, às vezes renunciando de um tempo de estudo, para que este trabalho tivesse os melhores resultados.

Aos amigos e colegas do PPGEQ e companheiros de laboratório pela amizade e ajuda nos momentos que precisei.

À Faculdade de Engenharia Química da Universidade Federal de Uberlândia e aos funcionários, Paulo, Silvino e Cecília pelo apoio dedicado durante este trabalho.

À CAPES e ao CNPQ pelo apoio financeiro investido para a execução desse trabalho.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	i.
LISTA DE TABELAS	ii.
LISTA DE SÍMBOLOS	iii.
RESUMO	iv.
ABSTRACT	v.
Capítulo 1 - Introdução	1
1.1 - Objetivos	3
Capítulo 2 - Revisão Bibliográfica	5
2.1 - Abordagem experimental	5
2.1.1 - Secadores rotatórios com suspensores.....	5
2.1.2 - Propriedades das partículas em um secador rotatório.....	7
2.1.3 - Tipos de suspensores	10
2.1.4 - <i>Holdup</i> nos suspensores.....	12
2.1.5 - Estudos fluidodinâmicos em secadores rotatórios	14
2.1.6 - Carregamento ideal	18
2.2 Resolução Numérica de Escoamentos.....	20
2.2.1 - Fluidodinâmica computacional.....	21
2.2.2 - Modelo Euleriano Granular Multifásico.....	25
2.2.3 - Teoria cinética granular	28
2.2.4 - Regimes de escoamento.....	31
2.2.5 - Natureza numérica do resolvedor FLUENT®	35
2.2.6 - Malha computacional.....	37
2.2.7- Condição de malha móvel	38
Capítulo 3 - Materiais e Métodos	40
3.1- Materiais e Metodologia Experimental	40
3.1.1 – Unidade experimental e material particulado	40
3.1.2 – Caracterização do material	41
3.1.3 – Coeficiente de atrito dinâmico	43
3.1.4 – Ângulo de repouso estático	47
3.1.5 – Medida de <i>holdup</i> nos suspensores em função da posição angular	47
3.2- Metodologia Numérica.....	49
3.2.1 – Confecção da malha computacional	49

3.2.2 – Condições de contorno e modelos utilizados na simulação	51
3.2.3 – Determinação de <i>holdup</i> nos suspensores.....	52
3.2.4 – Condições de inicialização dos problemas.....	56
Capítulo 4 - Resultados e Discussão	57
4.1 Resultados Experimentais.....	57
4.1.1 Caracterização do material.....	57
4.1.2 Coeficiente dinâmico de fricção	57
4.1.3 Ângulo de repouso estático	60
4.1.4 Determinação do carregamento ideal.....	60
4.1.5 Influência da velocidade de rotação no perfil de descarga de sólidos	65
4.1.6 Influência do diâmetro da partícula no perfil de descarga de sólidos.....	69
4.1.7 Comparação entre os perfis de descarga do fertilizante e da esfera de vidro	73
4.2 Resultados de Simulação	74
4.2.1 Teste de independência de malha.....	74
4.2.2 Influência da disposição das partículas na inicialização do problema.....	75
4.2.3 Comparação dos resultados obtidos com os experimentais e efeito da viscosidade friccional	76
4.2.4 Aperfeiçoamento da metodologia de análise de imagens	82
Capítulo 5 - Conclusões e Sugestões para trabalhos futuros	85
5.1 Conclusões.....	85
5.1.1 Conclusões experimentais.....	85
5.1.2 Conclusões do estudo numérico.....	86
5.2 Sugestões Para Trabalhos Futuros	86
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	88

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Esquema de um secador rotatório com suspensores (PERRY e GREEN, 1997).	6
Figura 2.2 - Métodos para medir o ângulo de repouso estático (WOODCOCK e MASON, 1987).....	8
Figura 2.3 - Tipos de suspensores mais comuns em secadores rotatórios (LISBOA, 2005)..	11
Figura 2.4 - Fase passiva e fase ativa em um secador rotatório (Adaptado de SHEEHAN <i>et al.</i> , 2005).....	16
Figura 2.5 - Condições de carregamento de um secador rotatório com suspensores: (a) sub-carregado; (b) carregamento ideal e (c) sobrecarregado (LEE, 2008) .	19
Figura 2.6 –Suspensor na posição 0° (Adaptado de LEE, 2008).	20
Figura 2.7 - Três principais formas de dissipação viscosa dentro de um escoamento granular: cinética, cinética-colisional e friccional. (DARTEVELLE, 2003 apud SANTOS, 2011).	31
Figura 2.8 - Exemplos de volume de controle em uma malha bidimensional.....	36
Figura 2.9 -Tipos de malhas: (a) estruturada multibloco contendo elementos hexaédricos, (b) não estruturada contendo células tetraédricas e (c) malha híbrida (DUARTE, 2006).	38
Figura 3.1 - Foto da unidade construída para o trabalho experimental.	40
Figura 3.2 - Distribuição dos suspensores e dimensões do equipamento.....	41
Figura 3.3 - Exemplo de medição da posição angular e do ângulo de repouso dinâmico.....	44
Figura 3.4 - Regiões de aceitação e rejeição na distribuição de densidade Fischer.	46
Figura 3.5 - Esquema do aparato experimental utilizado para a medição do ângulo de fricção interna partícula-partícula.....	47
Figura 3.6 - Extremidade posterior do tambor: sistema em acrílico e calha utilizados na coleta de partículas.	48

Figura 3.7 - Vista frontal da malha construída para o tambor.....	50
Figura 3.8 - Representação do volume do tambor dividido em dez subvolumes.....	52
Figura 3.9 - Perfil de distribuição de esferas de vidro na face frontal do tambor na inicialização do problema.....	53
Figura 3.10 - Perfil de distribuição de esferas de vidro na inicialização do problema em um cubo.	54
Figura 3.11- Perfil de escoamento obtido na simulação e aproximação no suspensor.	54
Figura 3.12 - Vista frontal das formas de inicialização do problema.....	56
Figura 4.1 - Variação do perfil de descarga para esferas de 1,09 mm e velocidades de rotação: (a) 1,5 rpm; (b) 3 rpm; (c) 4,5 rpm.	61
Figura 4.2 - Variação do perfil de descarga para esferas de 1,84 mm e velocidades de rotação: (a) 1,5 rpm; (b) 3 rpm; (c) 4,5 rpm.	62
Figura 4.3 - Variação do perfil de descarga para esferas de 2,56 mm e velocidades de rotação: (a) 1,5 rpm; (b) 3 rpm; (c) 4,5 rpm.	63
Figura 4.4 - Carregamento ideal para fertilizante.....	65
Figura 4.5 - Variação do perfil de descarga para esferas de 1,09 mm e carregamentos: (a) 3% v/v; (b) 4,5% v/v; (c) 6% v/v.....	66
Figura 4.6 - Variação do perfil de descarga para esferas de 1,84 mm e carregamentos: (a) 3% v/v; (b) 4,5% v/v; (c) 6% v/v.....	67
Figura 4.7 - Variação do perfil de descarga para esferas de 2,56 mm e carregamentos: (a) 3% v/v; (b) 4,5% v/v; (c) 6% v/v.....	68
Figura 4.8 - Variação do perfil de descarga com a velocidade para o fertilizante.	69
Figura 4.9 - Variação do perfil de descarga com o diâmetro e velocidade de 1,5 rpm com os carregamentos: (a) 3% v/v; (b) 4,5% v/v; (c) 6% v/v.....	70

Figura 4.10 - Variação do perfil de descarga com o diâmetro e velocidade de 3 rpm com os carregamentos: (a) 3% v/v; (b) 4,5% v/v; (c) 6% v/v.....	71
Figura 4.11 - Variação do perfil de descarga com o diâmetro e velocidade de 4,5 rpm com os carregamentos: (a) 3% v/v; (b) 4,5% v/v; (c) 6% v/v.....	72
Figura 4.12 - Variação do perfil de descarga com o diâmetro para o fertilizante.	73
Figura 4.13 - Variação da massa no suspensor para o fertilizante e esferas de vidro.	73
Figura 4.14 – Fração volumétrica no suspensor para o fertilizante SSPG e as esferas de vidro.....	74
Figura 4.15 - Teste de independência de malha: variação da velocidade em diferentes posições do tambor de acordo com o número de células.	74
Figura 4.16 - Holdup nos suspensores para diferentes limites de viscosidade friccional do modelo.	77
Figura 4.17 - Comparação dos perfis de porosidade simulado e experimental.....	78
Figura 4.18 – Fração de partículas no suspensor.....	78
Figura 4.19 - Comparação dos valores de holdup experimentais e simulado para 3% do volume do tambor ocupado por esferas.....	79
Figura 4.20 - Resultados de simulação para 3 e 6% em percentagem volumétrica ocupada pela fase sólida.....	80
Figura 4.21 - Comparação dos valores de holdup experimentais e simulado para 6% do volume do tambor ocupado por fertilizante.....	81
Figura 4.22 - Comparação dos valores de holdup experimentais e simulado para 3% do volume do tambor ocupado por fertilizante.....	81
Figura 4.23 - Exemplo de variação das massas de partícula em cada subvolume ao longo do suspensor.	82
Figura 4.24 - Distribuição do número de subvolumes para determinação do efeito da variação ao longo do tambor.	83

Figura 4.25 - Avaliação dos perfis de descarga estimados através da simulação em função da posição angular para diferentes números de subvolumes.....	84
---	----

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 - Propriedades das partículas utilizadas.....	42
Tabela 3.2 - Quadro ANOVA para efeito das variáveis.....	45
Tabela 3.3 - Número de células computacionais de cada malha.....	50
Tabela 3.4 - Modelos utilizados na simulação.	51
Tabela 4.1- Valores de coeficiente de fricção dinâmico para cada condição analisada.....	58
Tabela 4.2 - Quadro de ANOVA para efeito da velocidade de rotação do tambor e do diâmetro da partícula.	59
Tabela 4.3 - Quadro de ANOVA para efeito da malha na velocidade.....	75

LISTA DE SÍMBOLOS

- A - Parâmetro da Equação (2.17)
 a - Parâmetro da Equação (2.43)
 B - Parâmetro da Equação (2.17)
 b - Parâmetro da Equação (2.43)
 C_D - Coeficiente de arraste
 d_s - Diâmetro da fase granular [L]
 D - Diâmetro do tambor rotatório [L]
 D_s - Tensor taxa de deformação da fase sólida
 e_{ss} - Coeficiente de restituição [-]
 f - Função de arraste
 \vec{F}_q - Força externa [MLT⁻²]
 \vec{F}_l - Força de ascensão [MLT⁻²]
 \vec{F}_{vm} - Força virtual mássica [MLT⁻²]
 g - Aceleração da gravidade [LT⁻²]
 $g_{0,ss}$ - Função de distribuição radial [-]
 h^* - Quantidade de sólido retida no suspensor [M]
 h_0^* - Quantidade de sólido no suspensor na posição angular 0° [M]
 H^* - Carga total de sólidos no secador [M]
 I - Tensor tensão unitário
 I_{2D} - Segundo invariante do tensor deformação
 k_{θ_s} - Coeficiente de difusão de energia
 K_{fs} - Coeficiente de troca de momento entre as fases fluida e sólida
 L - Comprimento do secador [L]
 N - Número de rotações do tambor por unidade de tempo [T⁻¹]
 p_s - Pressão de sólidos [ML⁻¹T⁻²]
 P_f - Pressão friccional [ML⁻¹T⁻²]
 R_0 - Raio da circunferência descrita pela ponta do suspensor [L]
 Re_r - Número de Reynolds relativo [-]
 S - Termo genérico de geração

$\bar{\bar{T}}$ - Tensor de cisalhamento [$ML^{-1}T^{-2}$]

\vec{v} - Vetor velocidade da fase [LT^{-1}]

$v_{r,s}$ - Velocidade terminal da fase sólida [LT^{-1}]

V - Volume [L^3]

Símbolos gregos

α - Fração volumétrica da fase [-]

$\alpha_{s,min}$ - Fração mínima de empacotamento para a viscosidade friccional [-]

$\alpha_{s,max}$ - Fator máximo de empacotamento das partículas [-]

ϕ - Ângulo de repouso dinâmico [-]

ϕ_e - Ângulo de repouso estático do material ou ângulo de fricção interna [-]

ϕ_{fs} - Coeficiente de troca de energia entre as fases fluida e sólida

Φ - Variável dependente genérica para a equação geral da conservação

γ_{θ_s} - Dissipação de energia através das colisões

Γ - Coeficiente de difusão genérico

μ_{din} - Coeficiente dinâmico de fricção [-]

μ_f - Viscosidade da fase fluida [$ML^{-1}T^{-1}$]

μ_s - Viscosidade cisalhante da fase sólida [$ML^{-1}T^{-1}$]

$\mu_{s,col}$ - Viscosidade colisional da fase sólida [$ML^{-1}T^{-1}$]

$\mu_{s,cin}$ - Viscosidade cinética da fase sólida [$ML^{-1}T^{-1}$]

$\mu_{s,fricc}$ - Viscosidade friccional da fase sólida [$ML^{-1}T^{-1}$]

ω - Velocidade angular do secador rotatório [T^{-1}]

ρ - Densidade [ML^{-3}]

θ - Posição angular do suspensor [-]

θ_s - Temperatura granular [-]

τ_s - Função de relaxação da posição da partícula no tempo [T]

Subscritos

f - Fase fluida

s - Fase sólida

p - ponto em que se deseja fazer o cálculo na malha

viz - pontos vizinhos ao ponto de interesse

RESUMO

A secagem é uma operação unitária presente em vários processos industriais. Um dos equipamentos mais usados para a secagem são os secadores rotatórios, que são tambores cilíndricos dotados de suspensores, que ao girarem promovem o cascadeamento do material particulado. A compreensão dos perfis de descarga de sólidos dos suspensores é importante para seu dimensionamento. Para isto, geralmente são utilizados tambores rotatórios com suspensores, sem a presença do ar de secagem, que facilitam as medidas da dinâmica das partículas nestes processos. Um método bastante viável e cada vez mais utilizado é a fluidodinâmica computacional, que aliada aos trabalhos experimentais pode fornecer resultados que ajudam na melhor compreensão dos fenômenos envolvidos. Utilizou-se para os estudos em fluidodinâmica computacional o *software* comercial FLUENT[®], com a abordagem Euler-Euler. Com a finalidade de comparar com os resultados experimentais, desenvolveu-se um método de análise de imagens que permite através da área das frações mássicas, nas seções transversais do tambor, quantificar o *holdup* nos suspensores, visto que o *software* não o fornece de forma direta. Desta maneira, o trabalho teve como objetivo estudar a influência do tipo de material, diâmetro de partícula e velocidade de rotação no perfil de descarga das partículas em um tambor rotatório com suspensores e no carregamento ideal. Foi também analisada a influência destas variáveis no coeficiente de atrito dinâmico para as esferas de vidro e observou-se que o diâmetro da partícula influencia no coeficiente de atrito dinâmico e conseqüentemente no perfil de descarga das partículas. Os resultados do perfil de variação de carga nos suspensores foram bastante conclusivos para se verificar os efeitos das variáveis operacionais na dinâmica das partículas. Além disso, na modelagem em CFD, variou-se os limites de viscosidade friccional e foi possível obter valores de *holdup* condizentes com os experimentais. De acordo com o limite de viscosidade friccional que o perfil de descarga mais se aproximou dos resultados experimentais, esta deveria ser aplicada em qualquer região do leito, os resultados permitiram uma interpretação sobre a natureza numérica do resolvidor FLUENT[®], assim como as interpolações geradas entre uma célula e outra da malha computacional.

Palavras-chave: Secador rotatório; fluidodinâmica computacional; análise de imagens.

ABSTRACT

Drying is a unit operation present in several industrial processes; one of the most widely used equipment for drying are flighted rotary dryers, which are cylindrical drums with flights in order to elevate the material and shower it over the cross section. Understanding the solids discharge profiles is extremely important to describe the behavior of particles in them. For this, usually are used rotating drums with flights without the presence of the drying air, to facilitate the measurement of particle dynamics in these processes. The computational fluid dynamics (CFD) is a very viable and increasingly used method that coupled with experimental work can provide excellent results. In the use of computational fluid dynamics, to simulate the dynamics of a particulate material in a rotating drum with flights, was used the Euler-Euler approach. In order to compare with the experimental results, was developed a method of image analysis that allows estimate the holdup on flights through the area of the mass fractions on the cross sections of the drum. Thus, the work aimed to study the influence of material type, particle diameter and rotation speed in the behavior of particles in a rotating drum with flights and the design load. Also, it was analyzed the influence of these variables for the dynamic friction coefficient for the glass beads and it was observed that the particle diameter influenced the dynamic friction coefficient and hence the particles discharge profile. The results of holdup in function of angular position were very important to verify the effects of the dynamic operating variables of the particles. Furthermore, in the CFD modeling, it was ranged the limits of frictional viscosity and it was possible to obtain values very close to the experimental one. According to the limit of frictional viscosity that was closest to the experimental results, in which it should be applied in any region of the drum, the results allowed an interpretation on the nature of the numerical solver (FLUENT[®]), as well as the interpolations generated between one cell and another of the computational mesh.

Key-words: Rotary dryer, computational fluid dynamics, image analysis.

Capítulo 1

Introdução

Os secadores rotatórios com suspensores são utilizados em diversos setores industriais, como indústrias de cimento, fertilizantes e minerais, e atualmente tem sido aplicado na secagem de açúcar. Isso acontece devido à alta capacidade de processamento e flexibilidade de operação quando comparado com outros tipos de secadores, que fazem com que estes sejam os mais utilizados dentre todos os tipos de secadores.

Os secadores não somente são onerosos em termos de capital de investimento, mas também nas quantidades de energia consumidas durante a sua operação (LISBOA, 2005). No entanto, apesar de representarem um custo significativo para muitas unidades industriais, estes equipamentos quando corretamente projetados e operados, fornecem uma alta eficiência térmica. E como resultado dos crescentes esforços para reduzir a demanda de energia, o projeto de unidades de secagem se tornou um ponto importante nas indústrias.

Os secadores rotatórios são os equipamentos mais utilizados na secagem de fertilizantes, que se faz necessária para evitar empedramento ou desintegração dos grânulos (FERNANDES, 2008). Os grânulos de fertilizantes possuem a tendência de formação de incrustações, que limitam os balanços energéticos e fazem com que a secagem seja o ponto limitante dos processos produtivos. Sendo assim, faz-se necessário um maior domínio das variáveis envolvidas no dimensionamento destes secadores. A maior parte do projeto de um secador rotatório depende de conhecimento do comportamento do material a ser secado e da geometria do equipamento.

O secador rotatório convencional consiste de uma armação cilíndrica, inclinada por um pequeno ângulo com relação à horizontal, que gira em torno do seu próprio eixo longitudinal. Além disso, acoplados internamente ao tambor existem suspensores que irão promover o cascadeamento dos sólidos no interior do secador e melhorar o contato com o ar de secagem.

Apesar da vasta aplicação destes secadores e da existência de trabalhos relevantes sobre secadores rotatórios, ainda existe uma deficiência em estudos sobre o comportamento da dinâmica das partículas nestes equipamentos. A maior parte dos projetos de secadores é feita por empirismo e *scale-up* de plantas piloto.

O dimensionamento e a simulação de secadores rotatórios são grandes desafios, visto que a secagem envolve, além transferências de calor e massa, processos fluidodinâmicos (FERNANDES, 2008). Desta maneira, é importante no estudo desses equipamentos a descrição da fluidodinâmica das fases sólida e gasosa nos secadores. Para isto, geralmente são utilizados tambores rotatórios com suspensores, mas sem a presença do ar de secagem, que facilitam o entendimento do movimento das partículas nestes equipamentos.

Outro estudo importante no projeto de um secador rotatório é a carga total de sólidos no seu interior. Idealmente, um secador rotatório deve ser operado com todos os suspensores operando em sua capacidade máxima de acordo com a sua posição angular. Quando trabalha-se com uma quantidade menor, o secador estará operando abaixo da sua capacidade total, embora, industrialmente, sejam utilizados anéis de retenção para aumentar o tempo de residência das partículas e evitar que o secador opere nesta condição. Já quando o secador está acima desta quantidade ideal, algumas partículas não entram em contato efetivo com o ar de secagem e estarão com a umidade maior do que adesejada ao final do processo. De acordo com Baker (1983), a carga de sólidos no tambor deve corresponder entre 10 e 15% do seu volume total, porém não se sabe a influência dos parâmetros operacionais e da geometria do equipamento nesta definição.

Alguns trabalhos experimentais já foram desenvolvidos com a finalidade de descrever o comportamento das partículas em secadores rotatórios. Porém, com o avanço da tecnologia e com a crescente capacidade de processamento dos computadores, aliados aos altos custos envolvidos na construção de plantas piloto, estão disponíveis ferramentas, como a fluidodinâmica computacional (CFD), que permite a abordagem de modelos matemáticos para a compreensão de fenômenos físicos. Entretanto, os estudos de CFD não eliminam o trabalho experimental, visto que eles devem ser validados experimentalmente.

De acordo com Santos *et al.* (2013a), as abordagens Euler-Euler e Lagrange são as mais utilizadas para a simulação da dinâmica de materiais particulados em tambores rotatórios. Na abordagem lagrangeana, utilizada pelo DEM (DiscreteElementMethod), as forças que atuam em cada partícula são calculadas baseadas nas leis de interação partícula-partícula, enquanto que na abordagem Euler-Euler as diferentes fases são tratadas matematicamente como contínuas e interpenetrantes. Apesar da simulação DEM ser amplamente utilizada para descrever o comportamento de partículas em tambores rotatórios com suspensores (GENG *et al.*, 2009; GENG *et al.*, 2011; GENG *et al.*, 2013), por possuir uma modelagem menos complexa, nas simulações Euler-Euler a resolução é mais simples,

tendo em vista que o esforço computacional requerido é menor, permitindo fazer simulações mesmo em grande escala com um menor número de parâmetros a ser definido.

Apesar das vantagens da simulação com a abordagem Euler-Euler, embora alguns autores já tenham a utilizado para estudar o comportamento da queda de uma “cortina” de partículas através de uma corrente de ar (WARDJIMAN *et al.*, 2008; AJAYI e SHEEHAN, 2012), ainda não existem trabalhos que utilizam-na para a simulação de tambor rotatório com suspensores.

As simulações deste trabalho serão conduzidas utilizando o *software* FLUENT® e a abordagem Euler-Euler, mas através desta ferramenta não é possível obter o *holdup* de forma direta. Desta maneira, este trabalho pioneiro quanto à utilização desta abordagem na simulação de um tambor rotatório com suspensores e dada à importância da massa de sólidos na descrição do comportamento das partículas nesse equipamento, faz-se necessário o desenvolvimento de uma metodologia para estimá-las.

Tendo em vista o que foi exposto, a seguir são apresentados os objetivos do trabalho.

1.1 - Objetivos

O objetivo geral deste trabalho é fazer um estudo experimental e de simulação numérica da dinâmica de material particulado em um tambor rotatório com suspensores. A simulação será realizada utilizando a abordagem Euler-Euler, uma vez obtidos os resultados numéricos esses serão comparados com os dados obtidos experimentalmente.

Sendo que os objetivos específicos são, no trabalho experimental:

- Estudar a influência do tipo de material, diâmetro de partícula e velocidade de rotação no comportamento das partículas em um tambor rotatório com suspensores, através da análise de *holdup* no suspensor em função da posição angular.
- Estudar a influência das variáveis operacionais no carregamento ideal do tambor;

Já com a simulação, os objetivos específicos são:

- Comparar os valores de *holdup* nos suspensores em função da posição angular, obtidos através de trabalhos experimentais, com os valores

estimados através de simulações via CFD, utilizando a abordagem Euler-Euler;

- Encontrar a modelagem adequada da simulação que mais se aproxima dos resultados experimentais;
- Desenvolver uma metodologia para a determinação do *holdup* através da simulação, para caracterização do escoamento.

No Capítulo 2 foi feita uma revisão bibliográfica tanto da parte experimental (Seção 2.1) quanto da parte de fluidodinâmica computacional (Seção 2.2), e foram reportados alguns trabalhos que já foram desenvolvidos com o tema secadores rotatórios.

O Capítulo 3 também foi dividido em parte experimental (Seção 3.1) e parte de resolução numérica (Seção 3.2) e apresentou os materiais, as variáveis analisadas e as metodologias utilizadas nas duas frentes. Já no Capítulo 4 são apresentados os Resultados com as respectivas discussões do trabalho experimental (Seção 4.1) e de CFD (Seção 4.2).

A conclusão desta dissertação foi apresentada no Capítulo 5.

Capítulo 2

Revisão Bibliográfica

Vários estudos vêm sendo desenvolvidos com a finalidade de estudar e caracterizar os secadores rotatórios. Este capítulo tem como objetivo analisar o comportamento das partículas no equipamento e as técnicas usadas para descrever o processo em trabalhos experimentais (Seção 2.1), assim como a ferramenta fluidodinâmica computacional e sua aplicação ao estudo fluidodinâmico de tambores rotatórios com suspensores (Seção 2.2).

2.1 - Abordagem Experimental

2.1.1 - Secadores rotatórios com suspensores

Os secadores são equipamentos responsáveis por retirar alguma substância volátil, normalmente a água, de um material úmido. Os motivos para a secagem são muitos, desde econômicos, atendimento de especificações, até a realização para a armazenagem do material em condições adequadas para manutenção e conservação da qualidade. Além disso, a secagem facilita o transporte e o manuseio devido à perda de massa e, muitas vezes, de volume do material. Existem muitos tipos de secadores na prática industrial, cada um com suas próprias especificações de uso e operação. Um tipo comum é o secador rotatório, muito utilizado industrialmente na secagem de fertilizantes (LISBOA, 2005).

Segundo Sheehan *et al.* (2005), principalmente devido ao seu baixo custo de operação, simplicidade de construção e flexibilidade para operar com diversos tipos de materiais, os secadores rotatórios são os mais utilizados dentre todos os tipos de secadores. Ainda segundo os autores, eles são adotados particularmente em processos que possuem partículas grossas e coesivas, citando como exemplo as usinas de produção de açúcar, que requerem um material seco em conformidade com uma rígida fiscalização.

De acordo com Perry e Green (1997), os secadores industriais são classificados de acordo com a forma de transferência de calor. Os secadores de contato indireto são aqueles que o fluido de aquecimento não possui contato físico com o material sólido, sendo separados por uma parede ou um tubo metálico. Já os secadores de contato direto são

aqueles em que o calor é transferido ao material através de um contato direto entre o fluxo gasoso e o sólido. Os secadores rotatórios são classificados como secadores de contato direto, pois o calor é fornecido diretamente ao material a ser seco através do ar quente e insaturado.

O secador rotatório convencional constitui-se de um tambor cilíndrico, com uma pequena inclinação em relação a horizontal, de 0 a 5°, que gira em torno do seu próprio eixo longitudinal, como mostra a Figura 2.1. Acoplados internamente ao tambor existem alguns suspensores, que promovem o cascadeamento do sólido, aumentando o contato entre o sólido e o ar de secagem. A razão entre o comprimento e o diâmetro neste equipamento pode variar entre quatro e dez, enquanto que o diâmetro pode medir desde 0,2 m até 3 m de comprimento (PERRY e GREEN, 1997).

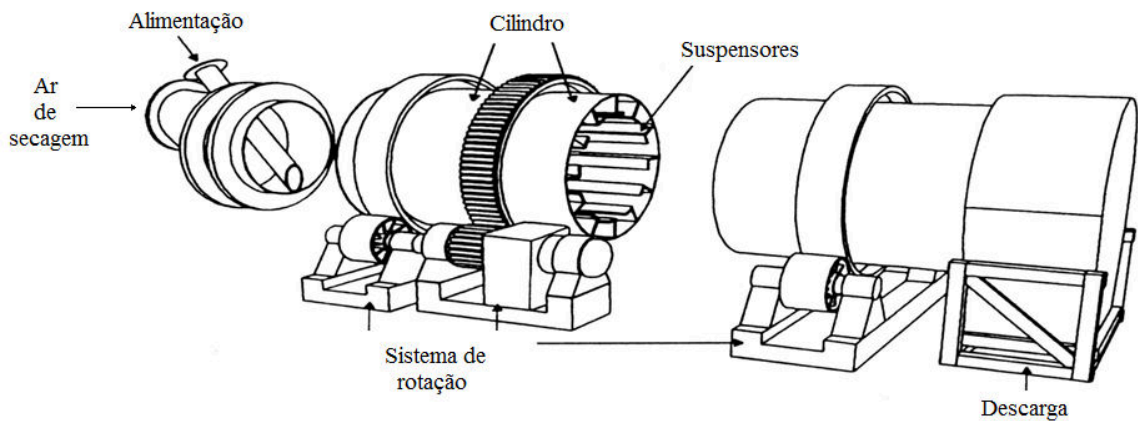


Figura 2.1 - Esquema de um secador rotatório com suspensores (PERRY e GREEN, 1997).

Como a secagem ocorre através do contato do material sólido com o fluxo gasoso, os suspensores colocados paralelamente em toda a extensão da armaçãocilíndrica, elevando os sólidos e lançando-os como uma cascata através da corrente gasosa, aumentando a superfície de contato entre as partículas e o ar. A queda dos sólidos em cascata, a partir dos suspensores e uma pequena inclinação em relação à horizontal, contribuem para o transporte das partículas de um lado ao outro do secador.

Dentre as variáveis que afetam o movimento das partículas em um secador rotatório de contato direto estão comprimento, diâmetro do secador, inclinação, velocidade de rotação, tipo e quantidade de suspensores, além das taxas de alimentação do material a ser secado e do gás de secagem e a distribuição granulométrica do material (LISBOA, 2005). Além disso, a configuração do secador em relação ao fluxo de gás também altera a dinâmica das

partículas no secador. Secadores em que a alimentação de material é feita pelo mesmo lado da alimentação do gás de secagem são chamados concorrentes, enquanto que aqueles em que o gás é alimentado no sentido contrário à alimentação são chamados contracorrentes. Secadores que operam em configuração contracorrentes possuem tempo de residência maior quando comparados com um secador semelhante operando em configuração concorrente.

Desta maneira, o desempenho dos secadores rotatórios com suspensores depende, principalmente, do contato entre o sólido e o gás de secagem, logo a eficiência do secador está intimamente ligada com a distribuição do material na seção transversal do tambor. A qualidade do produto final irá depender do tempo gasto pelo material em contato com a corrente de ar quente, durante o transporte do material entre uma extremidade e outra do tambor. Esse tempo é controlado principalmente pelo formato dos suspensores e inclinação do tambor.

Vários tipos e formatos de suspensores são empregados nos secadores com a finalidade de estudar o perfil de descarga dos sólidos a depender da característica do material. Assim, o projeto de um secador ideal irá depender das dimensões e do número de suspensores, diâmetro do secador, velocidade de rotação, diâmetro da partícula e propriedades do material. A seguir serão apresentados alguns trabalhos encontrados na literatura, desenvolvidos com a finalidade de estudar a influência desses parâmetros na dinâmica das partículas no equipamento.

2.1.2 - Propriedades das partículas em um secador rotatório

As propriedades das partículas são muito importantes na caracterização do material estudado. Diversas propriedades são usadas para caracterizar um conjunto de partículas, entre elas estão porosidade do leito, densidade, densidade aparente, distribuições de tamanho e forma, dureza, umidade, coesão e adesão. Todos esses parâmetros citados são de extrema importância para a compreensão do movimento dos sólidos na operação de secadores rotatórios, sendo que os mais significantes são a densidade aparente, efeitos de coesão e adesão e o teor de umidade (LEE, 2008).

Os efeitos de coesão e adesão podem ser interpretados através do ângulo de repouso estático (ϕ_e). Se um material é derramado em uma superfície plana, formará uma pilha cujo ângulo com o plano horizontal é chamado de ângulo estático de repouso. Este ângulo é uma propriedade do material particulado e depende, além das suas características físicas, também

da maneira como ele é medido (WOODCOCK e MASON, 1987). A Figura 2.2 mostra alguns métodos utilizados para a medição do ângulo de repouso estático.

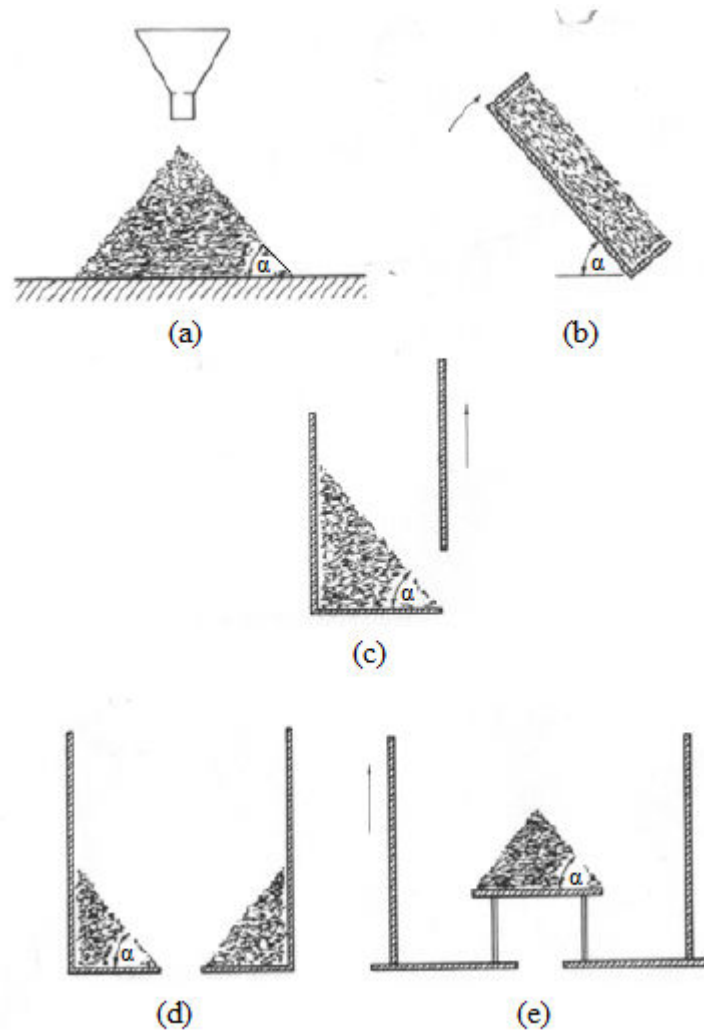


Figura 2.2 - Métodos para medir o ângulo de repouso estático (WOODCOCK e MASON, 1987).

Na Figura 2.2, os métodos apresentados para a medição do ângulo de repouso estático são: (a) empilhamento sobre uma superfície plana; (b) plano inclinado; (c) caixa com parede removível; (d) cilindro com furo na base; (e) empilhamento em plataforma circular.

Devido aos diferentes métodos de medição, é necessário ter cautela para a interpretação do ângulo de repouso estático. Lee (2008) ressalta que esse ângulo deve ser usado como um guia para as propriedades de escoamento dos sólidos, no entanto, esta abordagem não deve ser usada como uma indicação precisa de uma característica do sólido.

Santos *et al.* (2013a) desenvolveram um sistema semelhante ao apresentado na Figura 2.2-b. No aparato desenvolvido pelos autores, as partículas são colocadas livremente sobre um plano que possui outras partículas aderidas à superfície, e começa-se a incliná-lo, quando as partículas livres começam a rolar, considera que este é o ângulo de repouso estático. Este ângulo medido é também considerado o ângulo de fricção interno partícula-partícula.

Santos *et al.* (2013a) usaram o dispositivo desenvolvido para as medições de coeficiente de fricção interno partícula-partícula para esferas de vidro de 1,09 e 3,68 mm e os resultados foram de 28,8 e 32°, respectivamente.

Além do ângulo de repouso estático, nos secadores rotatórios, o ângulo dinâmico de repouso do material, também conhecido como ângulo característico, é uma propriedade importante no escoamento sendo determinado em função do coeficiente dinâmico de fricção. As partículas dentro de um suspensor exibem um ângulo de repouso com o plano horizontal, que dependerá da posição angular do suspensor. Como o ângulo de repouso nos suspensores é afetado pela velocidade de rotação do tambor, este é chamado de ângulo dinâmico de repouso.

Schofield e Glikin (1962), apud Mujumdar *et al.* (2007), estudaram, para a secagem de fertilizantes, a fluidodinâmica do sólido no secador, para determinar o ângulo dinâmico de repouso. Os autores o determinaram através de um balanço das forças gravitacional, centrífuga e de fricção, atuantes em uma partícula com iminência de cair de um suspensor. Assim, os autores propuseram a Equação (2.1) para o cálculo do ângulo de repouso dinâmico (ϕ).

$$\tan \phi = \frac{\mu + R_0 \frac{N^2}{g} (\cos \theta - \mu \operatorname{sen} \theta)}{1 - R_0 \frac{N^2}{g} (\operatorname{sen} \theta + \mu \cos \theta)} \quad (2.1)$$

em que θ é a posição angular dentro do tambor, μ é o coeficiente de atrito dinâmico, R_0 é o raio da circunferência inscrita pela ponta do suspensor, N é a velocidade de rotação e ϕ é o ângulo dinâmico de repouso.

Porter (1963) e Kelly (1968) estudaram a validade da Equação 2.1 através do estudo da razão entre as forças centrífuga e gravitacional ($R_0 \omega^2/g$) aplicadas na partícula. Quando a razão for igual a 1, $R_0 \omega^2/g = 1$, o equipamento estará operando na velocidade crítica, o material fica retido nos suspensores e não ocorre cascadeamento. Os autores determinaram,

então, que a equação pode ser aplicada quando a razão entre as forças é menor do que 0,4. Os secadores industriais operam, na prática, na faixa de 0,0025 até 0,004, pois a velocidade de rotação é baixa, sendo possível utilizar a equação com segurança. É importante salientar também que a equação foi testada apenas para sólidos com umidade constante, o que deve ser levado em conta no projeto do secador, pois no equipamento a umidade do sólido varia em toda sua extensão.

O material do suspensor no secador começa a cascatear quando o ângulo da superfície do material em relação ao plano horizontal que passa pelo centro do secador é maior atinge um valor maior do que o ângulo de repouso deste material. Wang et al. (1995) desenvolveram um modelo de transporte de partículas que descreve o comportamento baseado no cálculo diferencial e na geometria analítica. Assim, conhecidos os valores do ângulo dinâmico de repouso e a posição angular do suspensor, pode se determinar a carga de sólidos nos suspensores.

No entanto, Bagnold (1954) observou que o ângulo de superfície de uma superfície sólida granular pode estar maior do que o ângulo de repouso do material e ainda assim se manter estável. O autor observou que para os materiais granulares existe um ângulo de máxima estabilidade, maior do que o ângulo de repouso. Neste ângulo, a superfície do material fica instável e acontece uma “avalanche” de partículas. No termo de modelagem de partículas este fenômeno sugere que a descarga de sólidos será descontínua e o ângulo de superfície do material varia entre o ângulo de repouso e o ângulo de máxima estabilidade.

Além das propriedades das partículas, as características dos suspensores também influenciam na dinâmica do sólido nos secadores, segue uma revisão sobre a influência dos tipos de suspensores no escoamento das partículas.

2.1.3 - Tipos de suspensores

Para promover o contato entre o gás quente e os sólidos úmidos em secadores rotatórios convencionais, existem suspensores, também denominados *flights*, que, localizados na parte interna do tambor, carregam as partículas e as lançam através da corrente de ar quente, aumentando a taxa de transferência de calor e massa entre o fluido e o sólido.

O projeto de suspensores é de extrema importância para o bom desempenho da secagem, pois a secagem ocorre quando o sólido está caindo em cascata através do

ar. Matchett e Baker (1988) definiram duas fases no secador rotatório. A primeira fase, chamada de fase densa, é formada pelo material carregado nos suspensores e o material no fundo do secador e, a fase diluída (aérea), formada pelo material em queda do suspensor. De acordo com os autores, as partículas gastam de 90 a 95% do tempo de residência no secador na fase densa, mas praticamente toda a secagem ocorre quando o material se encontra na fase diluída. Assim, é necessário que o suspensor promova um cascadeamento bem distribuído ao longo da seção do tambor e que a queda das partículas ocorra a partir de 0° , para que se tenha o máximo aproveitamento da área de secagem.

Os suspensores podem ter diferentes configurações, como mostra a Figura 2.3. Um determinado secador pode incorporar um ou mais tipos diferentes de suspensores. Os suspensores retos geralmente são empregados em processos de secagem em que o material é muito aderente à parede e em secadores com mais de um tipo de suspensores, eles são geralmente situados imediatamente à alimentação quando são introduzidos os sólidos úmidos dentro do secador. Na maioria dos casos, a profundidade do suspensor, que é a distância entre a ponta do suspensor e a parede do tambor, está entre $D/12$ a $D/8$, onde D é o diâmetro do secador (PERRY e GREEN, 1997).

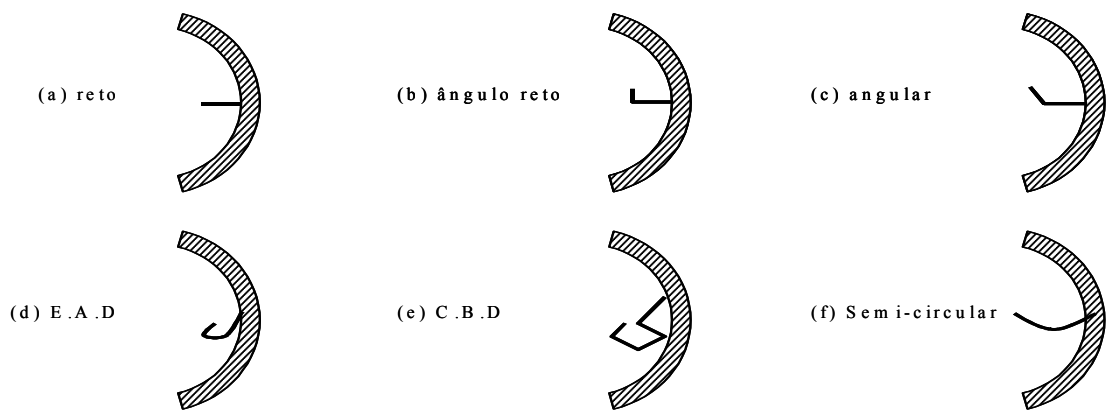


Figura 2.3 - Tipos de suspensores mais comuns em secadores rotatórios (LISBOA, 2005).

Kelly (1992) desenvolveu os suspensores do tipo E.A.D (*Equal Angular Distance*), que pode ser visto também na Figura (2.3). Estes suspensores possibilitam uma distribuição angular uniforme, isto é, distribuem os sólidos uniformemente sobre o plano horizontal que passa pelo centro do tambor rotatório, assegurando que entre quaisquer duas posições de *flights*, igualmente espaçadas, a distribuição de partículas é a mesma, o que assegura um bom contato gás-sólido no secador. No entanto, estes suspensores não são muito utilizados na indústria, pois não são viáveis a materiais úmidos e coesivos. Já os suspensores C.B.D

(*CentrallyBiassedDistribution*) são os suspensores de distribuição central, sendo menos ainda utilizado industrialmente, pois sua aplicação é baixa para materiais úmidos, que são coesivos.

Baker (1988) desenvolveu um modelo para o cálculo de *holdup*, que é a massa de sólidos no suspensor (descrito mais detalhadamente na Seção 2.1.6), para três tipos diferentes de suspensores. O modelo do autor calcula o *holdup* baseado nas geometrias do secador e dos suspensores. Através do modelo proposto pelo autor é possível encontrar o número de suspensores que maximiza o *holdup*.

Dentro desse contexto, vários trabalhos na literatura foram voltados para determinar a carga de material no suspensor em função da posição angular, assim como para desenvolver metodologia para calculá-la.

2.1.4 - *Holdup* nos suspensores

O conhecimento da quantidade de sólidos transportados pelos suspensores é essencial para assegurar que o tambor esteja operando em condições próximas à ideal. O formato e o número de suspensores devem ser escolhidos de forma que o volume de sólidos no tambor corresponda entre 10 e 15% do seu volume total (BAKER, 1983).

Essa faixa de operação corresponde ao carregamento ideal, pois abaixo dela o secador está operando abaixo da sua capacidade, com ineficiência, enquanto que acima a sobrecarga do equipamento reduz o tempo de residência de algumas partículas, prejudicando a qualidade do produto final.

A quantidade de sólidos retida em cada suspensor é função da sua geometria, da posição angular dentro do tambor (θ) e do ângulo de repouso dinâmico (ϕ). Baker (1988) propôs um modelo geométrico para medir o *holdup* de sólidos para três tipos de suspensores. O modelo se baseou no ângulo de repouso dinâmico do material e nas geometrias do tambor e do suspensor. De acordo com o autor, utilizando esse modelo é possível estimar o número ideal de suspensores no secador.

A carga total de projeto do secador (H^*) pode ser calculada pela Equação (2.2) proposta por Porter (1963) como uma função da carga de sólidos no suspensor. De acordo com Kelly e O'Donnell (1968), esta equação fornece valores menores do que os reais, pois não considera as partículas que estão em queda. Assim, os autores propuseram a Equação

(2.3), em que N é o número de suspensores, L é o comprimento do secador e h_0^* representa a carga do suspensor que está na posição 0° .

$$H^* = \frac{NLh_0^*}{2} \quad (2.2)$$

$$H^* = \frac{(N+1)Lh_0^*}{2} \quad (2.3)$$

Outra equação foi proposta por Glikin (1978), relacionando a carga total de projeto do secador com a massa de material nos suspensores. Na Equação (2.4) proposta pelo autor, $\sum h^*$ é a soma das massas de material nos suspensores em toda a região entre 0 e 180° e h_0^* é a carga de material retida em cada suspensor:

$$H^* = 2 \sum h^* - h_0^* \quad (2.4)$$

Revolet *al.* (2001) desenvolveram um trabalho pioneiro na determinação de correlações para o cálculo do *holdup* em um suspensor com qualquer número de segmentos. Estas correlações foram usadas, posteriormente, para desenvolver equações para estimar o fluxo de sólido ao longo do tambor. Os valores preditos por essas equações foram então comparados com imagens obtidas experimentalmente a partir de uma planta piloto. De acordo com os autores, os resultados obtidos para as taxas de descarga experimentais e previstas pelo modelo foram bastante diferentes devido às incertezas associadas à medida do ângulo de repouso dinâmico.

O método proposto por Revolet *al.* (2001) baseou-se em dois sistemas de coordenadas cartesianas. 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, possibilitando estimar a quantidade de material de acordo com a posição angular da ponta do suspensor. Como o modelo desenvolvido pelos autores é aplicado apenas em suspensores com três segmentos, Lisboa (2005) desenvolveu uma adaptação desta formulação e propôs um método para o cálculo da carga de sólidos em suspensores de dois segmentos. Os resultados apresentados por este método estiveram de acordo com outras metodologias e foram satisfatórios.

De acordo com Lisboa (2005), o formato dos suspensores determina o perfil de descarga dos sólidos. Por definição, a quantidade de sólidos despejadas pelos suspensores

EAD para $0 \leq \theta \leq 180^\circ$ é constante. Os suspensores com ângulos reto exibem uma taxa de cascata razoavelmente constante, mas com ângulo final de descarga $\theta < 140^\circ$. Os suspensores angulares e semicirculares exibem taxas de cascadeamento que diminuem rapidamente com θ , assim o cascadeamento cessa aproximadamente entre 90 e 120° .

Van-Puyvelde (2009) desenvolveu um modelo (GFRLift) para prever o *holdup* de material em suspensores de acordo com a posição angular, dependendo da geometria do suspensor e do ângulo de repouso do material. De acordo com o modelo, os autores concluíram que suspensores com um menor número de segmentos transportam menos material do que aqueles que possuem mais segmentos. Além disso, suspensores mais complexos, com mais segmentos, foram capazes de distribuir o material de forma mais uniforme através da seção transversal do secador em comparação com os suspensores simples.

Diante dos resultados que mostram a influência do tipo de partícula e da configuração do secador na dinâmica das partículas no equipamento, diversos estudos, tanto experimentais como o desenvolvimento de modelos teóricos, foram feitos com o objetivo de explorar a fluidodinâmica em secadores rotatórios.

2.1.5 - Estudos fluidodinâmicos em secadores rotatórios

Os secadores rotatórios com suspensores possuem um complexo movimento de sólidos no seu interior. A dificuldade de separação do transporte de sólidos do fenômeno de transferência de calor e massa tem motivado os estudos fluidodinâmicos. Assim esta tem sido uma etapa importante na modelagem deste equipamento.

Apesar de seu uso extensivo em aplicações industriais, existe uma deficiência de equações de projeto e sistemas de controle nos secadores. Desta maneira, existe uma carência de um modelo geral para os secadores rotatórios que seja aplicável a diferentes geometrias e condições operacionais (LEE, 2008). Vários modelos já foram desenvolvidos para secadores específicos em determinadas condições operacionais, no entanto, esses modelos são limitados a uma faixa pequena de condições.

O movimento do sólido através do secador é influenciado por diferentes mecanismos. À medida que o tambor gira cada partícula é levantada pelos suspensores e cai de certa altura. A cada queda, devida à inclinação do secador, a partícula avança certa distância. Além

disso, as partículas, ao atingirem a parte de baixo do tambor, ricocheteiam, atingem outras partículas e misturam-se a estas, enquanto as partículas que não foram levantadas pelos suspensores deslocam-se para frente, rolando umas sobre as outras. Finalmente, o gás de secagem, soprado através do secador, favorece ou dificulta o avanço dos sólidos de acordo, respectivamente, com a configuração concorrente ou contracorrente (REVOL *et al.*, 2001).

Kemp e Oakley (1997) também descrevem o movimento das partículas dentro do secador, que segundo os autores é complexo devido à existência de diversas forças atuando sobre as partículas, provocando o deslocamento:

- Gravitacional, devido à inclinação do tambor;
- Força de arraste exercida pelo escoamento de ar sobre as partículas em cascata;
- Repique das partículas no fundo do secador;
- Rolagem das partículas no fundo do secador, principalmente em secadores sobrecarregados.

Ainda segundo os mesmos autores, a força gravitacional e a força de arraste exercida pelo ar podem ser previstas teoricamente enquanto que para prever o repique e a rolagem das partículas são necessárias avaliações experimentais, visto que estas duas são muito dependentes do tipo de material em escoamento. Os mecanismos responsáveis pelo movimento na fase densa são o repique e a rolagem das partículas. Já na fase aérea há influência da força gravitacional e da força de arraste devido ao fluxo de gás através do secador.

Sheehan *et al.* (2005) mostram uma diferente denominação para a classificação do movimento das partículas. Para os autores, o material que cai em cascata dos suspensores e entra em contato direto com a corrente gasosa é denominado de fase ativa, enquanto que todo o material restante, no fundo do secador e nos suspensores, é denominado de fase passiva, como pode ser visualizado na Figura 2.4.

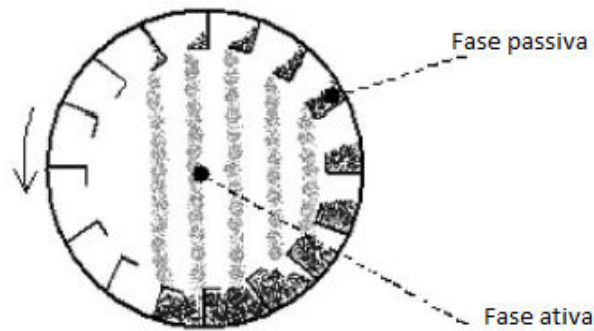


Figura 2.4 - Fase passiva e fase ativa em um secador rotatório (Adaptado de SHEEHAN *et al.*, 2005).

Os sólidos estão continuamente mudando de uma fase para a outra, sendo que a frequência desta troca depende de fatores como propriedades dos sólidos (coesão e ângulo dinâmico de repouso) e parâmetros operacionais (taxa de ar alimentado, inclinação do tambor, velocidade de rotação e geometria do equipamento).

A separação entre as duas fases é bastante importante no aspecto que envolve a secagem, visto que além da diferença de transporte entre as duas fases, a secagem ocorre quase totalmente na fase ativa. Assim, definindo a massa de sólidos na fase ativa é possível relacionar a área superficial da secagem com as taxas de transferência de massa e de calor, explicando as grandes diferenças de magnitude entre os valores das taxas que são encontrados na literatura (SHEEHAN e SCHNEIDER, 2000).

O avanço do sólido ao longo do comprimento do equipamento ocorre devido à inclinação do tambor e ao fluxo gasoso. Na ausência de fluxo de gás e em um tambor não inclinado a queda é vertical e não ocorre transporte das partículas. Os gases que fluem através do cilindro, com o intuito de promover a secagem do material particulado, podem aumentar ou retardar a taxa de fluxo de sólidos, dependendo se o fluxo de gás é contracorrente ou concorrente com os sólidos. A escolha de uma configuração de um secador como concorrente ou contracorrente irá depender do tipo de material a ser secado. Secadores com fluxo contracorrente apresentam uma taxa de secagem maior do que secadores com fluxos concorrentes, fixando-se a temperatura de entrada do gás. Porém, os secadores concorrentes são bastante utilizados em casos em que o material sólido é muito sensível às mudanças de temperatura, pois neste caso a temperatura do gás diminui rapidamente com a grande evaporação da umidade que ocorre no início do processo (ARRUDA, 2008).

Lisboa (2005) descreve detalhadamente como se dá o movimento das partículas em um tambor rotatório. À medida que o cilindro vai girando, o material sólido cai, para alguma posição do suspensor entre 0 e 180°, e como resultado da inclinação em relação a horizontal o material avança ao longo do comprimento durante a queda. O autor afirma que na ausência de fluxo de gás pelo secador o caminho da descida das partículas é vertical e o avanço devido à cascata é dado por $D_0 \sin \theta / \tan \alpha$, sendo este α a inclinação do tambor em relação a horizontal. O fluxo de gás altera esse avanço para um valor maior se ele for concorrente, no entanto o inverso ocorre para fluxos contracorrentes.

Arruda (2008) em seu trabalho de otimização de secagem, dividiu o modelo global em modelagem do equipamento e do material. No estudo fluidodinâmico, o autor estudou a influência dos parâmetros inclinação, velocidade de rotação e número de suspensores no *holdup* do tambor para a secagem de fertilizante superfosfato simples granulado. A partir de ensaios experimentais e considerando a faixa recomendada na literatura de que a carga de sólidos no secador deve estar entre 10 e 15% do seu volume total, o autor concluiu que a configuração na qual o secador apresentou melhores resultados foi aquela que utilizou 6 suspensores, velocidade rotacional de 3,6 rpm e ângulo de inclinação de 3° em relação ao solo.

Em outros ensaios, Arruda (2008) obteve a medida de *holdup* dos suspensores em função da posição angular. Para isso, foram efetuadas paradas repentinas do secador em diferentes posições e posterior coleta do sólido. O autor utilizou a metodologia proposta por Revolet *al.* (2001) para suspensores de três segmentos e a modificação proposta por Lisboa (2005) em suspensores de dois segmentos para o cálculo da carga de sólidos em função da posição angular dos suspensores e comparou com resultados experimentais. Os autores concluíram que esse procedimento pode ser usado na predição do comportamento dos sólidos no interior do secador rotatório, uma vez conhecido o coeficiente dinâmico de fricção, as dimensões e condições operacionais do equipamento.

Sunkara *et al.* (2013) apresentaram um modelo matemático para a estimativa da área superficial total das cortinas formadas pelas partículas em queda do suspensor em um tambor rotatório com suspensores. O modelo levou em conta a altura dessas cortinas para tambores sobrecarregados e com um carregamento ideal. Usando areia de quartzo e esferas de vidro, os autores estudaram a influência do número de suspensores e as relações de comprimento entre os segmentos dos suspensores. De acordo com os autores, observou-se que o aumento da razão entre os segmentos dos suspensores levou a uma diminuição da taxa de descarga de

sólidos no início, seguido de um aumento em posições angulares mais altas, o que aumenta muito a quantidade de partículas em queda e diminui o contato efetivo entre as partículas e o ar.

Lee e Sheehan (2010) desenvolveram um modelo geométrico genérico para o perfil de descarga de suspensores de dois segmentos. O modelo foi validado usando dados experimentais a partir de um aparato que simulava a descarga de um suspensor. O modelo mostrou ser capaz de reproduzir fielmente o perfil de descarga observado, no entanto é altamente sensível ao ângulo de repouso do material. Foram feitas observações de imagens da descarga do *flight* utilizando uma câmera de alta velocidade e os resultados mostraram flutuações significativas no comportamento da descarga de sólidos, em concordância com a afirmação de Bagnold (1954), sobre a formação de avalanches durante a descarga dos suspensores.

Brittonet *al.* (2006) apresentaram um modelo de transporte para secadores rotatórios com suspensores. Para isso foi feita uma combinação da estatística e da mecânica para criar uma modelagem envolvendo pares de reatores de mistura perfeita ligados em série. Cada par de reatores teve como objetivo descrever fisicamente uma porção finita de um secador rotatório industrial para a secagem de açúcar. Os autores concluíram que as variáveis que influenciaram no modelo foram a geometria dos suspensores, velocidade de rotação e inclinação do secador. Os perfis de escoamento dos sólidos foram estruturados de forma a representar os diferentes modos de transporte no secador, além do fluxo axial. Uma variável de dispersão de sólidos foi usada para correlacionar o modelo de distribuição de tempo de residência (RTD) com o modelo de distribuição de traçadores de um secador industrial. O modelo foi capaz de prever variações da taxa de alimentação de sólidos, velocidade de rotação e inclinação do tambor.

2.1.6 - Carregamento ideal

Um secador rotatório está operando idealmente quando cada suspensor está preenchido com a sua capacidade. Geralmente, os secadores estão sub-carregados, abaixo do carregamento ideal, em que a carga de sólidos é baixa para preencher os suspensores, ou sobrecarregados, quando a quantidade de partículas é maior do que os suspensores conseguem carregar. Estes conceitos são ilustrados na Figura 2.5. No secador sub-carregado

existem menos sólidos na “cortina” em queda do suspensor, reduzindo a eficiência de secagem, enquanto que para o secador sobrecarregado o excesso de sólido rola na parte inferior do tambor, limitando a capacidade de secagem do mesmo (LEE, 2008).

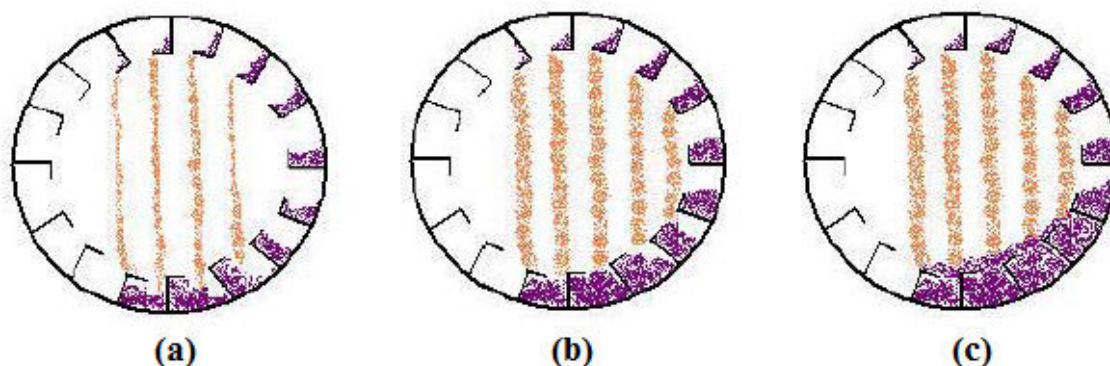


Figura 2.5 - Condições de carregamento de um secador rotatório com suspensores: (a) subcarregado; (b) carregamento ideal e (c) sobrecarregado (LEE, 2008) .

Ajayi e Sheehan (2012) descrevem as três possíveis condições de carregamento de um secador rotatório com suspensores de acordo com uma classificação típica na literatura, que leva em conta a posição em que começa a descarga dos sólidos. Segundo os autores, em um secador que está operando abaixo do seu carregamento ideal, os suspensores estão com massa abaixo da sua capacidade. Assim, nesta condição, o primeiro suspensor a descarregar estará descarregando acima da posição 0° (posição em que passa a linha horizontal que divide o tambor ao meio) e dependendo da velocidade de rotação, o tempo de residência do sólido no equipamento é reduzido. Além disso, a quantidade de material em queda é menor do que a capacidade do secador. Um tambor estaria no carregamento ideal, então, quando os suspensores estão operando em sua máxima capacidade e a primeira descarga acontece precisamente na posição 0° , como mostra a Figura 2.6, em que essa posição está em destaque.

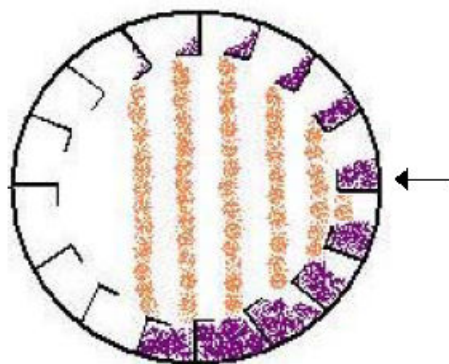


Figura 2.6–Suspensor na posição 0° (Adaptado de LEE, 2008).

Neste caso, assume-se que existe uma quantidade máxima de sólidos que pode estar disponível na fase aérea, em que aumentando a carga de sólidos não há um aumento do material em queda, logo é quando ocorre a máxima interação entre a fase sólida e o gás de secagem. Um tambor é definido como sobrecarregado quando há mais sólidos do que o necessário para preencher os suspensores. Neste caso, a descarga dos sólidos começa antes da posição 0°, e o rolamento das partículas em excesso no fundo do secador resulta em um *bypass* das mesmas pelo gás de secagem. Desta maneira, o secador operando sub-carregado ou sobrecarregado resultam em uma baixa eficiência do equipamento e no sub aproveitamento econômico, conseqüentemente, o carregamento ideal é um parâmetro importante no projeto de secadores.

No trabalho desenvolvido por Ajayi e Sheehan (2012), utilizou-se este princípio descrito acima para avaliar o carregamento ideal em um tambor rotatório com suspensores sem a presença do ar de secagem. Os autores variaram a massa inicial de partículas colocadas no tambor e mediram a área da seção transversal do suspensor na posição 0°. A partir do momento que o tambor atinge o carregamento ideal, esse suspensor satura e a área não aumenta mais. Logo, o carregamento ideal é o que corresponde ao fato de a área ocupada por partículas na posição 0° ficar constante. Foram utilizadas partículas de areia com um diâmetro médio de 0,3 mm em um tambor (colocado na horizontal) de 0,375 m de raio e 1,15 m de comprimento, com 24 suspensores. O carregamento ideal encontrado foi de aproximadamente 5% do volume do tambor.

2.2 Resolução Numérica de escoamentos

2.2.1 - Fluidodinâmica computacional

A técnica de CFD permite obter a solução de um conjunto de equações diferenciais acopladas que expressam a conservação da quantidade de massa, energia e movimento. Pacotes comerciais contendo modelos clássicos da literatura estabelecem relações para as principais variáveis relacionadas ao escoamento de fluidos e o transporte de calor e massa, viabilizando a simulação de problemas considerados de resolução complexa como sistemas reacionais, multifásicos e perfis aerodinâmicos (SANTOS, 2008).

Massah e Oshinowo (2000) apresentam as principais vantagens do CFD, que são a grande flexibilidade de mudar parâmetros do projeto sem a necessidade de mudanças de *hardware* com um tempo de resposta relativamente baixo, bem como a possibilidade de fornecer informações relevantes ao escoamento em regiões de difícil medição.

Como já foi ressaltado neste capítulo, para um melhor desempenho dos secadores rotatórios, é necessário o conhecimento da dinâmica das partículas dentro do tambor. Alguns trabalhos experimentais já foram desenvolvidos com o objetivo de estudar a fluidodinâmica em secadores rotatórios. No entanto, devido ao crescente aumento da capacidade de processamento dos computadores, aliado ao alto custo das plantas piloto, a fluidodinâmica computacional (CFD) é uma ferramenta que tem sido cada vez mais utilizada no auxílio à compreensão do escoamento.

No tambor rotatório estão presentes duas fases, o ar e o sólido a ser cascadeado. Desta maneira, é necessário utilizar uma modelagem de escoamento multifásico, assim as equações precisam ser conservadas para ambas as fases e deve ser considerada a interação entre elas. O estudo de CFD em tambores rotatórios para escoamentos multifásicos pode ser feito utilizando duas abordagens: Euler-Euler e Euler-Lagrange.

Existe ainda a abordagem Lagrangeana, utilizada por modelos que usam o DEM (DiscretElementMethod), que permitem simular partículas em movimento tomando como base a sua trajetória. O DEM, originalmente proposto por Cundall e Strack (1979) tem sido cada vez mais aceito por engenheiros como uma ferramenta para simular o comportamento de materiais granulares (O'SULLIVAN, 2011). Através do modelo DEM descreve-se a magnitude e orientação das forças de contato, assim como as velocidades das partículas. No entanto, softwares que utilizam o DEM podem restringir sua aplicabilidade a sistemas contendo apenas a fase discreta.

A seguir são descritas cada uma dessas abordagens de resolução de escoamentos, assim como a aplicação em tambores rotatórios com suspensores.

❖ Euler-Lagrange

Na abordagem Euler-Lagrange, primeiro são resolvidas as equações de Navier-Stokes para a fase fluida. A fase dispersa, que é aquela em menor fração volumétrica, é posteriormente lançada sobre o campo de velocidades previamente calculado. Neste caso, considera-se que a fase dispersa está tão diluída que não influenciará o campo de velocidades para a fase contínua (SANTOS, 2011). Esta abordagem não é muito utilizada na simulação de tambores rotatórios com suspensores.

❖ Lagrange

Na abordagem Lagrangeana, usada pelo DEM (DiscreteElementMethod), trabalha-se com informações em nível microscópico das propriedades das partículas, desta maneira é possível alterar até mesmo a forma delas. Nesta abordagem, as forças que atuam em cada partícula são calculadas baseadas nas leis de interação partícula-partícula. Assim, o esforço computacional será diretamente proporcional ao número de partículas do sistema, restringindo o uso para sistemas em larga escala, que exigiria uma capacidade de processamento muito grande.

A simulação DEM é mais utilizada para descrever o comportamento de partículas em tambores rotatórios com suspensores. Genget *al.*(2009) usaram a abordagem Lagrangeana para descrever um processo de mistura em um tambor rotatório com diferentes tipos de suspensores. As partículas utilizadas pelo autor possuíam um formato diferenciado, sendo finas e longas como partículas de tabaco. Assim, os autores estudaram os efeitos do formato do suspensor e da velocidade de rotação na mistura dessas partículas, além de comparar alguns resultados com os obtidos por partículas esféricas.

Genget *al.*(2011) estudaram a dinâmica de partículas com a forma fina e longa, flexíveis, em um secador rotatório. As simulações foram feitas em duas dimensões e o comportamento das partículas também foi modelado utilizando o DEM. Foram comparados com resultados experimentais os ângulos de repouso dinâmicos, assim como estudado o efeito da velocidade neste parâmetro. Os resultados obtidos pelos autores foram satisfatórios em comparação com resultados experimentais, e o ângulo de repouso dinâmico tende a aumentar com o aumento da velocidade.

Genge *et al.*(2013) simularam o processo de mistura de fibras flexíveis utilizando a abordagem Lagrangeana. A mistura foi feita em tambor rotatório com suspensores, assim, os autores estimaram o tempo em que havia a mistura completa, e descreveram o efeito da velocidade de rotação, do comprimento do suspensor e do carregamento do tambor na mistura das partículas. Os resultados de simulação mostraram que com o aumento do comprimento do suspensor e da velocidade de rotação o processo de mistura é acelerado, no entanto, os resultados ainda não haviam sido comparados com os resultados experimentais.

O trabalho desenvolvido por Silvério (2012) utilizou a abordagem DEM para a simulação da dinâmica das partículas de fertilizantes em um secador rotatório. De acordo com a autora a técnica de simulação pelo DEM mostrou resultados satisfatórios para a simulação do ângulo de repouso no tambor. Porém, para a simulação foi necessário a utilização de um cilindro com comprimento reduzido, visto que seria inviável a simulação em tamanho real devido ao alto esforço computacional.

Apesar do crescente uso da simulação DEM para descrever os processos em tambores rotatórios com suspensores e da riqueza de detalhes na descrição da partícula, esta abordagem envolve uma estimativa de vários parâmetros, o que dificulta bastante o conhecimento da modelagem adequada, além de um esforço computacional muito grande na simulação de equipamentos em escala real.

❖ Euler-Euler

Na abordagem Euler-Euler as diferentes fases são tratadas matematicamente como contínuas e interpenetrantes. De acordo com Duarte (2006), aparece o conceito de fração volumétrica das fases, visto que o volume de uma fase não pode ser ocupado pelo volume das outras. As frações de cada fase são consideradas como contínuas no espaço e no tempo, e com soma igual a um.

Alguns autores já utilizaram a abordagem Euler-Euler para estudar o comportamento da queda de uma “cortina” de partículas através de uma corrente de ar. Wardjiman *et al.*(2008) estudaram o comportamento de uma cortina de partículas que cai numa corrente de gás. Uma corrente de partículas era alimentada em um duto por onde passava uma corrente de ar, e foram medidas a trajetória da cortina de partículas e o perfil de velocidade do gás, sendo posteriormente comparados com o modelo de CFD.

Ajayi e Sheehan (2012) modelaram uma cortina de partículas caindo de uma posição média do tambor através de uma corrente de ar utilizando o CFD e os resultados de velocidade e porosidade se ajustaram bem aos resultados experimentais.

Nessas simulações, o esforço computacional requerido é muito menor, permitindo que sejam feitas simulações de processos até mesmo em grande escala, utilizando um número menor de parâmetros a ser definido. Assim, diante das vantagens de se utilizar esta abordagem, este trabalho irá adotá-la.

O *software* FLUENT[®] possui três modelos de escoamentos multifásicos com a abordagem Euler-Euler, o Modelo de Volume de Fluidos (VOF), o Modelo de Mistura e Modelo Euleriano:

- Modelo de volume de fluidos (VOF):

Este modelo é indicado para sistemas com dois ou mais fluidos imiscíveis em que se deseja conhecer a posição e as trocas que acontecem na interface entre eles. Por isso este modelo é bastante indicado para problemas envolvendo a interface gás-líquido. No modelo VOF um único conjunto de equações do momento é compartilhado pelos fluidos e a fração volumétrica das fases é obtida em cada volume de controle do domínio de cálculo.

- Modelo de Mistura:

Este modelo é aplicado quando o sistema é composto por duas ou mais fases, neste caso, fluida ou particulada. O modelo resolve a equação de momento aplicada à mistura e utiliza de propriedades relativas para descrever as fases dispersas.

- Modelo Euleriano:

Neste modelo as equações de momento e continuidade são resolvidas para cada fase. O acoplamento da pressão é feito através dos coeficientes de troca entre as fases, e dependem do tipo de fases envolvidas, assim como a troca de momento entre elas. É possível utilizar o Modelo Euleriano granular, em que as propriedades da fase sólida são obtidas pela aplicação da teoria cinética granular.

O modelo Euleriano multifásico disponibilizado pelo *software* FLUENT[®] faz distinção entre escoamentos fluido-fluido e fluido-sólido (granular). O modelo garante bons resultados quando a fração volumétrica da fase sólida é comparável à da fase contínua ou quando as

forças de campo, como a gravidade, atuam de forma relevante na separação entre as fases, que é o caso do escoamento em tambores rotatórios com suspensores.

Diversos trabalhos desenvolvidos na Faculdade de Engenharia Química da Universidade Federal de Uberlândia (FEQUI-UFU) usaram a modelagem Euleriana granular multifásica com sucesso nos trabalhos em CFD. Duarte (2006), Santos (2008) e Santos (2011) utilizaram-na na modelagem de leitos de jorro alcançando resultados satisfatórios. Santos *et al.* (2013a) aplicaram a modelagem a um tambor rotatório, sem a presença de suspensores, e avaliaram os efeitos de diferentes parâmetros na dinâmica do material. O resultado do trabalho dos autores também foi bastante coerente com os resultados experimentais. Apesar disso, ainda não existem trabalhos que utilizam essa modelagem para tambores rotatórios com suspensores.

Desta maneira, tendo em vista o histórico de sucesso da aplicação da modelagem Euleriana Granular Multifásica, ligado às diversas vantagens citadas anteriormente, este trabalho irá também utilizar esta modelagem que será descrita mais detalhadamente a seguir.

2.2.2 - Modelo Euleriano Granular Multifásico

Um escoamento multifásico acontece quando o movimento médio de um material é essencialmente diferente do outro. Assim, é necessário considerar a conservação das propriedades de todas as fases, assim como a interação entre elas. Serão então apresentadas as equações constitutivas desse modelo.

O conceito de fração volumétrica das fases é definido pela Equação (2.5) em que o volume de determinada fase é determinado pela fração volumétrica daquela fase e pela Equação (2.6) em que o somatório das frações de cada fase é igual a 1. Aparece aí o conceito de fases contínuas e interpenetrantes, em que uma fase não ocupa o volume da outra.

$$V_q = \int_V \alpha_q dV \quad (2.5)$$

$$\sum_{q=1}^n \alpha_q = 1 \quad (2.6)$$

em que o subscrito “ q ” denota cada uma das fases, o índice n representa o número de fases, α representa a fração volumétrica, e V o volume da fase.

As equações para a conservação de massa das fases fluidas e sólida é representada pelas Equações (2.7) e (2.8), respectivamente.

$$\frac{\partial(\alpha_f \rho_f)}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_f \rho_f \vec{v}_f) = 0 \quad (2.7)$$

$$\frac{\partial(\alpha_s \rho_s)}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_s \rho_s \vec{v}_s) = 0 \quad (2.8)$$

Nas Equações (2.7) e (2.8), \vec{v} é o vetor velocidade das fases e ρ a densidade.

A partir deste momento, em todas as equações apresentadas, os subscritos “*f*” e “*s*” denominam fase fluida e sólida, respectivamente.

As equações de conservação da quantidade de movimento da fase fluida é dada pela Equação (2.9) e a da fase sólida pela Equação (2.10):

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\alpha_f \rho_f \vec{v}_f)}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_f \rho_f \vec{v}_f \vec{v}_f) = & -\alpha_f \nabla p + \nabla \cdot \bar{\bar{T}}_f + \alpha_f \rho_f \vec{g} + \alpha_f \rho_f (\vec{F}_{q,f} + \vec{F}_{l,f} + \vec{F}_{vm,f}) + \\ & (K_{fs}(\vec{v}_f - \vec{v}_s)) \end{aligned} \quad (2.9)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\alpha_s \rho_s \vec{v}_s)}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_s \rho_s \vec{v}_s \vec{v}_s) = & -\alpha_s \nabla p + \nabla \cdot \bar{\bar{T}}_s + \alpha_s \rho_s \vec{g} + \alpha_s \rho_s (\vec{F}_q + \vec{F}_{l,s} + \vec{F}_{vm,s}) + \\ & (K_{sf}(\vec{v}_s - \vec{v}_f)) \end{aligned} \quad (2.10)$$

em que \vec{F}_q é qualquer força externa, \vec{F}_l é uma força de ascensão, mais usada em sistemas com bolhas e gotículas, e \vec{F}_{vm} é a força virtual mássica, que é usada quando uma fase é responsável por acelerar a outra.

Na simulação do tambor rotatório com suspensores a força virtual mássica, e a força de ascensão são negligenciadas, já que o movimento do ar praticamente não interfere no movimento das partículas. Neste caso, será considerado apenas o arraste e a força gravitacional.

O coeficiente de troca fluido-sólido é dado pela Equação (2.11):

$$K_{sf} = \frac{\alpha_s \rho_s f}{\tau_s} \quad (2.11)$$

em que f é responsável por acoplar a transferência de momento entre as duas fases, função de um modelo de arraste e τ_s é uma função de relaxação da posição da partícula no tempo, definida pela Equação (2.12):

$$\tau_s = \frac{\rho_s d_s^2}{18 \mu_f} \quad (2.12)$$

sendo d_s o diâmetro da partícula na fase sólida e μ_f a viscosidade da fase fluida.

Qualquer definição de f inclui um coeficiente de arraste (C_D) que é baseado em um número de Reynolds relativo (Re_r). Como se trata de uma simulação sólido-fluido, o

acoplamento da transferência de momento entre as fases deve ser apropriado para este caso. No *software* FLUENT[®] ele pode ser feito através de diferentes modelos, sendo que os principais estão apresentados a seguir:

- Syamlal-O'Brien (1988):

O fator de arraste pode ser calculado pela Equação (2.13), em função do coeficiente de arraste, calculado pela Equação (2.14), derivada de Dalla Valle (1948):

$$f = \frac{C_D Re_r \alpha_f}{24 v_{r,s}^2} \quad (2.13)$$

$$C_D = \left(0,63 + \frac{4,8}{\sqrt{Re_r/v_{r,s}}} \right)^2 \quad (2.14)$$

Este modelo é baseado nas velocidades terminais das partículas em leitos fluidizados ou estabelecidos, as correlações são funções da fração volumétrica e do número de Reynolds relativo (Re_r) (RICHARDSON e ZAKI, 1954):

$$Re_r = \frac{\rho_f d_s |\vec{v}_s - \vec{v}_f|}{\mu_f} \quad (2.15)$$

A velocidade terminal para a fase sólida, na Equação (2.16), é dada pela correlação apresentada pelas Equações (2.17-2.20):

$$K_{sf} = \frac{3 \alpha_f \alpha_s \rho_f}{4 v_{r,s}^2 d_s} C_D \left(\frac{Re_r}{v_{r,s}} \right) |\vec{v}_s - \vec{v}_f| \quad (2.16)$$

$$v_{r,s} = 0,5 \left(A - 0,06 Re_r + \sqrt{(0,06 Re_r)^2 + 0,12 Re_r (2 B - A) + A^2} \right) \quad (2.17)$$

$$A = \alpha_f^{4,14} \quad (2.18)$$

A Equação (2.19) é utilizada se $\alpha_f \leq 0,85$, e a Equação (2.20) se $\alpha_f > 0,85$:

$$B = 0,8 \alpha_f^{1,28} \quad (2.19)$$

$$B = \alpha_f^{2,65} \quad (2.20)$$

- Wen e Yu (1966):

O modelo de Wen e Yu (1966) considera as Equações (2.21) e (2.22):

$$K_{sf} = \frac{3}{4} C_D \frac{\alpha_s \alpha_f \rho_f |\vec{v}_f - \vec{v}_s|}{d_s} \alpha_f^{-2,65} \quad (2.21)$$

$$C_D = \frac{24}{\alpha_f Re_r} [1 + 0,15 (\alpha_f Re_r)^{0,687}] \quad (2.22)$$

O Re_r , na Equação (2.22), também é definido pela Equação (2.15). Este modelo é mais apropriado para sistemas diluídos.

- Gidaspow (1992):

Este modelo é uma combinação entre o modelo de Wen e Yu (1966) e a Equação de Ergun (1952). Logo, para $\alpha_f > 0,8$, o coeficiente de troca entre as fases é dado pela Equação (2.21), em que o coeficiente de arraste é dado pela Equação (2.22). Porém, para $\alpha_f \leq 0,8$, o coeficiente de troca é dado pela Equação (2.23):

$$K_{sf} = 150 \frac{\alpha_s (1 - \alpha_f) \mu_f}{\alpha_f d_s^2} + 1,75 \frac{\rho_f \alpha_s |\vec{v}_s - \vec{v}_f|}{d_s} \quad (2.23)$$

O modelo de Gidaspow (1992) é recomendado para leitos fluidizados densos, e já vem sendo aplicado com sucesso em tambores rotatórios, como no trabalho de Santos *et al.* (2013a). Porém de acordo com o autor o modelo de arraste utilizado não apresentou mudanças significativas na simulação de um tambor rotatório sem a presença de suspensores operando sem a entrada do ar.

2.2.3 - Teoria cinética granular

Como no Modelo Euleriano Granular a fase sólida é tratada como contínua, mas com propriedades de fase sólida granular, alguns conceitos precisam ser adicionados para que as propriedades da fase granular sejam consideradas. A Teoria Cinética Granular é baseada na teoria cinética dos gases (LUN *et al.*, 1984).

A seguir estão alguns conceitos importantes na Teoria Cinética Granular: pressão de sólido, função de distribuição radial e temperatura granular.

❖ Pressão de sólidos:

Regimes de escoamento de sólidos em que a fração volumétrica é menor do que a fração máxima de empacotamento são chamados de regimes compressíveis, sendo assim,

um gradiente de pressão, ∇p_s , é calculado na equação do momento da fase granular. A pressão de sólido é composta de um termo cinético (primeiro termo) e um termo colisional (segundo termo) conforme a Equação (2.24):

$$p_s = \alpha_s p_s \theta_s + 2\rho_s(1 + e_{ss})\alpha_s^2 g_{0,ss} \theta_s \quad (2.24)$$

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

A pressão de sólidos é uma força por unidade de área, exercida por partículas, sobre uma dada superfície em um escoamento. Na teoria cinética granular, quanto maior a energia dos grãos, maior a pressão granular. Porém em casos em que a concentração dos grânulos é alta aparecem colisões inelásticas, as quais devem ser contabilizadas na equação da pressão cinética-colisional. A inelasticidade entre o choque de partículas é dada pelo coeficiente de restituição, que apresenta o valor igual a um para colisões perfeitamente elásticas.

❖ Função de distribuição radial

A função de distribuição faz a transição entre o escoamento compressível, em que $\alpha < \alpha_{s,max}$, e o espaço entre as partículas ainda pode diminuir, e o escoamento incompressível, em que $\alpha = \alpha_{s,max}$ e o leito já está consolidado.

Este fator de correção modifica a probabilidade de colisões entre as partículas quando a fase sólida está concentrada. Esta função é definida pela Equação (2.25):

$$g_{0,ss} = \left[1 - \left(\frac{\alpha_s}{\alpha_{s,max}} \right)^{\frac{1}{3}} \right]^{-1} \quad (2.25)$$

A finalidade da função de distribuição radial é a de prevenir que uma partícula se sobreponha a outra, agindo como uma função repulsiva quando a fração dos sólidos está próxima ao limite máximo de empacotamento.

❖ Temperatura granular

A temperatura granular, de acordo com Santos (2011), é análoga ao conceito de temperatura dos gases em termodinâmica. Fazendo analogia ao movimento dos gases, em que as partículas estão mais agitadas quando a temperatura é maior, a temperatura granular deve ser mais alta para os casos em que a fração de sólidos é menor, visto que nesta condição, a mobilidade das partículas é maior.

Desta forma, a equação do transporte (Equação 2.26), derivada da teoria cinética assume a seguinte forma:

$$\frac{3}{2} \left(\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_s \rho_s \theta_s) + \nabla \cdot (\alpha_s \rho_s \theta_s) \right) = (-p_s \bar{I} + \bar{\tau}_s) : \nabla \vec{v}_s + \nabla \cdot (k_{\theta_s} \nabla \theta_s) - \gamma_{\theta_s} + \phi_{fs} \quad (2.26)$$

em que $(-p_s \bar{I} + \bar{\tau}_s) : \nabla \vec{v}_s$ 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 através das colisões e ϕ_{fs} é a troca de energia entre as fases fluida e sólida.

O termo k_{θ_s} é o coeficiente de difusão, e pode ser calculado pelo modelo de Gidaspowet *al.* (1992) [Equação (2.27)] ou de Syamlalet *al.* (1993) [Equação (2.28)]. A condutividade granular depende da concentração dos grãos, tamanho e coeficiente de restituição das colisões. Quanto maior o tamanho e a concentração dos grãos maior a condutividade granular.

$$k_{\theta_s} = \frac{150 \rho_s d_s \sqrt{\theta_s \pi}}{384 (1 + e_{ss}) g_{0,ss}} \left[1 + \frac{6}{5} \alpha_s g_{0,ss} (1 + e_s) \right]^2 + 2 \rho_s \alpha_s^2 d_s (1 + e_{ss}) g_{0,ss} \sqrt{\frac{\theta_s}{\pi}} \quad (2.27)$$

$$k_{\theta_s} = \frac{15 \rho_s d_s \alpha_s \sqrt{\theta_s \pi}}{4 (41 - 33\eta)} \left[1 + \frac{12}{5} \eta^2 (4\eta - 3) \alpha_s g_{0,ss} + \frac{16}{15\pi} (41 - 33\eta) \eta \alpha_s g_{0,ss} \right] \quad (2.28)$$

sendo $\eta = \frac{1}{2} (1 + e_{ss})$.

A dissipação de energia colisional, γ_{θ_s} , da fase sólida é dada pelo modelo de Lunet *al.* (1984) [Equação (2.29)]. A dissipação colisional representa a transformação de temperatura granular em temperatura “convencional”, que tende a ocorrer com maior efeito em leitos concentrados.

$$\gamma_{\theta_s} = \frac{12 (1 - e_{ss}^2) g_{0,ss}}{d_s \sqrt{\pi}} \rho_s \alpha_s^2 \theta_s^{3/2} \quad (2.29)$$

A transferência de energia cinética entre as fases fluida e sólida, ϕ_{fs} , é dada pela Equação (2.30):

$$\phi_{fs} = -3 K_{sf} \theta_s \quad (2.30)$$

A temperatura granular é uma medida da velocidade do movimento aleatório dos grânulos. Desta maneira, em um leito em que não há mobilidade nenhuma desses grânulos a

temperatura é igual a zero, o que ocorrerá para leitos próximos à fração mássica de empacotamento. De acordo com Dartevelle (2003), em concentrações acima de 50% a temperatura granular dos grãos decrescem devido à pouca mobilidade, sendo necessária a aproximação friccional ao invés da temperatura granular, o qual será descrito detalhadamente no próximo tópico.

2.2.4 - Regimes de escoamento

Na região mais diluída do escoamento, as partículas apresentam um movimento desordenado e aleatório, e a dissipação viscosa ocorre somente devido ao movimento aleatório das partículas, sendo chamada de dissipação viscosa cinética. As tensões que agem e se distribuem nessa região são chamadas de tensões cinéticas. Em uma região que apresenta uma concentração um pouco maior, além da dissipação viscosa cinética, existe a dissipação viscosa colisional, causadas por colisões instantâneas entre as partículas. As tensões que agem e se distribuem nessa região são chamadas de tensões colisionais. Porém, em uma região de alta concentração de sólidos, ou seja, próximo ao limite máximo de empacotamento, não se observa mais oscilações aleatórias das partículas e nem colisões instantâneas, ao contrário, observam-se contatos íntimos e duradouros ao mesmo tempo em que as partículas começam a deslizar e atritar entre si. Esta forma de dissipação viscosa é chamada de dissipação viscosa friccional, e as tensões que agem e se distribuem nessa região são chamadas de tensões friccionalis (SANTOS, 2011). Estes três regimes de escoamento dos sólidos são ilustrados na Figura (2.7).

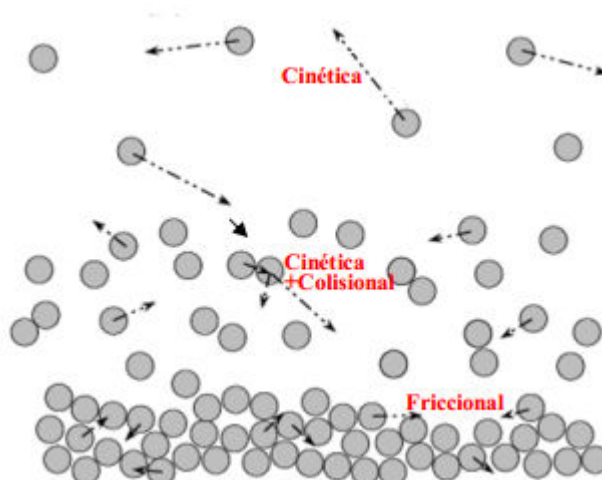


Figura 2.7 - Principais formas de dissipação viscosa dentro de um escoamento granular: cinética, cinética-colisional e friccional(DARTEVELLE, 2003 apud SANTOS, 2011).

Matematicamente, para se obter a viscosidade de cisalhamento dos sólidos, μ_s , (Equação 2.31), adiciona-se a viscosidade cinética ($\mu_{s,cin}$), a viscosidade colisional ($\mu_{s,col}$) e a viscosidade friccional ($\mu_{s,fricc}$), quando necessária.

$$\mu_s = \mu_{s,col} + \mu_{s,cin} + \mu_{s,fricc} \quad (2.31)$$

❖ Viscosidade colisional

A viscosidade colisional, no caso do escoamento granular está relacionada ao movimento randômico das partículas, e pode ser calculada utilizando o modelo de Syamlalet *al.* (1993) (Equação 2.32):

$$\mu_{s,col} = \frac{4}{5} \alpha_s^2 \rho_s d_s g_{0,ss} (1 + e_{ss}) \sqrt{\frac{\theta_s}{\pi}} \quad (2.32)$$

❖ Viscosidade cinética

Para o cálculo da viscosidade cinética, também podem ser usados modelos. O *software* FLUENT[®] permite utilizar o modelo de Gidaspow (1994) [Equação (2.33)] e de Syamlal *et al.* (1993) [Equação (2.34)]:

$$\mu_{s,cin} = \frac{10 \rho_s d_s \sqrt{\theta_s \pi}}{96 \alpha_s (1 + e_{ss}) g_{0,ss}} \left[1 + \frac{4}{5} g_{0,ss} \alpha_s (1 + e_{ss}) \right]^2 \alpha_s \quad (2.33)$$

$$\mu_{s,cin} = \frac{\alpha_s \rho_s d_s \sqrt{\theta_s \pi}}{6 (3 - e_{ss})} \left[1 + \frac{2}{5} (1 + e_{ss}) (3e_{ss} - 1) \alpha_s g_{0,ss} \right] \quad (2.34)$$

❖ Viscosidade *bulk*

A viscosidade *bulk* contabiliza a resistência ao escoamento das partículas à expansão e à compressão. Utilizando o *software* FLUENT[®] é possível calculá-la pelo modelo de Lunet *al.* (1984), dado pela Equação (2.35):

$$\lambda_s = \frac{4}{3} \alpha_s \rho_s d_s g_{0,ss} (1 + e_{ss}) \left(\frac{\theta_s}{\pi} \right)^{1/2} \quad (2.35)$$

❖ Viscosidade cisalhante friccional

A viscosidade cisalhante friccional é adicionada à viscosidade cisalhante total, sendo originada do atrito e do contato prolongado entre as partículas. De acordo com Dartevelle (2003), em seu trabalho sobre fluxos granulares, é usual considerar o regime friccional em leitos em que a concentração de sólidos é maior do que 50%.

A seguir são apresentados dois modelos, dentre outros existentes na literatura, descritos por Santos (2011). Estes modelos são bastantes representativos devido à consideração do ângulo de repouso estático para descrever o leito de partículas, visto que esta propriedade é obtida com facilidade no laboratório.

• Modelo de Schaeffer (1987)

No modelo proposto por Schaeffer (1987), a viscosidade friccional é calculada pela Equação (2.36):

$$\mu_{s,fricc} = \frac{P_f \text{sen}(\phi_e)}{2\sqrt{I_{2D}}} \quad (2.36)$$

em que P_f é a pressão friccional, ϕ_e é o ângulo de fricção intena, ou ângulo de repouso estático do material, e I_{2D} é o segundo invariante do tensor tensão.

O segundo invariante do tensor tensão é dado pela Equação (2.37):

$$I_{2D} = \frac{1}{6} \left[(D_{s,11} - D_{s,22})^2 + (D_{s,22} - D_{s,33})^2 + (D_{s,33} - D_{s,11})^2 \right] + D_{s,12}^2 + D_{s,23}^2 + D_{s,31}^2 \quad (2.37)$$

em que:

1. Representa a coordenada x no espaço;
2. Representa a coordenada y no espaço;
3. Representa a coordenada z no espaço.

A forma geral do tensor deformação é dada pela Equação (2.38):

$$D_{s,ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_{s,i}}{\partial x_j} + \frac{\partial u_{s,j}}{\partial x_i} \right) \quad (2.38)$$

sendo $D_{s,ij}$ a componente do tensor taxa de deformação e $u_{s,i}$ a componente da velocidade na direção i.

- Modelo de Johnson e Jackson (1987)

O modelo proposto pelos autores relaciona as forças normais às forças cisalhantes (Equação 2.39):

$$\mu_{s,fricc} = P_f \text{sen}(\phi_e) \quad (2.39)$$

em que P_f é a pressão friccional, ϕ_e é o ângulo de fricção intena, ou ângulo de repouso do material.

O conceito de pressão friccional é útil na obtenção da viscosidade friccional. De acordo com Santos (2011), em uma analogia à pressão na termodinâmica, a pressão de sólidos é uma força exercida pelas partículas sobre uma superfície em um escoamento granular. O autor mostra, então, três modelos da literatura para o cálculo da pressão friccional:

- Modelo de Jhonson *et al.* (1990):

$$P_f = F \frac{(\alpha_s - \alpha_{s,min})^n}{(\alpha_{s,max} - \alpha_s)^p} \quad (2.40)$$

sendo P_f a pressão friccional, α_s a fração volumétrica de sólidos, $\alpha_{s,min}$ o limite em que a viscosidade friccional passa a ser considerada e $\alpha_{s,max}$ a fração máxima de empacotamento.

Ocone *et al.* propuseram em 1993 os valores 0,05, 2 e 5, para F , n e p , respectivamente. Porém, o parâmetro F foi modificado para $0,1\alpha_s$, com a finalidade de descrevê-lo como uma função da fração volumétrica de sólidos.

- Modelo de Syamlal *et al.* (1993)

Este modelo é dado pela Equação (2.41), em que A e j são iguais a 10^{25} e 10, respectivamente:

$$P_f = A(\alpha_s - \alpha_{s,min})^j \quad (2.41)$$

- Based-KTGF

A pressão friccional, nesse modelo, é definida com base na teoria cinética do escoamento granular, sendo que, dependendo do modelo selecionado para a função de distribuição radial, pode tender a grandes valores quando próximo ao limite máximo de empacotamento (DING e GIDASPOW, 1990).

Na modelagem Based-KTGF (Kinetic Theory of Granular Flow) a pressão friccional se torna igual à pressão de sólidos (SANTOS, 2011).

2.2.5 - Natureza numérica do resolvidor FLUENT®

Em uma observação sobre as equações diferenciais mais relevantes, PATANKAR (1980) observou que elas obedecem a um princípio de conservação que pode ser generalizado. Portanto, admitindo que a variável dependente é indicada por Φ , a equação diferencial geral é dada pela Equação (2.42):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\Phi) + \nabla \cdot (\rho u\Phi) = \nabla \cdot (\Gamma \nabla (\Phi)) + S \quad (2.42)$$

sendo Γ o coeficiente de difusão e S o termo de geração, que irão depender da variável assumida por Φ .

Assim, na Equação (2.42), assumindo:

- $\Phi = 1$, tem-se a equação da continuidade;
- $\Phi = u, v, w$, obtém-se equação do movimento;
- $\Phi = E$, tem-se a equação da energia;

O uso de uma equação genérica para representar as taxas de transferência de energia, massa e movimento é extremamente importante quando se trata da criação de uma única ferramenta para a resolução de todas. Desta maneira, é possível também criar um único método geral para resolver diversos tipos de problemas, desde que se tenha expressões adequadas para descrever as condições iniciais e de contorno. Utilizando, então, uma ferramenta numérica, opta-se por algum método de discretização dessas equações.

De acordo com Duarte (2006), dentre os métodos de discretização mais utilizados estão diferenças finitas, volumes finitos, elementos finitos e método híbrido: volumes finitos/elementos finitos. Dentre esses modelos, o mais utilizado por *softwares* de CFD é o método dos volumes finitos, que é o caso do FLUENT®.

Neste método, o domínio de cálculo é dividido em vários volumes de controle que não se sobrepõem, sendo que em torno de cada ponto da malha existe um volume de controle, como mostra a Figura (2.8), em um exemplo de malha bidimensional. Na figura é possível observar que estão destacados um volume de controle em um ponto interno da malha e um meio volume de controle em um ponto no contorno da malha.

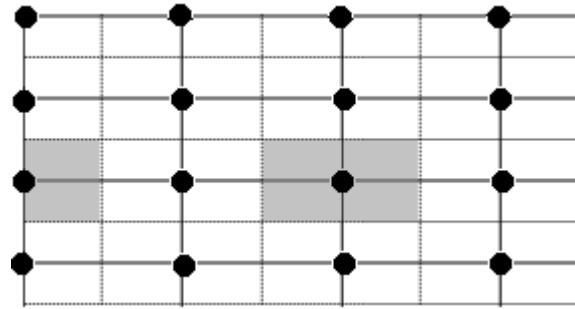


Figura 2.8 - Exemplos de volume de controle em uma malha bidimensional.

A equação diferencial, que possui a forma da Equação (2.42) será integrada em cada ponto do volume de controle. No entanto, para que seja possível tal integração, adota-se um perfil para a variação da variável de interesse de acordo com a sua natureza. De acordo com Duarte (2006), o tipo de função de interpolação neste método pode ser considerado a principal característica de um modelo numérico, responsável pela qualidade da solução obtida. Esta função de interpolação é usada para expressar o valor da incógnita do problema e de suas derivadas nas faces dos volumes de controle usados para discretizar o domínio de cálculo. Ainda segundo o autor, quanto mais alta a ordem da função de interpolação, menor a difusão numérica, porém maior a probabilidade de ocorrerem oscilações que comprometam o significado físico da solução.

A equação de discretização obtida é apresentada na Equação (2.43):

$$a_p \Phi_p = \sum a_{viz} \Phi_{viz} + b \quad (2.43)$$

em que o subscrito “ p ” indica o ponto de interesse, o subscrito “ viz ” indicam os pontos vizinhos e b é o termo linear. A quantidade de pontos nas vizinhanças irá depender do número de dimensões do problema.

A equação de discretização obtida expressa o princípio da conservação da variável Φ no domínio de controle. Logo, para cada volume de controle mantém-se o princípio da

conservação de massa, energia e momento, por isso, este método, quando converge, fornece valores consistentes mesmo quando a malha é mais grosseira.

De acordo com Barreira (2003) *apud* Duarte (2006), o método dos volumes finitos é resumido da seguinte forma:

- Divisão do domínio de solução do volume de controle;
- integração da equação diferencial parcial nos volumes de controle finitos, nos quais foi dividido o domínio de solução;
- discretização de cada termo EDP de modo a convertê-la em um conjunto de equações algébricas;
- solução do sistema de equações algébricas resultante, empregando métodos iterativos.

Este é o método utilizado pelo *software* FLUENT[®], por isso, ele é considerado um resolvidor numérico. Com a finalidade de determinar os volumes de controle finitos, constrói-se uma malha computacional da geometria.

2.2.6 - Malha computacional

As posições em que as funções de conservação são calculadas depende da definição através de uma malha numérica. A malha representa o domínio geométrico onde o problema é resolvido e divide o domínio da solução em um número finito de subdomínios, chamados de volume de controle. A malha pode ser estruturada, não-estruturada ou híbrida.

Uma malha estruturada é disposta em um padrão regular repetido, chamado de bloco, e utilizam elementos tetraédricos, em 2D, ou hexaédricos em 3D. Geralmente, não se consegue construir uma geometria utilizando um único bloco estruturado, então essas malhas são formadas a partir da união de multiblocos estruturados, como mostra a Figura (2.9-a). Na malha não-estruturada elementos arbitrários são usados para preencher o volume de controle, com pouca contribuição do usuário. Neste tipo de malha são utilizados elementos triangulares, em uma simulação 2D, e tetrahedros, em simulações tridimensionais, Figura (2.9-b).

A grande vantagem de se utilizar malhas estruturadas é que a resolução dos problemas algébricos, devido a regularidade da estrutura, são mais rápidas do que para problemas com malhas não estruturadas. Porém, este tipo de malha exige um maior controle do usuário sobre a localização dos nós, logo, a construção de uma malha estruturada pode

levar dias ou semanas. Já no caso das malhas não estruturadas, apesar dos elementos serem adicionados quase que automaticamente, não exigirem muito conhecimento do usuário quanto a estrutura dos volumes de controle e possibilitarem a solução de problemas extremamente complexos, possuem resoluções mais lentas. Assim, surgem as malhas híbridas (Figura 2.9-c), que aliam as vantagens da malha estruturada com as da malha não-estruturada (DUARTE, 2006).

Desta forma, elementos estruturados são utilizados em regiões de maior interesse, e elementos não estruturados onde o perfil a ser analisado for de menor interesse. A habilidade para controlar a forma e distribuição da malha localmente é uma ferramenta que pode render malhas excelentes e construir resultados satisfatórios, porém requer experiência e habilidade do usuário. Com as malhas híbridas é possível alcançar bons resultados com métodos menos robustos do que com as malhas não-estruturadas.

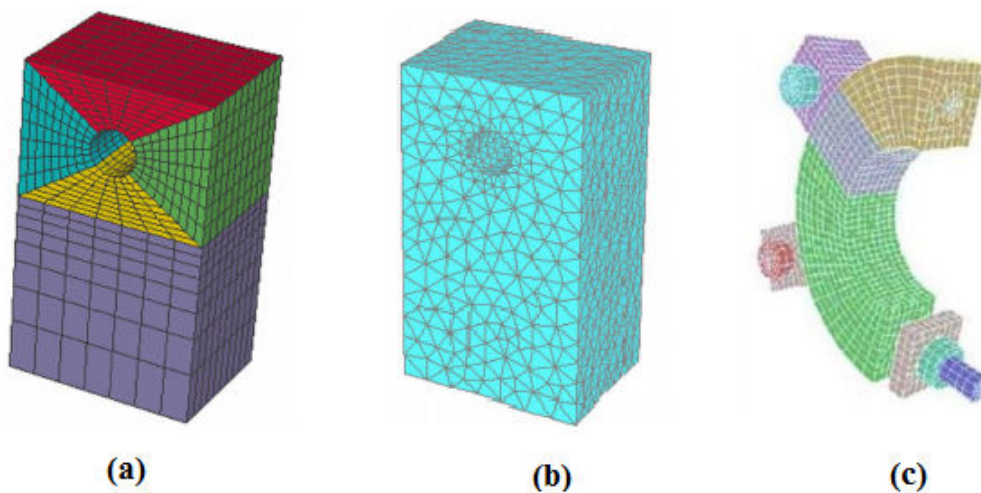


Figura 2.9 -Tipos de malhas: (a) estruturada multibloco contendo elementos hexaédricos, (b) não estruturada contendo células tetraédricas e (c) malha híbrida (DUARTE, 2006).

2.2.7- Condição de malha móvel

O modelo de malha móvel do *software* FLUENT[®] é usado quando os limites do domínio variam ao longo do tempo e pode ser aplicado tanto em fluxos monofásicos como multifásicos. A atualização da posição da malha é automaticamente feita pelo FLUENT[®] em cada passo de tempo com base nas novas posições das fronteiras. Para usar o modelo de malha móvel, é necessário fornecer uma malha inicial e descrever o movimento de todas as

zonas que se deslocam no modelo. É possível determinar zonas do volume de controle que se movem ao longo do tempo simultaneamente com zonas fixas.

Nas simulações de um tambor rotatório com suspensores não é possível apenas alterar a condição de contorno na parede, pois com o movimento dos suspensores no interior do equipamento, junto a parede cilíndrica, uma fronteira da malha que antes era definida como parede passa a necessitar ser definida como interior, assim como fronteiras que eram definidas como interior passam a ser definidas como parede. Neste caso é necessário utilizar uma condição de malha móvel em que toda a malha se movimenta à uma mesma velocidade rotacional. Para esses casos, o *software* FLUENT® modela o fluxo em movimento referencial e deslocamento de células ou nós.

Tendo em vista os conceitos explorados no Capítulo 2, o próximo capítulo apresentará os Materiais e Métodos utilizados nos trabalhos experimentais e na simulação utilizando a ferramenta fluidodinâmica computacional.

Capítulo 3

Materiais e Métodos

Este capítulo apresenta os materiais e métodos da parte experimental, na Seção 3.1, em que são apresentados a unidade experimental e os estudos de coeficiente dinâmico de atrito e o perfil de descarga dos suspensores através da análise de *holdup* função da posição angular. Já na Seção 3.2 são apresentadas as metodologias utilizadas na simulação e o desenvolvimento da metodologia de análise de imagens para estimativa de *holdup* na simulação.

3.1- Materiais e Metodologia Experimental

Neste tópico será apresentada a unidade experimental, assim como os materiais e as metodologias utilizadas no trabalho experimental.

3.1.1 – Unidade experimental e material particulado

Os experimentos foram realizados em uma unidade experimental localizada no Laboratório de Sistemas particulados da Faculdade de Engenharia Química da Universidade Federal de Uberlândia (FEQUI-UFU). A Figura 3.1 mostra a unidade experimental.



Figura 3.1 - Foto da unidade construída para o trabalho experimental.

O equipamento utilizado no trabalho experimental consiste de um tambor cilíndrico com 108 mm de diâmetro e 500 mm de comprimento, fabricado em aço inoxidável, operado

na horizontal. Nas duas extremidades do tambor, foram colocados visores de vidro temperado para analisar a dinâmica do material particulado. O aparato experimental possui um motor elétrico de 2 CV. Como a operação do tambor deve ser em velocidades baixas, acoplado ao motor elétrico existe um moto-reductor. O controle e a variação da velocidade desse motor é feito por um inversor de frequência.

Na parte interna do cilíndrico rotatório existem seis suspensores igualmente espaçados com três segmentos cada. Cada segmento do suspensor possui o comprimento de 10, 4 e 4mm, sendo que o maior segmento está soldado ao tambor cilíndrico, como mostra a Figura 3.2, em que o movimento de rotação se dá no sentido horário.

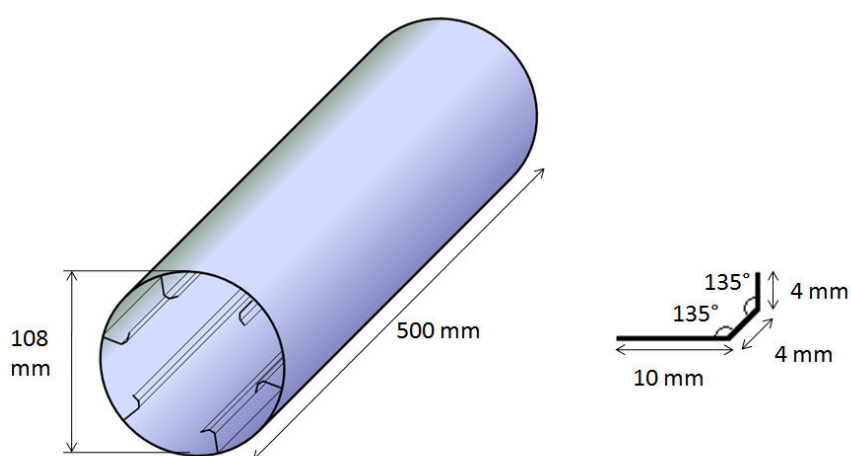


Figura 3.2 - Distribuição dos suspensores e dimensões do equipamento.

As dimensões desse equipamento, tanto o cilindro, quanto os suspensores, foram feitas em escala reduzida em relação ao tambor já existente no laboratório da FEQUI-UFU e que foi utilizado nos trabalhos de Lisboa (2005), Arruda (2008), Silvério (2010) e Silvério (2012). O equipamento deste trabalho é três vezes menor, tendo em vista que a escala reduzida viabiliza tanto as medidas experimentais como as simulações.

3.1.2 – Caracterização do material

As partículas utilizadas foram esferas de vidro e fertilizante Superfosfato Simples Granulado (SSPG). As esferas de vidro foram escolhidas por ser um material inerte, ou seja, não há alterações das propriedades químicas e nem quebra das partículas durante o escoamento. Já o fertilizante foi escolhido por ser um material em que o secador rotatório com suspensores é utilizado em uma das etapas do seu processo de produção. Os diâmetros

médios de peneira das partículas, apresentados na Tabela 3.1, foram escolhidos com base nas medidas dos suspensores, sendo que o maior diâmetro é o que é comercializado para o fertilizante SSPG.

Tabela 3.1 - Propriedades das partículas utilizadas.

Material	Diametro médio de peneira
Esfera de vidro e	1,09 mm
Fertilizante SSPG	1,84 mm
	2,56 mm

O material de diâmetro 1,09 mm foi o material retido entre as peneiras com aberturas de 1,00 e 1,19 mm. As partículas com diâmetro médio de 1,84 mm foram retidas na peneira com abertura de 1,68 mm e passaram pela peneira com abertura de 2,00 mm. Já as partículas com 2,56 mm foram obtidas passando pela peneira com abertura de 2,78 mm e retidas pela peneira com abertura de 2,36 mm.

As esfericidades do material foram determinadas por Santos *et al.* (2013b) utilizando o equipamento CAMSIZER[®], que permite o armazenamento e processamento de projeções de um conjunto de partículas individuais. Os resultados foram 0,92 para o fertilizante e 0,83 para as esferas de vidro. Quanto maiores os valores da esfericidade, mais próximo o material é de uma esfera perfeita, que possui esfericidade igual a 1. Embora o material de vidro seja comercializado com a denominação de microesferas de vidro, observam-se certas irregularidades em suas formas, que não correspondem a uma esfera perfeita, mas essa nomenclatura será utilizada pois este material é usualmente assim denominado.

O fertilizante SSPG (Superfosfato Simples Granulado) utilizado é produzido através da reação de concentrado fosfático com o ácido sulfúrico e vapor d'água. Esse material utilizado apresenta, na sua composição, aproximadamente 20% de P₂O₅, solúvel em água, 2 a 3 % de ácidos livres, e outros componentes ditos inertes.

A densidade aparente é a densidade de uma partícula incluindo os poros do material. Este tipo de densidade é comumente medida através de uma picnometria líquida utilizando um líquido contendo uma tensão superficial suficiente para não penetrar nos poros das partículas e no qual o material particulado não seja solúvel.

Para medir a densidade aparente do fertilizante, Santos et al. (2013b) utilizaram glicerina, visto que o material é solúvel em água e o valor encontrado pelo autor foi de 2090 kg m^{-3} .

Para a calibração do equipamento, a densidade da água foi medida utilizando um picnômetro de 50 mL e água. Para a determinação do volume do picnômetro, utilizou-se água à temperatura ambiente e com o volume do picnômetro foi possível determinar a massa específica da água. Uma quantidade de sólidos, previamente pesado, foi adicionada ao picnômetro e, em seguida, encheu-se o equipamento por completo. Com o volume de água adicionado foi possível determinar o volume que as partículas estavam ocupando e, dividindo a massa das partículas por este volume, determina-se sua densidade. Os testes foram feitos em triplicata e utilizou-se a média destes.

Com a massa específica da partícula obtida pela técnica de picnometria, foi possível calcular a porosidade do leito de partículas através de uma proveta de 50 mL. As medidas de porosidade foram feitas apenas para as esferas de vidro e o fertilizante com diâmetro médio de 2,56 mm, pois estes dados foram utilizados nas simulações, que só foram realizadas para este diâmetro de partícula.

3.1.3 – Coeficiente de atrito dinâmico

Para a obtenção do coeficiente de atrito dinâmico, foi utilizada a Equação (2.1), que ao ser rearranjada para isolar o coeficiente é rerepresentada na Equação (3.1):

$$\mu = \frac{R_0 \frac{N^2}{g} (\cos\theta + \tan\phi \sin\theta) - \tan\phi}{R_0 \frac{N^2}{g} (\tan\phi \cos\theta + \sin\theta) - 1} \quad (3.1)$$

Como a Equação (3.1) é função do ângulo de repouso dinâmico e da posição angular, é necessário fazer medições desses dois parâmetros do sistema. Para isso, foi colocada uma quantidade equivalente a 6% do volume do tambor para as esferas de vidro, essa quantidade foi determinada para que o tambor estivesse operando acima do seu carregamento ideal e os sensores estejam carregando a sua capacidade máxima de partículas.

Assim, ligava-se o tambor e determinava-se a velocidade em que se desejava calcular o coeficiente de fricção dinâmico. Posteriormente, filmava-se o movimento das partículas através do visor frontal por aproximadamente 10 min.

Com o *software* ImageGrab[®] é possível obter *frames* a partir dos filmes, e conseguir imagens do tambor em diferentes posições. Para medir a posição angular do suspensor, na extremidade frontal do tambor existe um transferidor, que permite que as retas horizontal e vertical sejam traçadas nas imagens. A posição angular é dada pelo ângulo que vai da posição da ponta do suspensor até o cruzamento das duas linhas traçadas. A medida desse ângulo é feita utilizando o *software* ImageJ[®]. Utilizando o mesmo programa computacional é possível também fazer a medida do ângulo de repouso dinâmico, dado pelo ângulo formado entre a linha que passa pela superfície das partículas no suspensor até a reta horizontal e a horizontal, como mostra a Figura 3.3.

Para a medida dos ângulos é preciso ter cautela para que a câmera esteja alinhada com a horizontal, assim como o tambor, para que não haja interferência da posição da câmera nessas medidas. As partículas utilizadas para o estudo do coeficiente dinâmico de fricção foram as esferas de vidro de 1,09, 1,84 e 2,56 mm de diâmetro e os testes foram realizados a 1, 2 e 3 rpm.

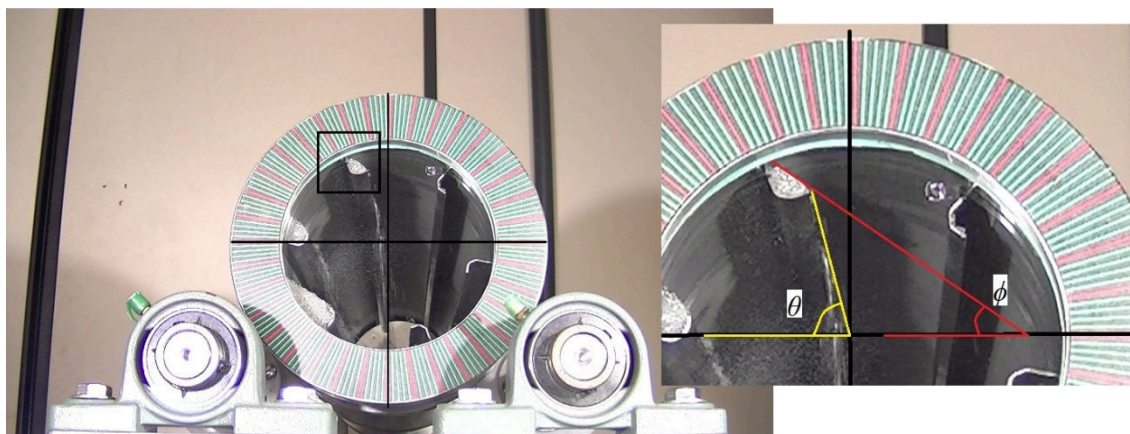


Figura 3.3 - Exemplo de medição da posição angular e do ângulo de repouso dinâmico.

Para verificar se havia diferença entre as médias para as variáveis: velocidade de rotação do tambor, diâmetro da partícula ou interação entre elas, foi feito um teste de análise de variância, ou teste ANOVA (ANALYSIS OF VARIANCE). Considera-se a hipótese de nulidade (H_0) em que não há diferença entre as médias obtidas pelos coeficientes de atrito em

diferentes condições para a variável de interesse. É construído um quadro, como o apresentado na Tabela 3.2.

Na Tabela 3.2, SQ_{vel} é a soma dos quadrados dos desvios para a velocidade, $SQ_{diam.}$ é a soma dos quadrados dos desvios para o diâmetro, SQ_{int} é a soma dos quadrados dos desvios para a interação e SQ_{TOTAL} é a soma dos quadrados dos desvios geral. O número de diâmetros e de velocidade analisados foi três, assim n e k é igual a 3. Para cada medida foram feitas três réplicas, logo m também é igual a 3. A coluna representada por GL é o grau de liberdade para cada variável, a coluna representada por QM é a variância e o fator F é a razão entre as variâncias da variável em interesse e o erro devida a aleatoriedade da medida.

Tabela 3.2 - Quadro ANOVA para efeito das variáveis.

FV	SQ	GL	QM= SQ/GL	F_{calc} =Razão QM
Velocidade	$SQ_{vel.}$	n-1	$QM_{vel.}$	$QM_{vel.}/QM_{erro}$
Diâmetro	$SQ_{diam.}$	k-1	$QM_{diam.}$	$QM_{diam.}/QM_{erro}$
Interação	$SQ_{int.}$	$(n-1).(k-1)$	$QM_{int.}$	$QM_{int.}/QM_{erro}$
Erro	*	**	QM_{erro}	
Geral	SQ_{TOTAL}	n.k.m-1		

* $SQ_{TOTAL} - SQ_{vel.} - SQ_{diam.} - SQ_{int}$

** $n.k.m-1-(n-1)-(k-1)-[(n-1).(k-1)]$

Se o fator F_{calc} for maior do que o fator F_{tab} da distribuição de Fisher de acordo com o nível de significância adotado para o grau de liberdade da variável e do erro, respectivamente, a hipótese H_0 é rejeitada e pode-se afirmar que a variável é significativa, conforme mostra a Figura 3.4.

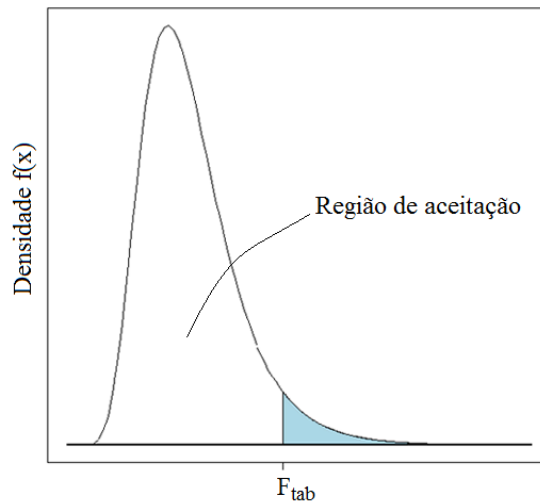


Figura 3.4 - Regiões de aceitação e rejeição na distribuição de densidade Fischer.

Se uma das variáveis for significativa, é necessário fazer um teste de hipóteses com a finalidade de determinar se é possível afirmar que a média global de uma das condições é maior do que a de outra. A hipótese de nulidade (H_0) considera que a média da amostra 1 é menor ou igual do que a média da amostra 2. Para isso, utiliza-se a distribuição t-student, tendo em vista que as amostras são pequenas, com grau de liberdade igual a soma de componentes das duas amostras menos dois. O valor t é calculado pela Equação (3.2).

$$t = \frac{(\bar{x} - \bar{y})}{s_p \sqrt{\frac{1}{n_1} + \frac{1}{n_2}}} \quad (3.2)$$

em que n_1 e n_2 são o número de componentes das amostras 1 e 2 com as respectivas médias \bar{x} e \bar{y} , e que é estimada uma variância ponderada pela Equação (3.3):

$$s_p^2 = \frac{(n_1 - 1)s_1^2 + (n_2 - 1)s_2^2}{n_1 + n_2 - 2} \quad (3.3)$$

Se o valor t calculado for maior do que o valor t tabelado para o número de graus de liberdade em questão, então pode-se rejeitar a hipótese de nulidade e afirmar que a média da população 1 é maior do que a média da população 2.

3.1.4 – Ângulo de repouso estático

Através do ângulo de repouso estático é possível ter uma ideia da coesão de um material. Além disso, de acordo com Santos *et al.* (2013a) este ângulo é o mesmo que o ângulo de fricção interna partícula-partícula, uma propriedade necessária também na simulação. Os autores desenvolveram um aparato no laboratório da FEQUI-UFU, como mostra a Figura 3.5.

Para medir o ângulo de repouso, algumas partículas livres foram colocadas livremente sobre o plano que possui outras partículas, com as mesmas propriedades, aderidas à superfície. Começa-se então a aumentar a inclinação do plano gradativamente até que as partículas livres comecem a rolar, considera que este é o ângulo de repouso estático.

Foram realizadas medidas do ângulo de fricção interna para as esferas de vidro e para o fertilizante SSPG com 2,56 mm de diâmetro.

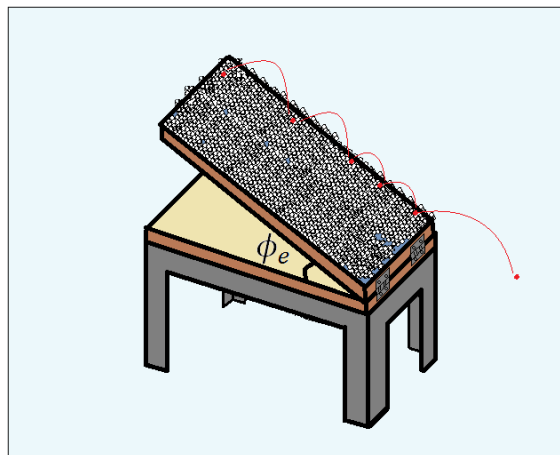


Figura 3.5 - Esquema do aparato experimental utilizado para a medição do ângulo de fricção interna partícula-partícula.

3.1.5 – Medida de *holdup* nos suspensores em função da posição angular

Para a medida do *holdup* nos suspensores, construiu-se um coletor de partículas, que consiste em uma tampa de acrílico que é encaixada na extremidade posterior do tambor. Essa tampa possui uma abertura em que é possível introduzir uma calha de PVC para a coleta das partículas, como mostra a Figura 3.6.

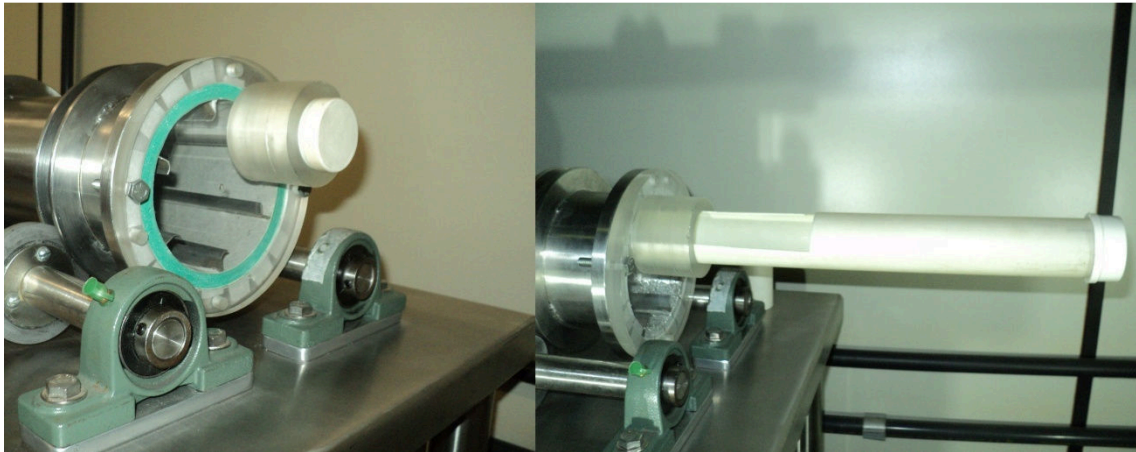


Figura 3.6 - Extremidade posterior do tambor: sistema em acrílico e calha utilizados na coleta de partículas.

No experimento, adicionava-se a massa de partículas previamente determinada e iniciava-se o movimento de rotação. Quando o suspensor em interesse atingia determinada posição angular, era interrompida a rotação do cilindro e em seguida fotografava-se a posição angular do suspensor. Para medi-la, utilizou-se o mesmo procedimento adotado na medida do coeficiente de atrito dinâmico, com o software ImageJ[®]. Posteriormente, retirava-se a tampa da extremidade em acrílico e introduzia-se o coletor de partículas para a coleta. A retirada das partículas era feita com o tambor inclinado para que não houvesse perda de massa. Pesava-se e obtinha a massa naquela posição.

Para obter em outras posições angulares era necessário devolver a massa pesada ao tambor, fazer o nivelamento das partículas, de forma a distribuí-las uniformemente no equipamento, para que não houvesse gradiente de concentração de partículas, e repetia-se o experimento.

Neste experimento foram utilizadas partículas de fertilizantes e esferas de vidro com os três diâmetros apresentados na Tabela 3.1, velocidades de rotação de 1,5; 3 e 4,5 rpm e diferentes carregamentos iniciais do tambor.

A velocidade de 3 rpm foi escolhida por ser usualmente encontrada em secadores rotatórios operando em escala industrial, enquanto que as velocidades de 1,5 rpm e 4,5 rpm foram escolhidas por estarem simetricamente abaixo e acima da velocidade de 3 rpm.

3.2- Metodologia Numérica

Esse tópico aborda as principais configurações utilizadas para a realização da simulação numérica, assim como a criação da malha computacional e desenvolvimento de metodologias para a interpretação dos resultados.

As etapas da resolução de um problema em CFD consistem na construção da geometria, aplicação da malha, definição de paredes, interiores, entradas e saídas e determinação das fases no interior do equipamento. Desta maneira, obtém-se a malha computacional. No caso da resolução numérica ser feita em outro *software*, é feita a leitura da malha neste, definição das condições de contorno e iniciais, modelos matemáticos e, por fim, algoritmos de solução.

3.2.1 – Confecção da malha computacional

A criação da malha computacional é uma etapa importante na resolução do problema numérico, visto que ela interfere diretamente nos resultados da simulação, podendo levar a soluções inadequadas do problema. A malha utilizada neste trabalho foi construída utilizando o *software* GAMBIT® 2.4.6.

Na etapa de construção da geometria neste *software* é necessário construí-la de forma que, na etapa posterior, seja possível desenhar uma malha estruturada e mapeável. Para isso, são construídos vários volumes menores no interior do volume de interesse. Devida a presença dos suspensores, com a finalidade de melhorar a qualidade da malha, a mesma foi construída em três dimensões, em sua maior parte com células hexaédricas (utilizando o critério de que as razões de aspecto não devem ser distantes de um). Utilizou-se também algumas células tetraédricas na ponta do suspensor, como mostra a Figura 3.7.

Definiram-se então, as fronteiras dos volumes como paredes e interiores. As extremidades frontal e posterior do cilindro, a parede e os suspensores foram definidas como parede. Todas as outras faces foram definidas como interior. Como no tambor experimental não há entrada e nem saída de massa, esta malha também não apresenta as faces de entrada e nem de saída. Determinaram-se também as fases que compunham o sistema: fluido (ar) e sólido (esferas de vidro/fertilizante).

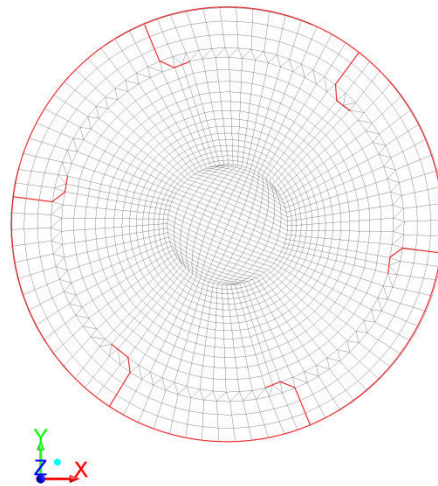


Figura 3.7 - Vista frontal da malha construída para o tambor.

Como a quantidade de células pode influenciar na exatidão da resposta obtida, foram realizados testes com três malhas com diferentes números de células, mas com as mesmas configurações, como mostra a Tabela 3.3.

Tabela 3.3 - Número de células computacionais de cada malha.

Malha	Número de células
1	240.000
2	300.000
3	400.000

Para cada uma das malhas foi realizada uma simulação numérica utilizando o *software* FLUENT®14.0. Como o objetivo era verificar apenas se havia dependência do número de células nas respostas do problema, as simulações foram conduzidas em um sistema monofásico, em que apenas o ar se movimentava no interior do tambor e verificaram-se os valores de pressão e velocidade média em diferentes pontos na face localizada no meio do tambor. A escolha do sistema monofásico foi feita já que o esforço computacional é menor e os resultados obtidos são conclusivos para a escolha da melhor malha. Foram realizados 5 segundos de simulação e utilizaram-se os resultados ao final deste tempo. As condições de contorno, assim como os algoritmos de solução utilizados no

teste de independência de malha foram os mesmos das simulações utilizadas neste trabalho e estão descritas detalhadamente no próximo tópico.

3.2.2 – Condições de contorno e modelos utilizados na simulação

Como o sistema não apresenta nem entrada e nem saída de massa, só foram definidas as condições de contorno da parede, que possui velocidade igual a zero. O movimento de rotação do cilindro é garantido pela condição de malha móvel, em que a malha se move com uma velocidade de rotação constante.

Esta condição de malha móvel se faz necessária devida a presença de suspensores, já que ao girar o tambor, os suspensores (paredes) mudam de posição e uma célula que possuía como fronteira uma parede, passa a ter como fronteira uma célula interior. Como todas as simulações foram conduzidas a 3 rpm, definiu-se que a malha se movia a essa velocidade. O diâmetro da fase granular usado foi 2,56 mm, para o fertilizante e a esfera de vidro, com as respectivos frações volumétricas e densidade.

O modelo de mistura utilizado foi o modelo Euleriano Granular Multifásico e o coeficiente de restituição foi de 0,9. Os modelos utilizados para o cálculo de alguns parâmetros das simulações estão apresentados na Tabela 3.4.

Tabela 3.4 - Modelos utilizados na simulação.

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)
Viscosidade friccional	Schaeffer (1987)
Modelo de arraste	Gidaspow (1992)

Para a viscosidade friccional, utilizando o modelo de Schaeffer (1987), é preciso definir uma fração mínima de empacotamento para que este parâmetro seja considerado. Utilizaram-se nas simulações limites de viscosidade friccional de 0, 10, 50 e 60%.

O critério de convergência adotado para as equações da continuidade e de momento foi de 10^{-3} , o acoplamento pressão-velocidade foi feito pelo algoritmo SIMPLE, o método de

discretização espacial foi o Up-Wind de 1ª ordem, e o método de discretização temporal foi o Up-Wind de 1ª ordem implícito.

3.2.3 – Determinação de *holdup* nos suspensores

Através do *holdup*, em função da posição angular, é possível descrever o perfil de descarga das partículas. Como o software FLUENT® não consegue de forma direta fornecer o valor da massa em determinado suspensor, foi necessário desenvolver uma metodologia que permitisse calculá-lo. Logo, este trabalho é pioneiro no que se trata à comparação quantitativa de uma simulação Euler-Euler de um tambor rotatório com suspensores e resultados experimentais.

Para isso, cada suspensor foi dividido em subvolumes, para que a massa fosse calculada em cada um deles e posteriormente somada, esta decisão se baseou na possível variação de massa ao longo do suspensor, pois apesar de o tambor estar na horizontal, a diferença de massa ao longo do suspensor poderia surgir devida a transferência de quantidade de movimento. Um subvolume é uma subdivisão do volume total do tambor rotatório, como mostra a Figura 3.8, em que o tambor, em uma vista lateral, apresenta 10 subvolumes.

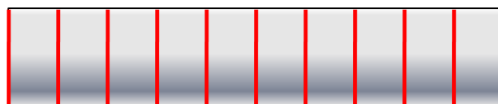


Figura 3.8 - Representação do volume do tambor dividido em dez subvolumes.

Os perfis de escoamento obtidos nas simulações utilizando o *software* FLUENT® apresentam uma escala de cores. Esta escala existe para qualquer variável a qual deseja-se obter o perfil de escoamento, seja ela velocidade, pressão, temperatura ou até as fases, que é o interesse do problema em questão. Esta escala de cores pode ser observada na Figura 4.20 na inicialização do problema, em que cada cor representa uma faixa de concentração volumétrica de partículas.

Na Figura 3.9, a simulação foi inicializada com 6% do volume do tambor ocupado por esferas de vidro, assim, determinou-se que 1,2 cm de altura seriam ocupados pela fase secundária com uma fração de 63,2%. Utilizando o *software* Image J®, mediu-se a altura

média ocupada pelas esferas e observou-se que é maior do que os 1,2 cm colocados inicialmente, havendo então uma expansão do leito de partículas.

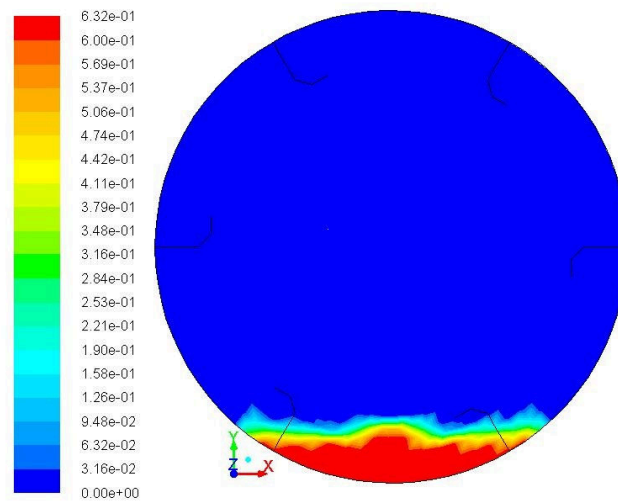


Figura 3.9 - Perfil de distribuição de esferas de vidro na face frontal do tambor na inicialização do problema.

A expansão do leito não é uma particularidade do tambor rotatório. Com a finalidade de observar se a expansão ocorria em outros tipos de malhas, construiu-se uma malha extremamente regular, que é o caso de um hexaedro e inicializou-se o problema. O resultado da simulação, mostrado na Figura 3.10, foi semelhante ao obtido na simulação do tambor (devida à regularidade da malha a espessura da interface é menor). O leito apresentou uma expansão, porém a massa foi preservada. Neste caso, realizou-se uma medição da massa total utilizando a área da seção transversal e o erro total em relação a massa ocupada pela altura, definida inicialmente, foi de apenas 0,8%.

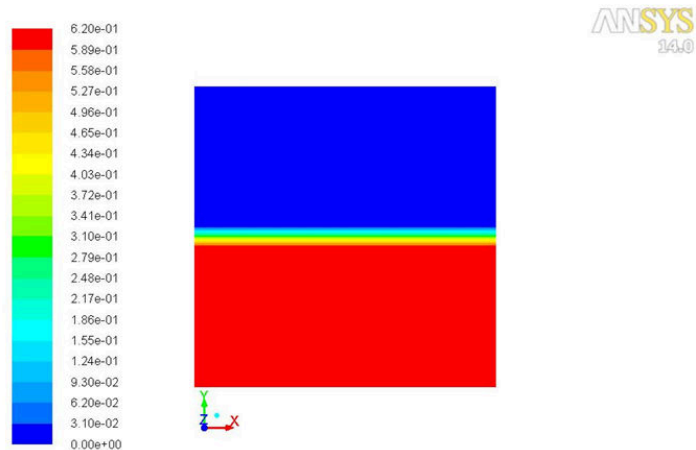


Figura 3.10- Perfil de distribuição de esferas de vidro na inicialização do problema em um cubo.

Para que a massa inicial colocada seja preservada, o software FLUENT® expande o volume do leito de partículas, o que se deve aos métodos de interpolação. No caso real, o empacotamento sai de um limite máximo para uma condição de empacotamento zero, mas numericamente é aplicada uma interpolação gerando valores intermediários, o que acarreta essa expansão do leito para que a massa seja preservada.

Logo, no suspensor em destaque mostrado na Figura 3.11, por exemplo, o volume representado no perfil de escoamento pode não ser o real, tendo em vista as interpolações envolvidas no escoamento, no entanto a massa será equivalente à existente.

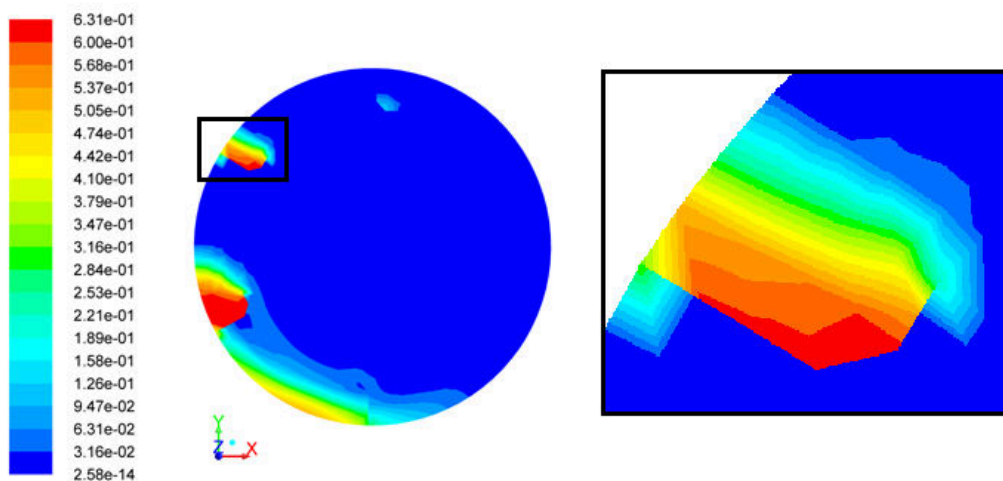


Figura 3.11- Perfil de escoamento obtido na simulação e aproximação no suspensor.

Desta forma, é possível desenvolver um método para a estimativa da massa utilizando a variação da fração no perfil de escoamento.

Na Figura 3.11, observa-se que a cor vermelha, representa frações volumétricas da fase sólida entre 0,600 e 0,631. Para esta faixa, tendo em vista a necessidade de se obter um único valor para representar a cor, é razoável assumir que a cor vermelha representa frações volumétricas com 0,616 de fase sólida, média entre os limites da faixa.

No software FLUENT® é possível salvar a imagem com o formato em que se deseja trabalhar. Ao desenvolver esta metodologia observou-se que as imagens com extensão .png apresentam uma fronteira bastante nítida de uma cor para a outra. Assim, utilizando o software ImageJ® quando escolhido a cor que se desejava calcular a área é possível selecioná-la isoladamente das demais.

A ferramenta ainda permite a calibração para a conversão de uma área em pixels para m^2 . Desta maneira, conhecido o diâmetro do tambor em pixels e sabendo que esta distância equivale a 0,108 m (diâmetro do tambor), é possível determinar a área correspondente a cada cor em m^2 .

O resultado da fração multiplicado pela área, que multiplicado pela densidade e comprimento do subvolume tambor fornece a massa de sólidos do subvolume, como mostra a seguinte relação apresentada pela Equação (3.4).

$$\begin{aligned} \text{Massa de cada cor no subvolume} &= \text{Área da cor na face do subvolume} \\ &\times \text{média da fração} \times \text{densidade} \times \text{comprimento do subvolume} \quad (3.4) \end{aligned}$$

A massa de sólidos no subvolume é dada pela massa de cada cor no subvolume, enquanto que a massa total no suspensor é dada pela soma das massas dos subvolumes.

No entanto, um subvolume possui duas faces, assim para evitar interferências da escolha da face do subvolume, a massa neste é calculada pelas duas faces e com a média entre as faces obtém-se a massa do subvolume em questão.

Em um primeiro momento foram utilizados dez subvolumes, cada um com 0,05 m de comprimento, visto que o comprimento total do tambor é de 0,5 m, com a finalidade de se estudar a variação de massa ao longo do suspensor.

3.2.4 – Condições de inicialização dos problemas

Para as simulações foram consideradas duas condições iniciais, de 3 e 6% do volume do tambor preenchido pela fase sólida. Para inicializar o problema, essa fração pode ser inserida na parte inferior do tambor ou no centro, como mostra a Figura 3.12. No primeiro método, define-se uma altura inicial que será ocupada pela fase granular e no segundo método define-se os lados do hexaedro que passa em toda a extensão do tambor que é ocupado pela fase granular.

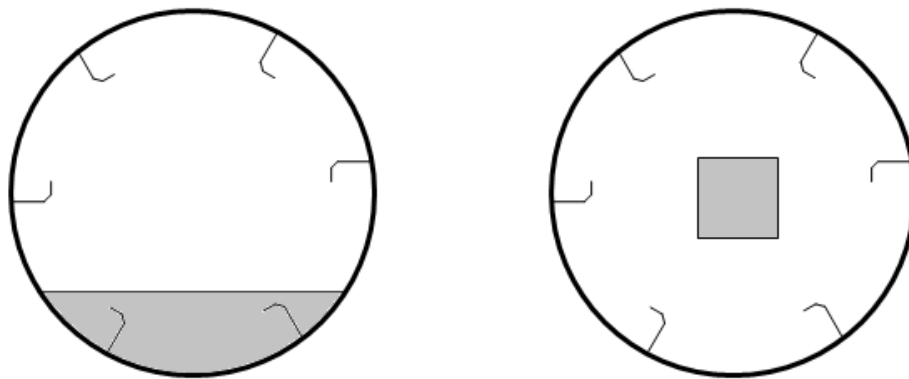


Figura 3.12 - Vista frontal das formas de inicialização do problema.

Foram testadas as duas formas de inicialização do problema, com a finalidade de verificar se o volume ocupado pelos suspensores afetaria a massa total de sólidos inserida no tambor. O método para estimar a massa total de sólidos na inicialização do problema foi o mesmo utilizado para o cálculo do *holdup*, através da área de cada fração de sólidos.

O Capítulo 4 irá apresentar os resultados com as respectivas discussões obtidos com as metodologias descritas neste capítulo.

Capítulo 4

Resultados e Discussão

A Seção 4.1 apresenta os resultados referentes ao trabalho experimental, em que são analisadas as influências da velocidade de rotação, diâmetro de partícula e carregamento do tambor no coeficiente dinâmico de atrito e no perfil de descarga das partículas. Já na seção 4.2 são apresentados os resultados de simulação e as comparações com os resultados experimentais.

4.1 Resultados Experimentais

4.1.1 Caracterização do material

A densidade aparente das esferas de vidro utilizadas no trabalho é igual a 2455 kg m^{-3} . A porosidade medida dos leitos de partículas, de 2,56 mm, utilizadas neste trabalho foram de 36,8% para as esferas de vidro e de 51,5% para o fertilizante. Esses valores são para o leito já consolidado, que no caso do fertilizante leva algum tempo até a completa consolidação do leito

Desta maneira, a porosidade é maior para o fertilizante. A concentração volumétrica de partículas, usadas para os trabalhos de simulação, foi de 63,2% e 48,5% para as partículas de vidro e o fertilizante, respectivamente.

4.1.2 Coeficiente dinâmico de fricção

O coeficiente dinâmico de fricção é função do ângulo de repouso dinâmico, sendo afetado pela coesão do material. De acordo com Lisboa (2005), as partículas dentro de um suspensor exibem um ângulo de repouso com o plano horizontal, que dependerá da posição angular do suspensor. Como o ângulo de repouso nos suspensores é afetado pela velocidade de rotação do tambor, este é chamado de ângulo dinâmico de repouso.

Com o objetivo de estudar o coeficiente de fricção dinâmico das esferas de vidro em função do diâmetro das partículas e da velocidade de rotação, efetuaram-se as medições de ângulo de repouso dinâmico do material em função da posição angular do suspensor.

Espera-se que o coeficiente dinâmico de fricção seja praticamente independente da posição angular do suspensor, já que a força gravitacional é bem maior do que a força centrífuga, devido à baixa velocidade de rotação do tambor. No entanto, por mais que se tenha precaução nas medidas de posição angular e de ângulo de repouso dinâmico, na determinação do coeficiente de fricção dinâmico usando a Equação (3.1) há uma flutuação nos valores da propriedade. Esta flutuação foi também observada no trabalho de Lisboa (2005).

Para cada condição analisada foram feitos três testes, em que realizaram-se medidas de valores de ângulo de repouso dinâmico em função da posição angular, e com a média dos valores obtidos para o coeficiente dinâmico de fricção para cada teste determinou-se o coeficiente de atrito dinâmico daquela condição. Desta maneira, foi possível estudar a variabilidade da medida, e os resultados estão apresentados na Tabela 4.1.

Analisando os resultados apresentados na Tabela 4.1, observa-se que de fato a variabilidade da medida é alta, principalmente para as esferas que possuem um maior diâmetro. Isto acontece porque a medida do ângulo de repouso dinâmico depende da regularidade da superfície de resposta e para as esferas de maior diâmetro a superfície formada pelas esferas é mais irregular, sendo mais difícil de se medir o ângulo de repouso dinâmico. Observa-se também que o coeficiente de atrito dinâmico para as esferas maiores, em alguns casos apresentou valores maiores do que 1, o que não pode acontecer para este parâmetro, fato também atribuído à dificuldade da medida do ângulo de repouso dinâmico.

Tabela 4.1- Valores de coeficiente de fricção dinâmico para cada condição analisada.

Diâmetro da esfera (mm)	Velocidade de rotação (rpm)	μ_{din}
2,56	1	$1,07 \pm 0,06$
2,56	2	$1,00 \pm 0,05$
2,56	3	$1,17 \pm 0,18$
1,84	1	$0,93 \pm 0,12$
1,84	2	$1,03 \pm 0,21$
1,84	3	$0,98 \pm 0,13$
1,09	1	$0,82 \pm 0,05$
1,09	2	$0,72 \pm 0,06$
1,09	3	$0,76 \pm 0,09$

Realizou-se um teste de análise de variância para determinar se havia efeito da velocidade de rotação do tambor e do diâmetro da partícula no coeficiente de atrito dinâmico, assim como a existência de interações entre essas variáveis. A Tabela 4.2 apresenta os resultados do teste estatístico.

Tabela 4.2 - Quadro de ANOVA para efeito da velocidade de rotação do tambor e do diâmetro da partícula.

FV	SQ	GL	QM	F_{calc} = Razão QM
Velocidade	0,0133	2	0,0066	0,556
Diâmetro	0,4551	2	0,2276	19,08
Interação	0,0632	4	0,0158	1,324
Erro	0,2146	18	0,0119	
Geral	0,7462	26		

$$F_{\text{tab } 2, 18} (0,10) = 2,62$$

De acordo com o teste acima, verifica-se que a velocidade não é uma variável significativa ($F_{\text{calc}} < F_{\text{tab}}$) na determinação do parâmetro coeficiente de atrito dinâmico, mesmo considerando um nível de significância de 10%.

Apesar do coeficiente de atrito ser denominado dinâmico devido à dependência com a velocidade, na faixa analisada, a velocidade de rotação não é uma variável significativa.

Realizando a análise da variância do coeficiente de atrito para avaliar o efeito do diâmetro da partícula, observa-se que o F_{calc} está dentro da região de rejeição de H_0 (Hipótese de Nulidade), ou seja, $F_{\text{calc}} > F_{\text{tab}}$. Este resultado indica portanto que existe um efeito significativo do diâmetro da partícula no coeficiente de atrito dinâmico. Através do teste foi possível também verificar se havia interação entre as variáveis velocidade de rotação e diâmetro de partícula. Para que este parâmetro fosse considerado significativo, com 10% de significância, ele deveria ser maior do que 2,29 ($F_{\text{tab } 4, 18}$). No entanto, como o valor encontrado para a razão entre os quadrados médios foi de 1,32, não há efeito de interação entre as variáveis para este nível de significância.

Como o teste mostrou que há diferença entre os resultados dos coeficientes de atrito para o diâmetro, realizou-se dois testes de hipóteses (usando uma distribuição t de Student), um para determinar se o coeficiente de atrito para as esferas de 2,56 mm de diâmetro eram maiores do que os para as esferas de 1,84 mm e um outro para saber se o coeficiente de atrito para as esferas de 1,84 mm eram maiores do que os para as esferas de 1,09 mm.

Utilizando então 10% de significância, foi possível concluir que os valores para as esferas de 2,56 mm podem ser considerados maiores do que para as esferas de 1,84 mm e os valores dessas são maiores do que para as esferas de 1,09 mm.

Pelo fato da existência de flutuações na estimativa do coeficiente de atrito dinâmico e da alta variabilidade do valor medido, devido às irregularidades nas superfícies das partículas e no uso da Equação (3.1), visto que a variabilidade existe até para as esferas menores, o uso de um fator de significância de 10% é aceitável e foi possível obter bons resultados qualitativos quanto à análise do efeito das variáveis neste parâmetro.

4.1.3 Ângulo de repouso estático

Foram realizadas medidas do ângulo de fricção interna, que é também denominado ângulo de repouso estático, para as esferas de vidro e para o fertilizante SSPG com 2,56 mm de diâmetro.

Os resultados foram de $28^{\circ} \pm 1^{\circ}$ para as esferas de vidro e de $41^{\circ} \pm 1^{\circ}$ para o fertilizante. Este resultado mostra que o coeficiente de atrito do fertilizante é maior do que o da esfera de vidro, ou seja, as partículas de fertilizante são mais coesivas.

Porém, o valor do ângulo de repouso estático foi maior do que o valor utilizado industrialmente, em torno de 30° , o que é explicado pelo fato dessa propriedade além de ser uma função do material particulado, ser também uma função da maneira como ela é medida, que pode influenciar no resultado obtido.

Estes resultados foram bem próximos aos resultados encontrados por Santos *et al.* (2013a). Os autores estudaram os valores do ângulo de fricção interna de esferas de vidro e encontraram o valor de $28,8^{\circ}$ e 32° para partículas com diâmetros de 1,09 e 3,68 mm, respectivamente.

4.1.4 Determinação do carregamento ideal

Quando se refere ao carregamento ideal a ser utilizado em projeto de secadores rotatórios com suspensores, encontra-se apenas a recomendação que este deve estar entre 10 e 15% do volume do tambor, independentemente do tamanho ou do material da partícula e do tipo de suspensores. Porém, esta é uma definição empírica, fazendo necessária uma maior investigação desta variável. As definições para carregamento ideal encontradas na literatura baseiam-se na posição em que começa a descarga de sólidos (AJAYI e SHEEHAN, 2012),

tomando como referência a posição 0°, que é a posição em que passa a linha horizontal que divide o tambor ao meio. Com base nisto, investigou-se os perfis de descarga de sólidos no tambor para as esferas de vidro com os três diâmetros de partículas e em três velocidades diferentes: 1,5, 3 e 4,5 rpm.

A Figura 4.1 mostra a variação do perfil de descarga com a posição angular para as três velocidades para esferas com 1,09 mm de diâmetro.

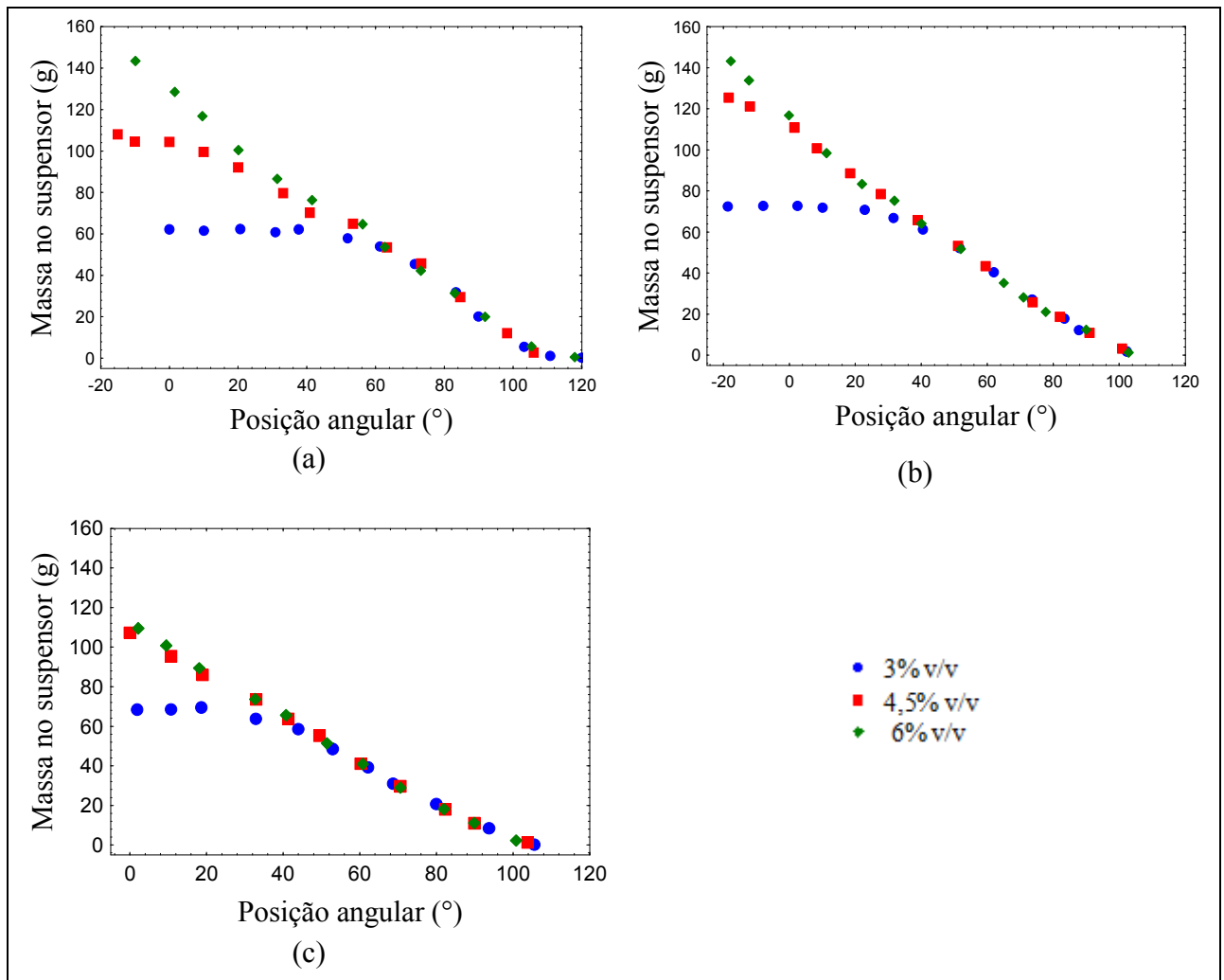


Figura 4.1 - Variação do perfil de descarga para esferas de 1,09 mm e velocidades de rotação: (a) 1,5 rpm; (b) 3 rpm; (c) 4,5 rpm.

Observa-se, na Figura 4.1, que quando a fração de sólidos no tambor ocupa 3% do tambor em fração volumétrica o tambor está abaixo do carregamento ideal, em qualquer uma das velocidades, tendo em vista que a massa de sólidos só começa a descarregar em torno da posição angular de 40°. Há uma perda de área útil de descarga, visualizando um processo de secagem. Para o caso em que a fração volumétrica das esferas ocupa 4,5% e 6%, para o

diâmetro de 1,09 mm, o tambor está operando acima do seu carregamento ideal, visto que as partículas estão sendo descarregadas antes da posição 0°.

Para se determinar os níveis de 3%, 4,5% e 6% de partículas em fração volumétrica foram feitos testes iniciais exploratórios. Os testes iniciais possuíam 10% do tambor ocupado por esferas de vidro e observou-se que estes valores estavam acima do carregamento ideal. Começou-se então a diminuir o carregamento do tambor gradativamente até que se chegasse às condições abaixo, acima e no carregamento ideal.

A Figura 4.2 mostra o perfil de descarga das partículas de 1,84 mm para as três velocidades de rotação do tambor.

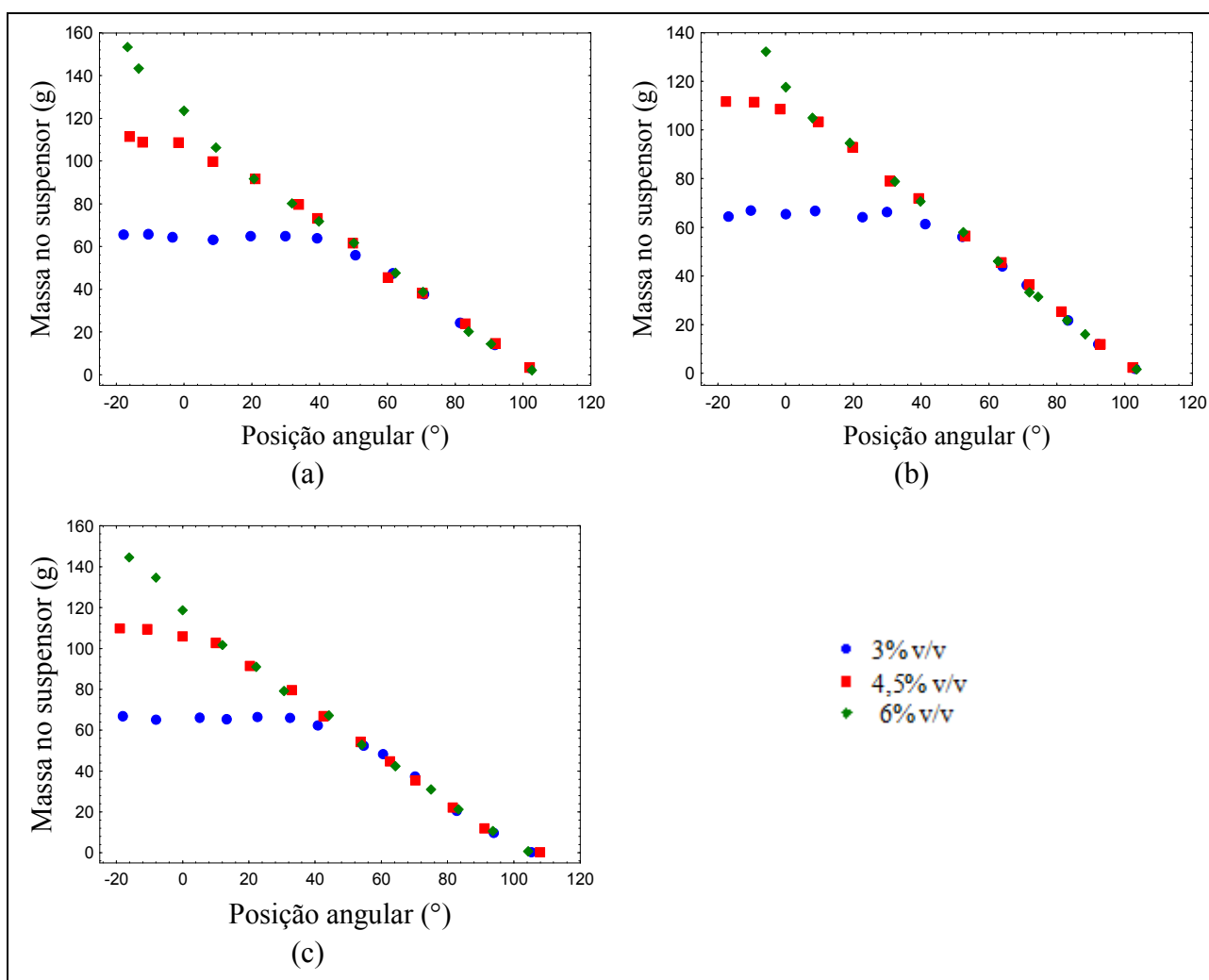


Figura 4.2 - Variação do perfil de descarga para esferas de 1,84 mm e velocidades de rotação: (a) 1,5 rpm; (b) 3 rpm; (c) 4,5 rpm.

Analisando a figura, observa-se que, assim como para as esferas de 1,09 mm de diâmetro, para as esferas de 1,84 mm quando a fração de sólidos é de 3% do volume do tambor, opera-se abaixo do carregamento ideal, já que a descarga dos sólidos se inicia em

aproximadamente 40° . E, para o carregamento do tambor em 6% em fração volumétrica, o tambor está trabalhando acima do carregamento ideal, pois a descarga está iniciando antes da posição 0° . No entanto, para este diâmetro, a carga do tambor de 4,5% representa o carregamento ideal, porque a descarga dos sólidos está se iniciando em aproximadamente 0° . Esta análise se aplica para todas as velocidades de rotação.

Realizou-se também o estudo do carregamento ideal para as esferas de 2,56 mm de diâmetro, cujos resultados estão apresentados na Figura 4.3.

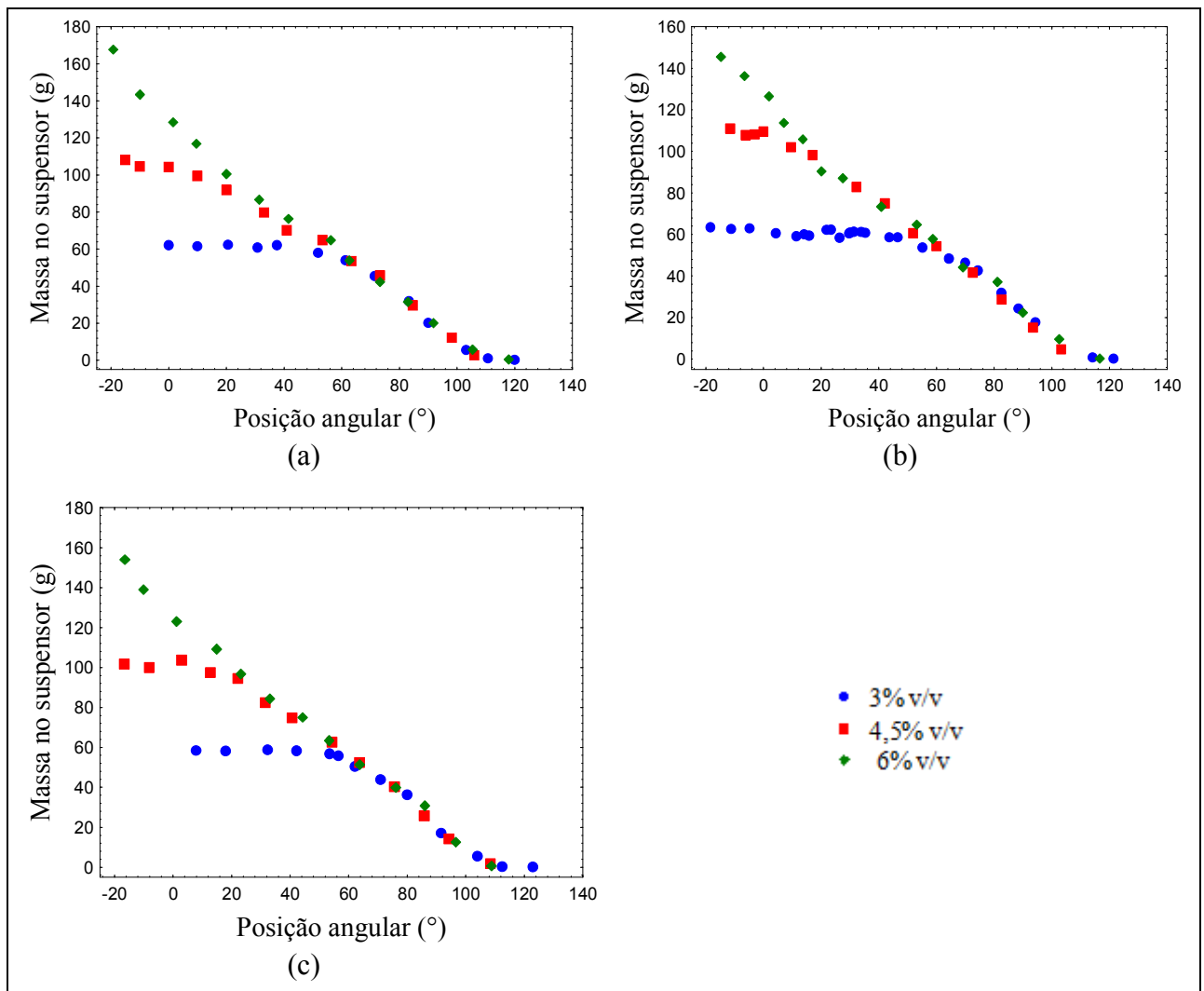


Figura 4.3 - Variação do perfil de descarga para esferas de 2,56 mm e velocidades de rotação: (a) 1,5 rpm; (b) 3 rpm; (c) 4,5 rpm.

Os resultados encontrados para as esferas com 2,56 mm de diâmetro foram os mesmos encontrados para as esferas de 1,84 mm, em que 4,5% em fração volumétrica representa o carregamento ideal em qualquer uma das velocidades iniciais. Assim, encontra-se que para as esferas de vidro com diâmetros de 1,84 e 2,56 mm o carregamento ideal do tambor ocorre para 4,5% em fração volumétrica. Já para as esferas de 1,09 mm este

carregamento é ligeiramente menor. Tal fato pode ser explicado pelo coeficiente de atrito dinâmico dessas esferas serem menores do que os das esferas de maior diâmetro, desta maneira, elas escoam com mais facilidade e por isso descarregam um pouco antes.

Como já foi mencionado, o carregamento ideal para secadores rotatórios utilizado na literatura está entre 10 e 15% do volume do tambor, maior do que o carregamento ideal encontrado. Isto pode ser explicado porque o tambor estudado não leva em conta a presença do ar de secagem, que altera o tempo de residência das partículas. Além disso, ele é disposto na horizontal, tendo em vista que se trata de um equipamento batelada, enquanto que os secadores reais possuem uma pequena inclinação para que ocorra o transporte das partículas. Outro fato ao qual pode ser atribuída essa diferença é que o material utilizado neste trabalho é seco enquanto que em unidades industriais são utilizados materiais úmidos, conseqüentemente, mais coesivos.

No trabalho desenvolvido por Ajayi e Sheehan (2012), os autores estudaram o escoamento de partículas de areia em um tambor rotatório com suspensores colocado na horizontal. O carregamento ideal encontrado foi de aproximadamente 5% do volume do tambor, bem próximo ao valor encontrado neste trabalho.

Observou-se também que a literatura não ressalta se o valor entre 10 e 15% considera a densidade real ou a densidade aparente. Como o valor para densidade aparente foi de $2,090 \text{ kg m}^{-3}$, e é aproximadamente o dobro do valor para a densidade real no caso do fertilizante, utilizando a densidade real, a fração de partículas para que o tambor estivesse operando próximo à idealidade poderia ser de aproximadamente 10%, em vez dos 5% encontrados, e próximo aos valores recomendados pela literatura.

Como não houve variação com a velocidade e o diâmetro da partícula alterou pouco o valor do carregamento ideal, realizou-se a análise do carregamento ideal para partículas de fertilizante com 2,56 mm de diâmetro e velocidade de rotação de 3 rpm. Os resultados estão mostrados na Figura 4.4. Analisando-a, observa-se que o carregamento ideal para o fertilizante é de 5,5% enquanto que para as esferas de vidro este era de 4,5%. Esta diferença do valor do carregamento ideal é explicada pela diferença de coeficiente de atrito entre os materiais. Na análise do ângulo de repouso estático, observou-se que as esferas de vidro começam a rolar em aproximadamente 28° , enquanto que para o fertilizante o ângulo de repouso estático é de 41° . Desta maneira, as partículas de fertilizante são mais coesivas e por isso o carregamento ideal é um pouco maior, dada a maior dificuldade de escoar.

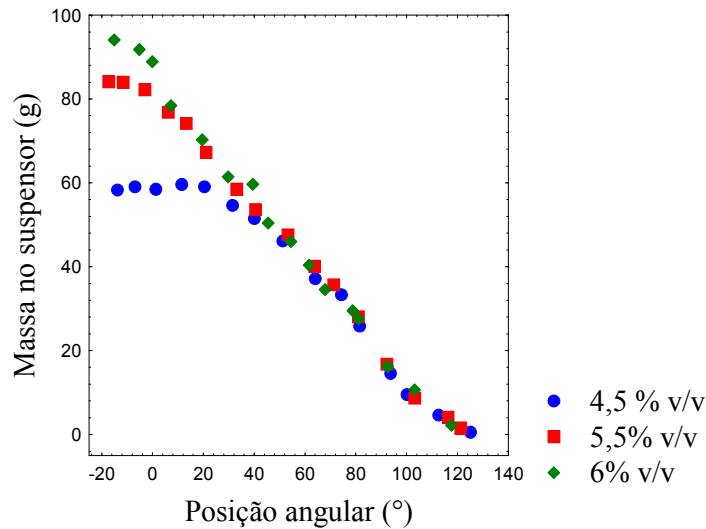


Figura 4.4 - Carregamento ideal para fertilizante.

É importante observar também que, em todas as condições em que foi analisado o carregamento ideal, as curvas em que o tambor está operando abaixo da idealidade seguem constante até que se encontram à curva que opera no carregamento ideal. Este comportamento ocorre devido à saturação dos suspensores, visto que no carregamento ideal todos os suspensores estão transportando a máxima quantidade que comportam em qualquer posição angular. Portanto, observa-se que os suspensores só começam a descarregar quando atingem a máxima capacidade de sólidos para determinada posição angular.

4.1.5 Influência da velocidade de rotação no perfil de descarga de sólidos

A velocidade de rotação é uma variável operacional importante no projeto de secadores rotatórios. O trabalho desenvolvido por Silvério (2010) estudou a influência desta variável em um secador rotatório concorrente. De acordo com a autora o aumento da velocidade de rotação aumenta os ciclos de cascadeamento e a velocidade axial das partículas, reduzindo o tempo de residência e a retenção de partículas no leito.

Estudou-se os efeitos da velocidade de rotação para os três diâmetros de partículas e para as condições de 3; 4,5 e 6% do volume do tambor ocupado por esferas de vidro. A Figura 4.5 mostra a influência da velocidade de rotação do tambor nos perfis de descarga de sólidos das esferas de vidro com 1,09 mm de diâmetro para diferentes cargas do tambor.

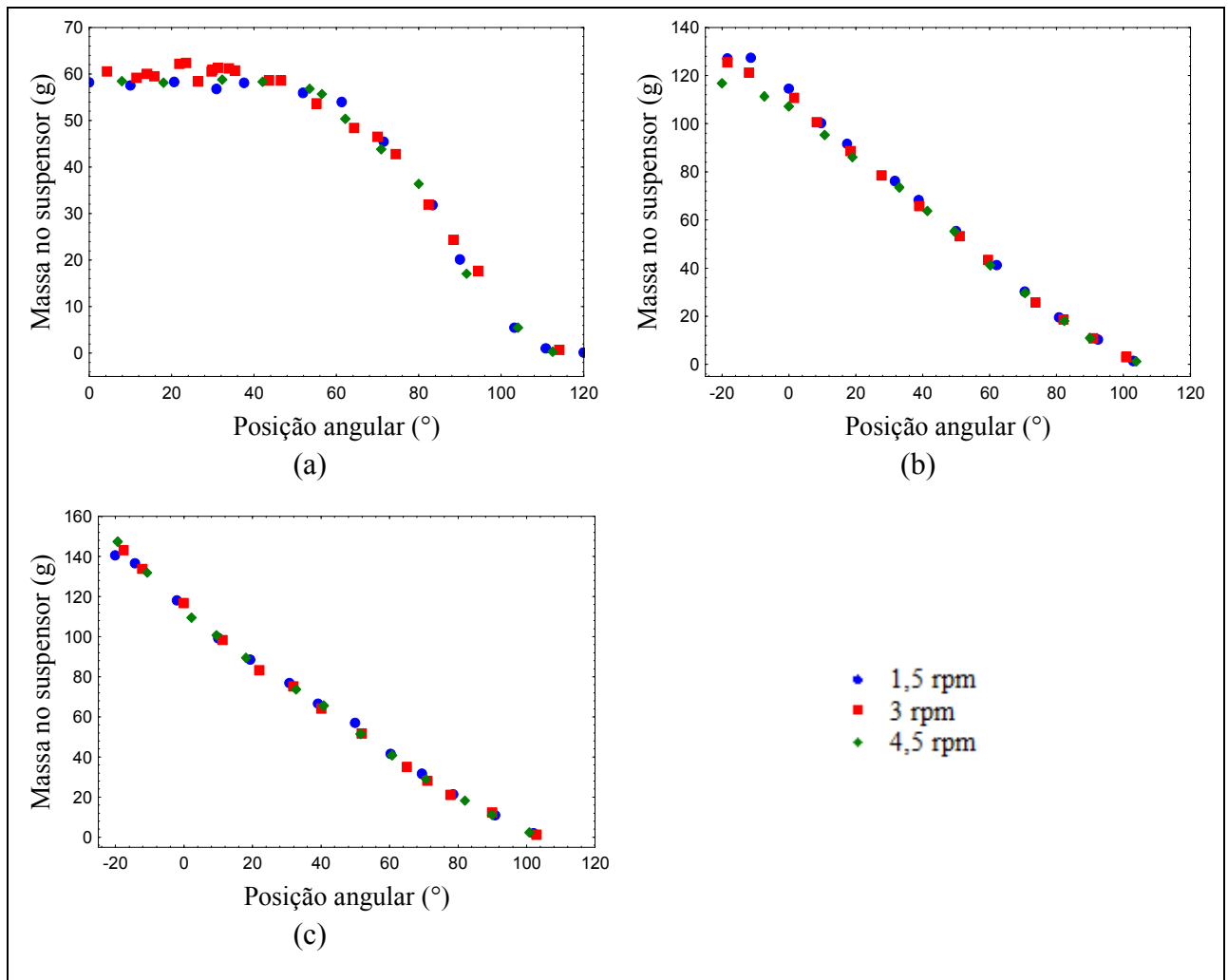


Figura 4.5 - Variação do perfil de descarga para esferas de 1,09 mm e carregamentos: (a) 3% v/v; (b) 4,5% v/v; (c) 6% v/v.

Na análise do coeficiente de fricção dinâmico não foram encontradas diferenças significativas para a velocidade, para a faixa em que foram feitas as análises, fato que também é observado no perfil de descarga das partículas. Desta maneira, para o diâmetro de partícula de 1,09 mm, a velocidade, na faixa analisada, não é uma variável significativa, assim como não há influência do carregamento do tambor no perfil de descarga das partículas.

Apesar dos resultados de Silvério (2010) mostrarem que esta é uma variável significativa na caracterização do escoamento, a não variação dos perfis de descarga com a velocidade pode estar atribuído ao fato de o tambor não estar inclinado, portanto não há avanço ou recuo de partículas em função do cascadeamento, pois as partículas sempre cairão em linha reta. Ressalta-se ainda o fato de que no trabalho de Silvério (2010) o ar escoava concorrentemente com as partículas.

A mesma análise foi feita no estudo da influência da velocidade no perfil de descarga para as esferas com 1,84 mm de diâmetro e os resultados podem ser observados na Figura 4.6.

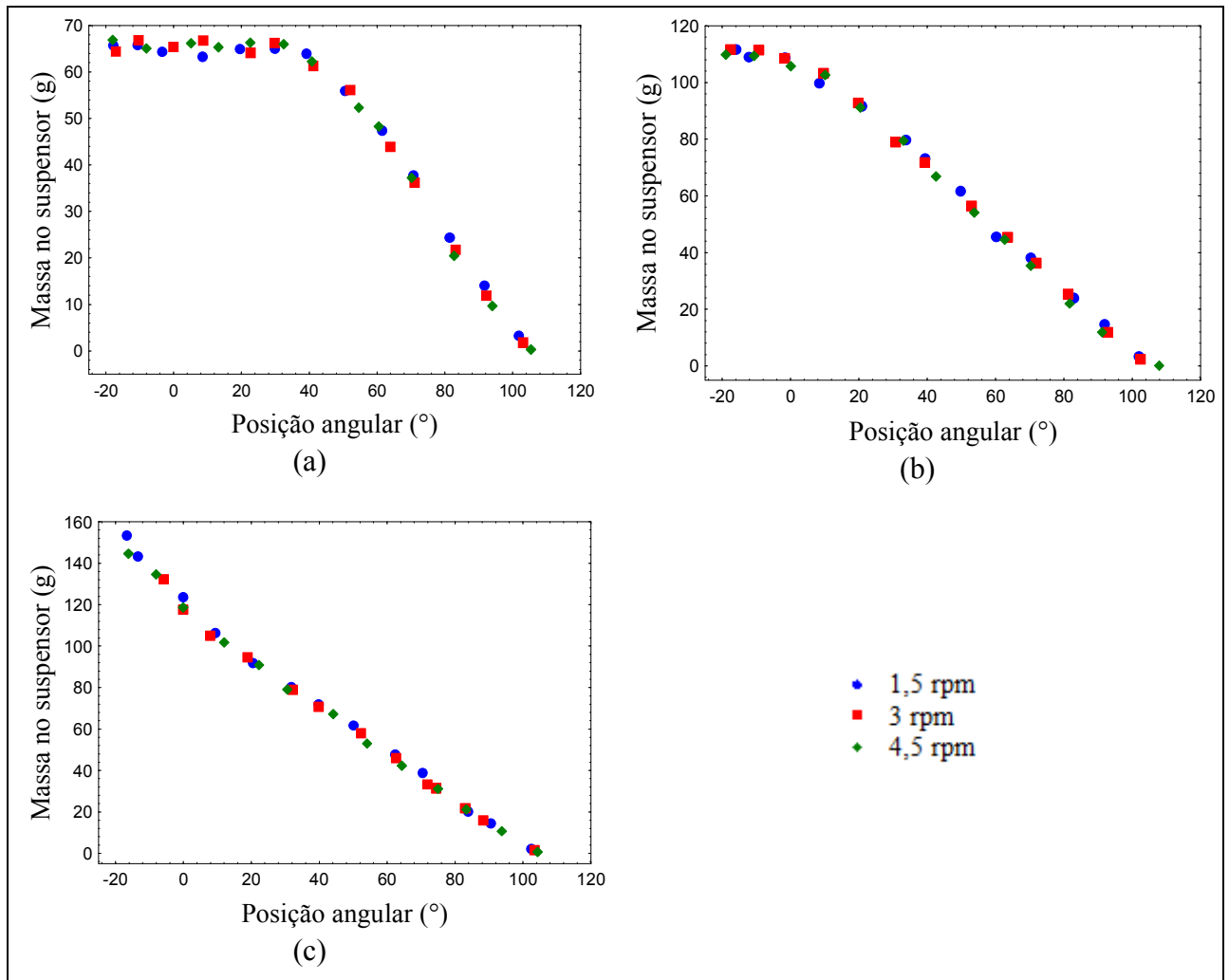


Figura 4.6 - Variação do perfil de descarga para esferas de 1,84 mm e carregamentos: (a) 3% v/v; (b) 4,5% v/v; (c) 6% v/v.

De acordo com os resultados apresentados nessa figura, pode-se observar que para este diâmetro de esferas de vidro a velocidade de rotação do tambor também não altera o perfil de descarga dos sólidos, independente do carregamento do tambor. Mais uma vez, o fato é explicado pela não influência da velocidade no coeficiente de atrito dinâmico das partículas na faixa analisada.

Foram feitos, então, a análise do efeito da velocidade de rotação do tambor para as partículas que possuem 2,56 mm de diâmetro, com as três possíveis condições de carregamento. Assim como para os outros diâmetros de esferas de vidro, a velocidade não

provocou mudanças significativas no perfil de descarga dos sólidos para nenhuma das cargas do tambor, como mostra a Figura 4.7.

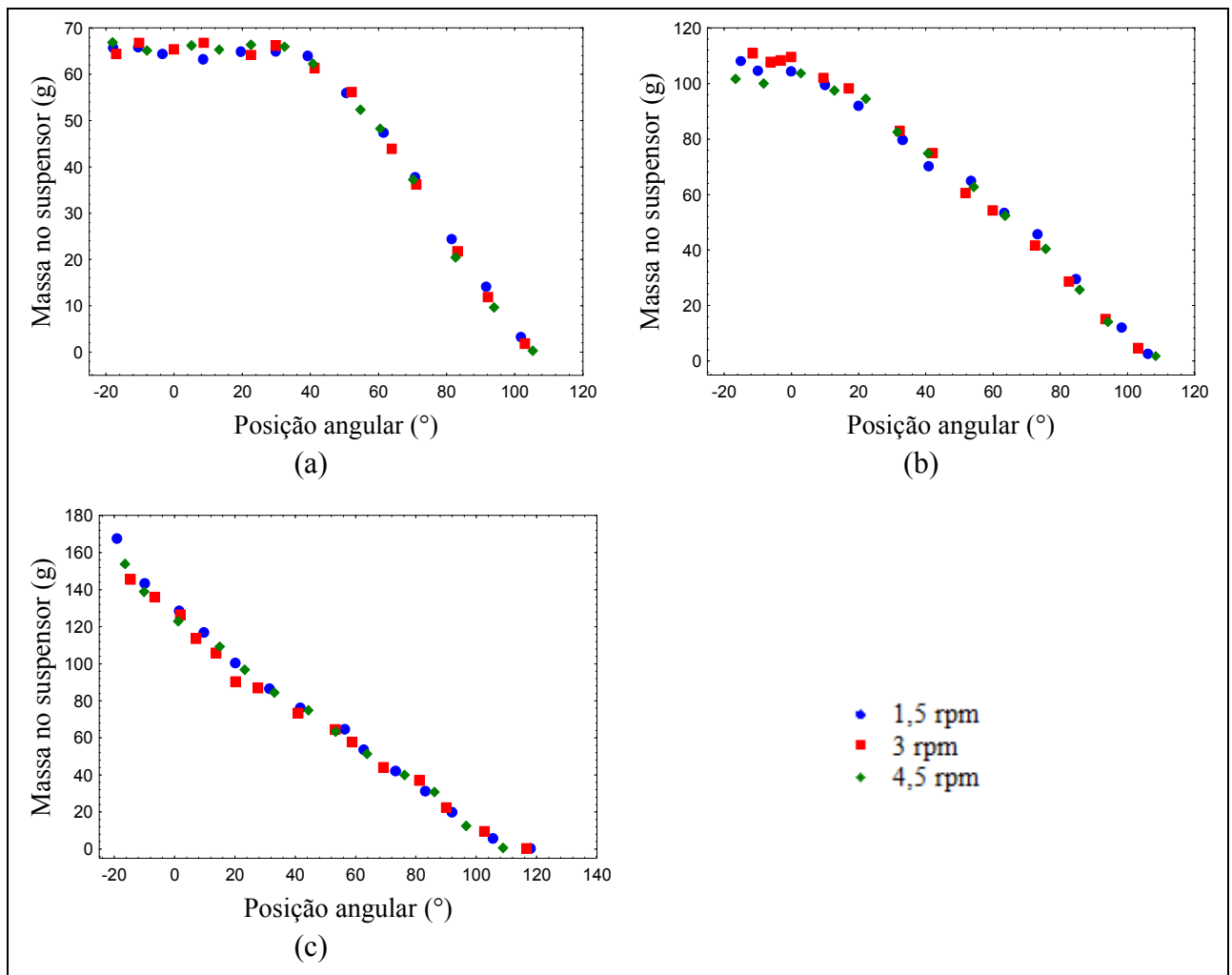


Figura 4.7 - Variação do perfil de descarga para esferas de 2,56 mm e carregamentos: (a) 3% v/v; (b) 4,5% v/v; (c) 6% v/v.

Desta maneira, é possível concluir que já que não existe variação do coeficiente de atrito dinâmico com a velocidade, essa velocidade não apresenta nenhum tipo de influência em um tambor rotatório colocado na horizontal independente do tipo de carregamento ou do diâmetro do tambor. É plausível também aceitar que a diferença entre o *holdup* total no tambor, para diferentes velocidades de rotação dos secadores industriais, está mais ligada à magnitude do avanço das partículas em função da velocidade axial do ar e da inclinação do tambor do que com o coeficiente de atrito dinâmico.

Foram realizadas também análises do efeito da velocidade de rotação do tambor no perfil de descarga das partículas de fertilizante com 2,56 mm de diâmetro, operando acima do carregamento ideal. O resultado, de acordo com a Figura 4.8, mostra a mesma tendência

apresentada pelas esferas de vidro, o perfil de descarga do fertilizante não sofre influencia da velocidade de rotação do tambor.

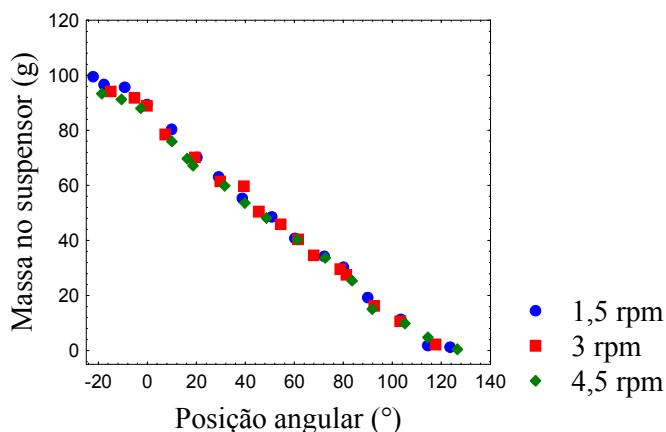


Figura 4.8 - Variação do perfil de descarga com a velocidade para o fertilizante.

Pode se concluir que a quantidade de partículas em queda é função apenas da quantidade de sólidos nos suspensores em determinada posição angular, sofrendo basicamente a ação da força gravitacional.

4.1.6 Influência do diâmetro da partícula no perfil de descarga de sólidos

Como a eficiência do secador está intimamente ligada com a distribuição do material na seção transversal do tambor, os perfis de descarga dos sólidos dependem das características do material particulado. Assim, o diâmetro da partícula aparece como uma das propriedades do material que é responsável por alterar a dinâmica nos secadores. Foram realizados testes com três velocidades diferentes para a análise do efeito do diâmetro da partícula para cada uma das condições de carregamento do tambor: subcarregado, carregamento ideal e sobrecarregado. Os resultados para o efeito do diâmetro na velocidade de 1,5 rpm estão mostrados na Figura 4.9.

Analisando os resultados da Figura 4.9 é possível observar que há um efeito do diâmetro da partícula no perfil de descarga dos sólidos. Em condições de baixo carregamento do tambor, a massa de sólidos em posições angulares mais baixas é maior para as esferas menores, enquanto que para posições angulares mais altas este comportamento é invertido. Este fato é explicado pela diferença entre os coeficientes de atrito dinâmico de um diâmetro para outro.

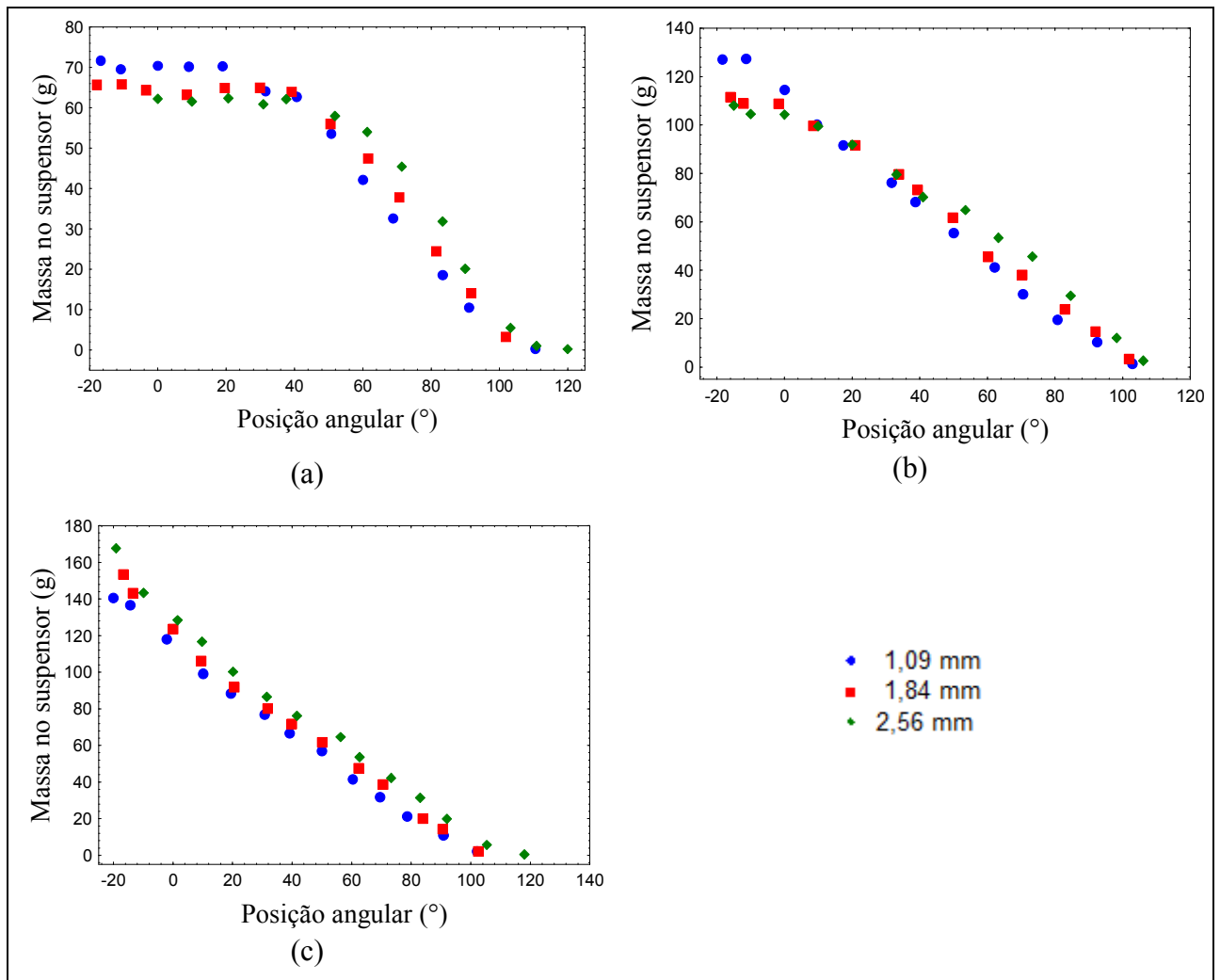


Figura 4.9 - Variação do perfil de descarga com o diâmetro e velocidade de 1,5 rpm com os carregamentos: (a) 3% v/v; (b) 4,5% v/v; (c) 6% v/v.

Para as esferas menores o coeficiente de atrito dinâmico é menor e consequentemente elas escoam mais facilmente. Logo, a taxa de descarga dos suspensores é maior, o que faz com que a quantidade de partículas em queda no início seja mais alta e a quantidade carregada pelo suspensor também seja.

Os mesmos testes foram realizados para a velocidade de rotação de 3 rpm nas três condições de carregamento e os resultados encontrados estão apresentados na Figura 4.10.

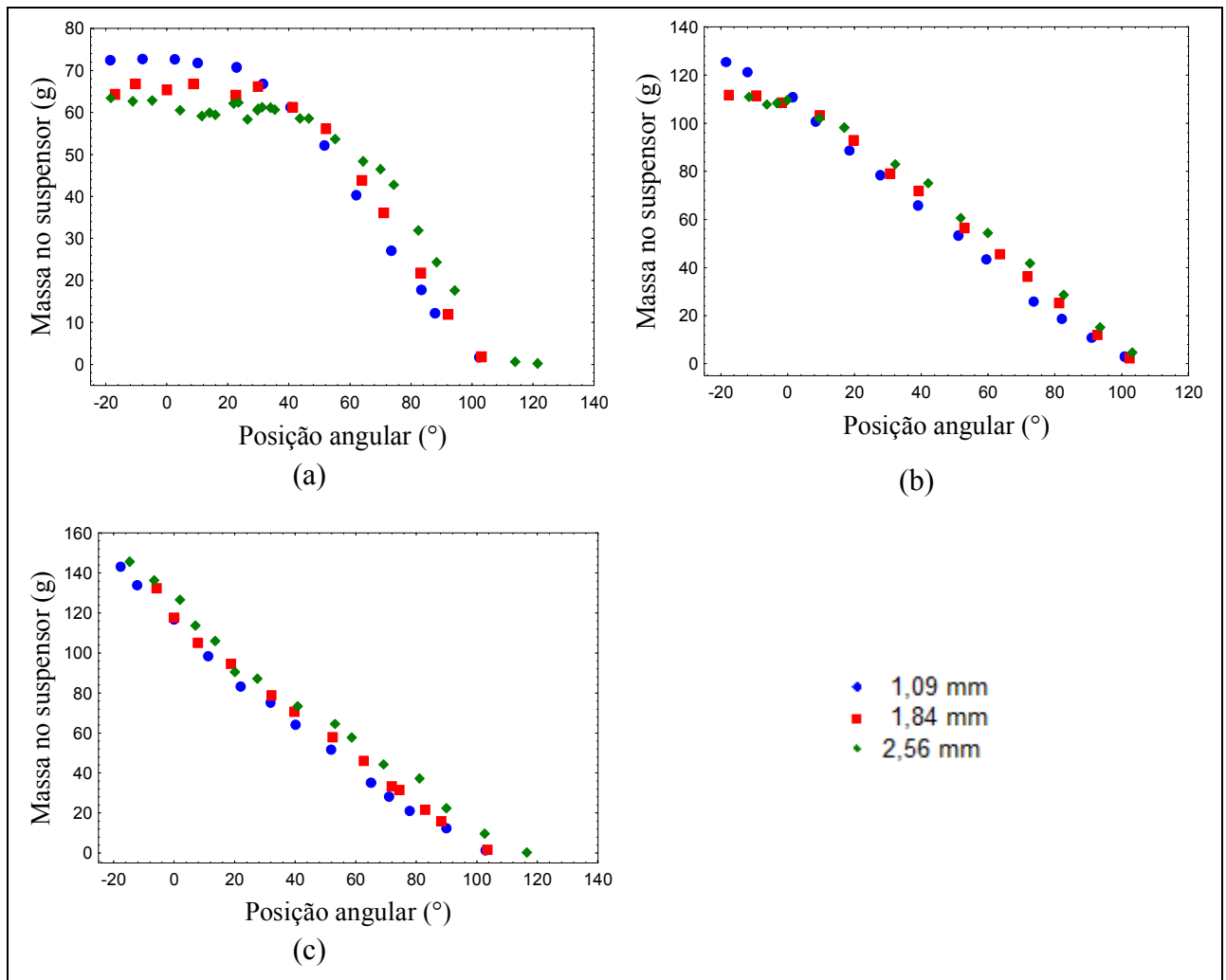


Figura 4.10 - Variação do perfil de descarga com o diâmetro e velocidade de 3 rpm com os carregamentos: (a) 3% v/v; (b) 4,5% v/v; (c) 6% v/v.

Observa-se na Figura 4.10, que o mesmo efeito do diâmetro encontrado na velocidade de 1,5 rpm é também encontrado para a velocidade de 3 rpm. Isto ocorre, porque a velocidade, conforme já verificado, não altera o coeficiente de atrito dinâmico e nem o perfil de descarga dos suspensores.

Para a velocidade de 4,5 rpm, os resultados estão apresentados na Figura 4.11. Os resultados encontrados seguem a mesma tendência dos encontrados para as outras velocidades.

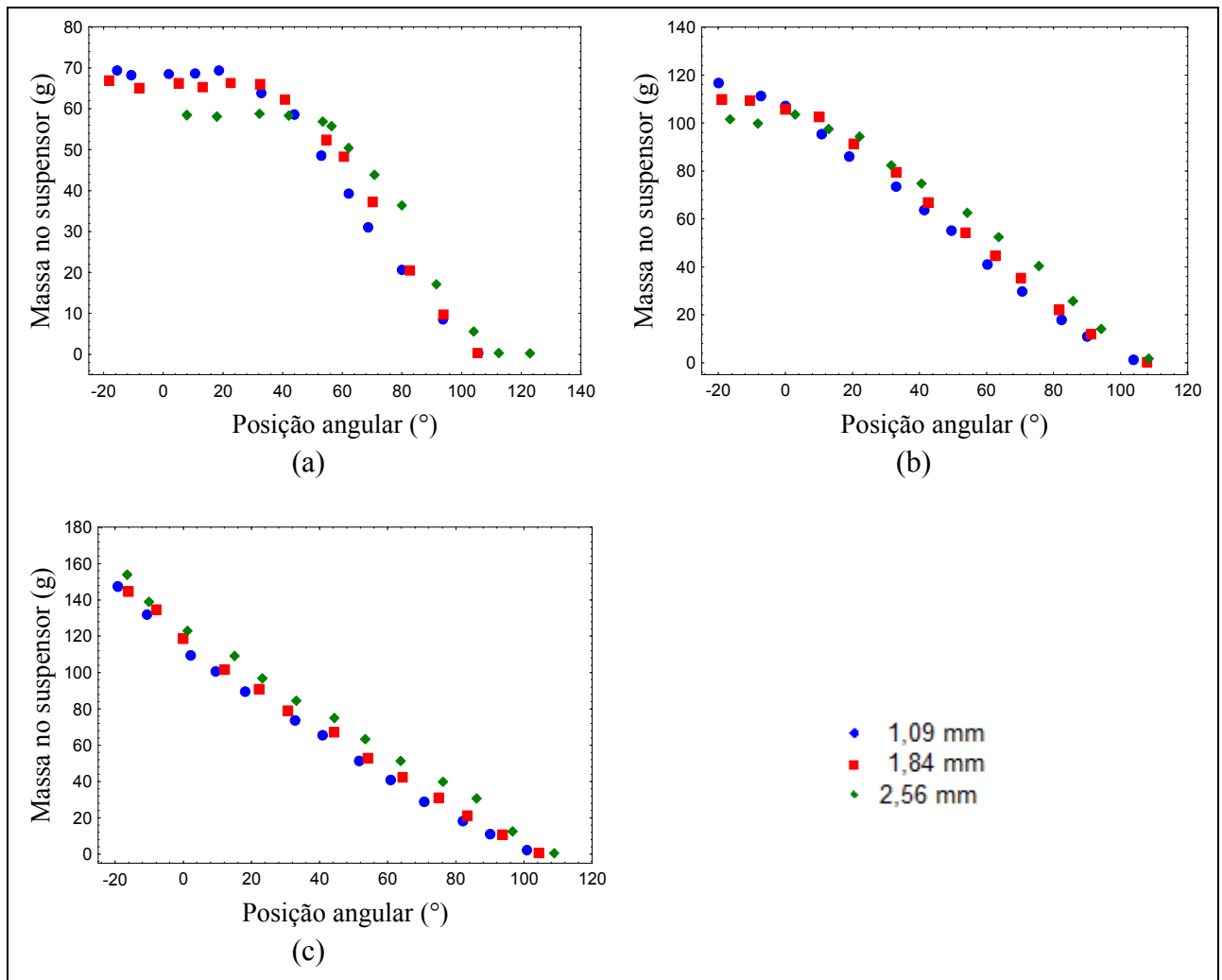


Figura 4.11 - Variação do perfil de descarga com o diâmetro e velocidade de 4,5 rpm com os carregamentos: (a) 3% v/v; (b) 4,5% v/v; (c) 6% v/v.

Desta maneira, para as faixas de velocidade analisadas o diâmetro é uma variável significativa para o perfil de descarga de sólidos dos suspensores, de forma que quanto menor o diâmetro, maior a taxa de descarga das partículas, devido ao menor coeficiente de atrito dinâmico.

Foram realizados também testes com partículas de fertilizante SSPG em uma velocidade de rotação do tambor de 3 rpm e uma condição de carregamento ideal. Os resultados estão apresentados na Figura 4.12. É possível observar uma ligeira diferença entre os perfis de descarga para os diferentes diâmetros, embora um pouco menor do que as diferenças observadas para as esferas de vidro.

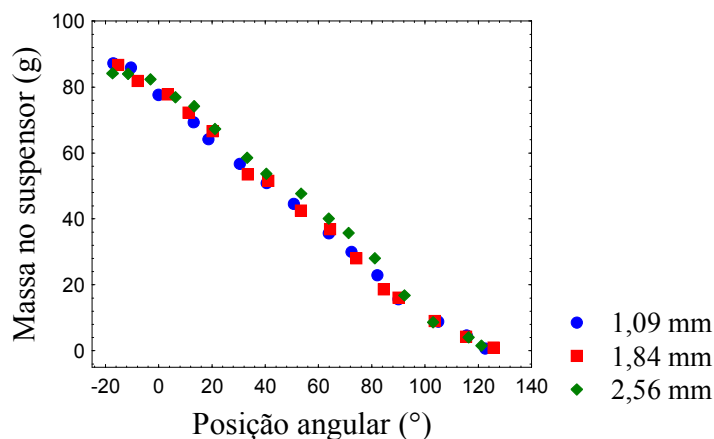


Figura 4.12 - Variação do perfil de descarga com o diâmetro para o fertilizante.

4.1.7 Comparação entre os perfis de descarga do fertilizante e da esfera de vidro

Com a finalidade de verificar o efeito do tipo de partícula no carregamento do tambor, efetuou-se a comparação entre os perfis de descarga para partículas de fertilizante SSPG e esferas de vidro com 2,56 mm de diâmetro e velocidade de 3 rpm.

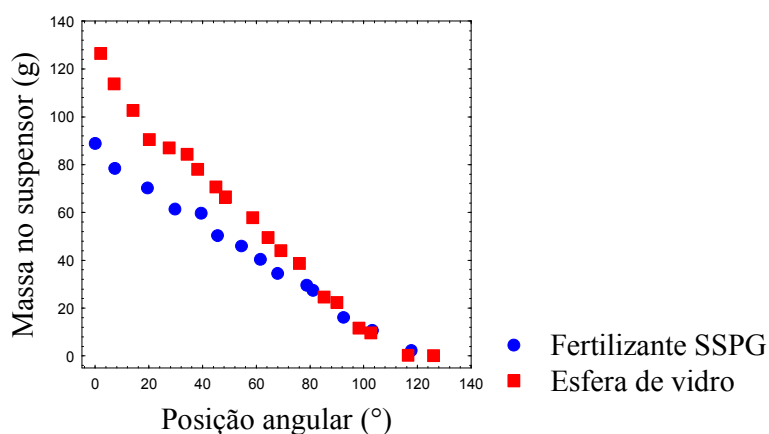


Figura 4.13 - Variação da massa no suspensor para o fertilizante e esferas de vidro.

A Figura 4.13 mostra a massa no suspensor em função da posição angular. Analisando-a é possível observar que a massa das esferas de vidro é maior do que a massa de fertilizante, o que se deve ao fato de a densidade das esferas ser maior.

Como o volume colocado no experimento foi o mesmo para as duas partículas realizou-se a análise da percentagem volumétrica em função da posição angular para as esferas de vidro e para o fertilizante. Em termos de percentagem volumétrica observa-se que o volume de fertilizante no suspensor em determinada posição angular é maior do que o de esferas de vidro, como mostra a Figura 4.14, o que é explicado pelo fato de a coesão do

fertilizante ser maior, sendo assim o material escoar menos, o que foi mostrado através da análise do ângulo de repouso estático.

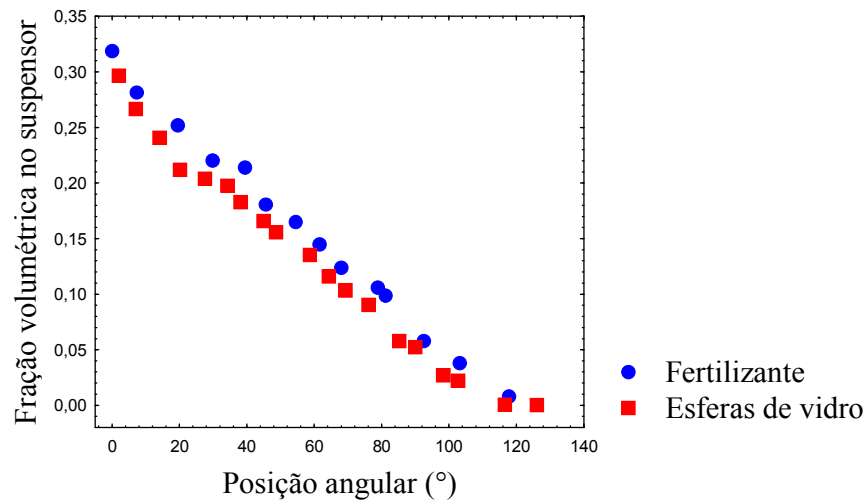


Figura 4.14–Fração volumétrica no suspensor para o fertilizante SSPG e as esferas de vidro.

4.2 Resultados de Simulação Numérica

4.2.1 Teste de independência de malha

Foram feitos os testes de independência de malhas com a finalidade de descobrir se o número de células aplicado ao sistema influenciaria na resposta obtida. A variável analisada foi a velocidade do ar em diferentes pontos da face localizada no meio do tambor. A Figura 4.15 mostra os valores de velocidade do ar em diferentes pontos da face.

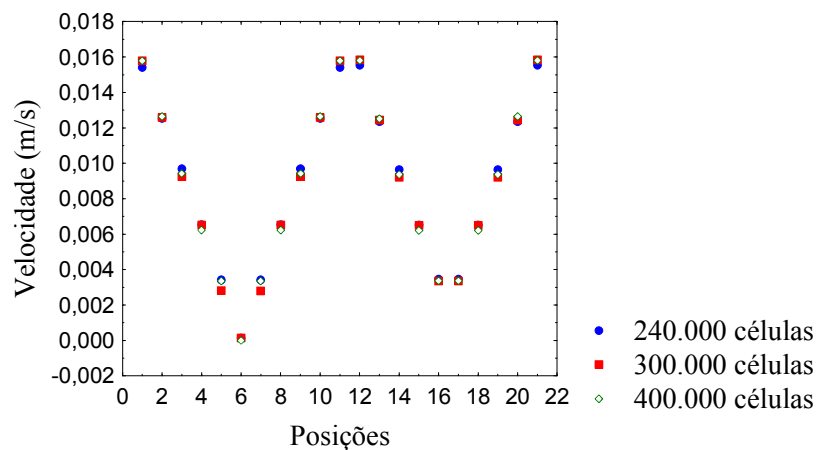


Figura 4.15 - Teste de independência de malha: variação da velocidade em diferentes posições do tambor de acordo com o número de células.

Na Figura 4.15, observa-se que não existem diferenças entre os valores de velocidade do ar nos pontos da face de acordo com a malha utilizada, mostrando que o número de células não influencia muito nos valores de velocidade.

A fim de verificar se não haviam de fato diferenças entre os valores, foi feito também um teste de análise de variância com 1% de significância e os resultados são apresentados na Tabela 4.3:

Tabela 4.3 - Quadro de ANOVA para efeito da malha na velocidade.

FV	SQ	GL	QM	Razão QM
Entre malhas	$7,04 \cdot 10^{-8}$	2	$3,52 \cdot 10^{-8}$	1,91
Dentro malhas	$1,13 \cdot 10^{-6}$	61	$1,85 \cdot 10^{-8}$	
Geral	$1,20 \cdot 10^{-6}$	63		

De acordo com o teste não há diferença significativa entre as malhas com diferentes números de células para a velocidade. Para 1% de significância, neste caso, só poderiam ser consideradas as diferenças entre as malhas se o valor da razão entre os quadrados médios fosse maior do que 4,98 ($F_{\text{tab}2,61}$).

Desta maneira, como para a variável analisada, o teste foi conclusivo para rejeitar as diferenças entre as malhas, optou-se por utilizar a malha com menor número de células pois o esforço computacional para a resolução do problema é menor e os resultados obtidos são os mesmos. Assim, a malha utilizada nas simulações possui aproximadamente 240.000 células.

4.2.2 Influência da disposição das partículas na inicialização do problema

Duas formas de inicialização do problema foram estudadas, com a finalidade de verificar se o volume ocupado pelos suspensores afeta a massa total de sólidos inserida no tambor. Para isso, determinado o volume de partículas que corresponde a 6% em fração volumétrica do tambor ocupado por esferas, determinou-se qual a altura do tambor seria ocupada pela fase granular. Inicializou-se o problema e calculou-se a massa total de sólidos no tambor através das áreas do perfil da face externa. Neste caso, não há a necessidade de se dividir o tambor em subvolumes, visto que o problema foi apenas inicializado e não houve transferência da quantidade de movimento ao longo do equipamento.

Estimou-se a massa total de sólidos no tambor, o resultado foi de 406,21 g, enquanto que deveria ser de 426,41 g, sendo assim, a massa total de sólidos no tambor estava subestimada, já que quando determina-se a altura do leito a ser ocupada por partículas não se desconsidera os suspensores, que influenciam na massa total.

O problema foi inicializado então concentrando a massa no centro, visto que não há suspensores neste ponto. Assim, determinou-se os lados do hexaedro central cuja massa de partículas seria de 426,41 g e estimou-se a massa total ocupada através das áreas. A massa estimada foi de 421 g, apenas 6 gramas de diferença do resultado esperado, 1,1% de erro.

Desta maneira, o volume ocupado pelos suspensores influencia na massa de partículas a ser estimada, e para a diferença entre as massas iniciais experimental e da simulação seja menor utilizou-se para as simulações a condição de inicialização em que a fase sólida está concentrada no centro do tambor.

4.2.3 Comparação dos resultados obtidos com os experimentais e efeito da viscosidade friccional

Através da metodologia desenvolvida, foi possível quantificar os resultados da simulação. Desta maneira foi possível estudar tanto a influência do parâmetro viscosidade friccional, assim como a sensibilidade deste parâmetro aos limites em que ele passa a ser considerado.

Na Figura 4.16, pode-se observar que todas as simulações seguem o resultado qualitativo obtido experimentalmente. Mas, quantitativamente, à medida que se diminui o limite para a consideração da viscosidade friccional a curva da simulação tende a se aproximar dos resultados experimentais. As frações que são referidas para a viscosidade friccional são o limite inferior para fração em que o regime friccional passa a ser considerado. A diferença entre as curvas que possuem o limite de 50 e 60% é muito pequena, pois o volume de esferas que está entre estas frações é muito pequena. Observa-se também que estas duas curvas estão bem próximas da fração máxima de empacotamento do leito, 63,2%.

Observa-se também na Figura 4.16 que o modelo friccional 0% e o modelo que não considera a viscosidade friccional são opostos. Enquanto que no modelo sem friccional a viscosidade friccional nem chega a ser considerada na dissipação viscosa da fase sólida, no modelo friccional 0%, ela é considerada em qualquer fração de partículas existente, desta maneira essas curvas são as mais distantes entre si, excetuando-se os pontos experimentais.

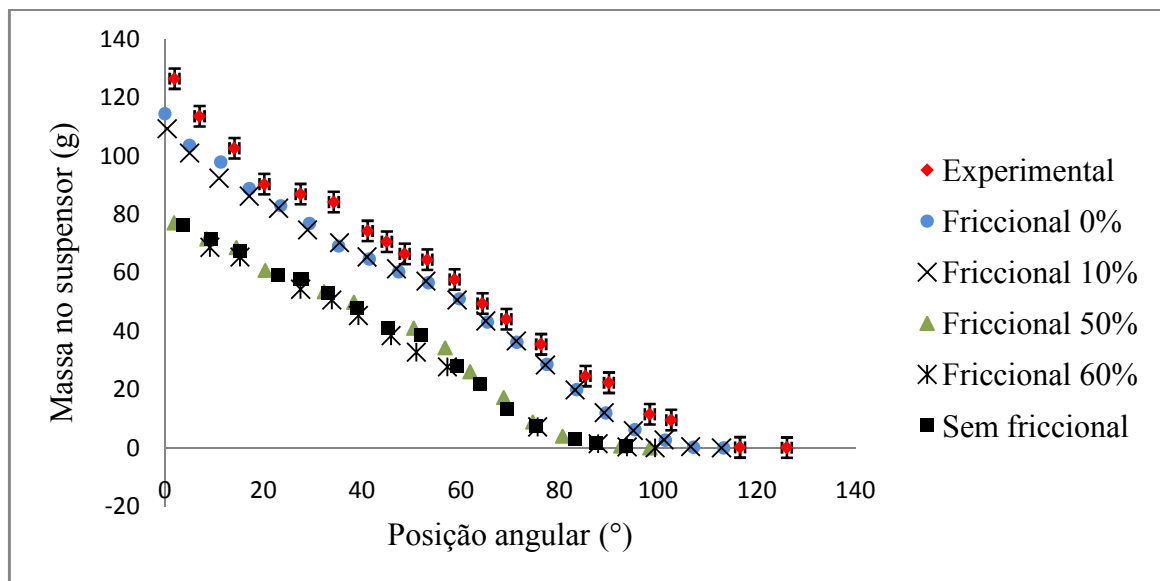


Figura 4.16 - Holdup nos suspensores para diferentes limites de viscosidade friccional do modelo.

Assim como nos resultados para 50 e 60%, as simulações que consideraram a viscosidade friccional para frações acima de 10% e para 0% ficaram bem próximas, sendo também justificado pela pequena quantidade de massa que está entre essas frações. No entanto, a curva para o limite inferior de 0% é a que melhor se ajustou ao experimento, principalmente para posições angulares mais baixas. Desta maneira, conclui-se que o modelo que melhor representa a dinâmica das partículas no tambor rotatório com suspensores é o que considera o regime friccional em qualquer região do leito (0%).

De acordo com Darteville (2003), em seu trabalho sobre fluxos granulares, é usual considerar o regime friccional somente em leitos em que a concentração de sólidos é maior do que 50%, contrastando com o resultado obtido. Este resultado abre a discussão sobre a característica de um software de resolução numérica, que é o caso do FLUENT[®]. Experimentalmente, observa-se que não há diferença de frações de empacotamento das partículas no suspensor de acordo com a posição angular, como mostra a Figura 4.17. Quando se analisa o perfil de uma face obtido através da simulação é possível observar que ângulos que possuem uma posição angular mais alta possuem menores frações de partículas, enquanto que ângulos com posições mais baixas apresentam uma faixa de frações de partículas, que vão da mais concentrada até atingir a concentração nula.

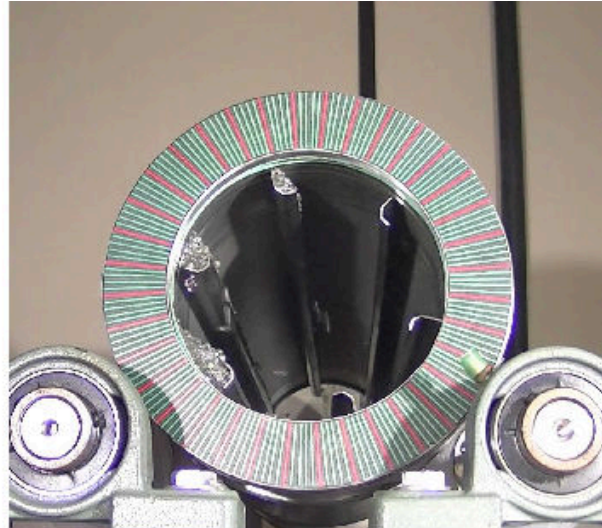
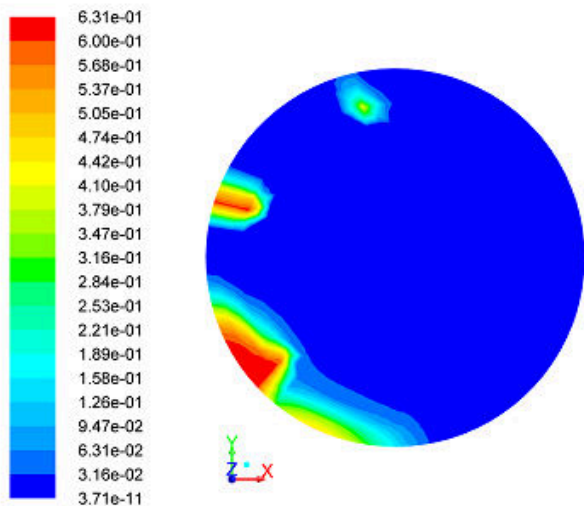


Figura 4.17 - Comparação dos perfis de porosidade simulado e experimental.

Como observado no desenvolvimento da metodologia não há necessariamente um perfil de porosidades e as faixas de frações de partículas mostradas pelo *software* são apenas resultado da interpolação. Isto acontece porque mesmo dentro do suspensor as partículas estão em uma fração de empacotamento máxima, isto é, 63,2%, independente da posição angular, como mostra na Figura 4.18.

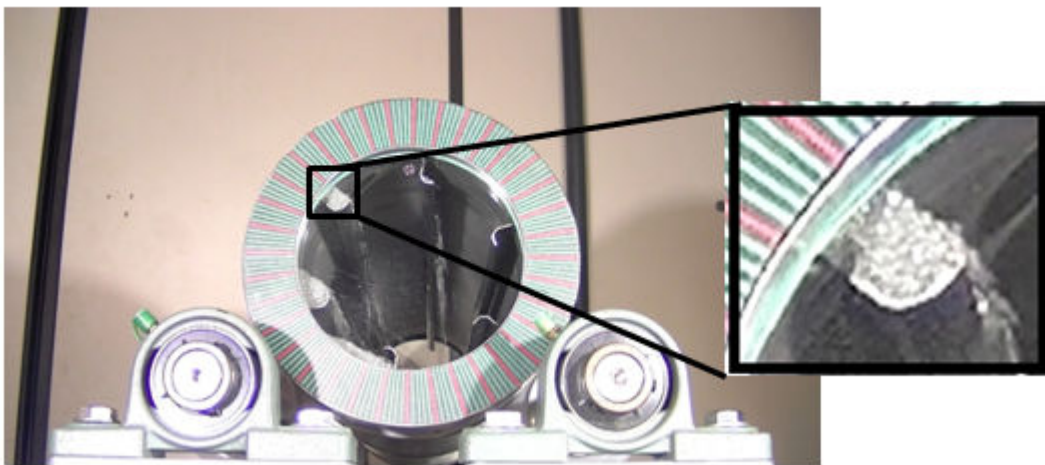


Figura 4.18–Fração de partículas no suspensor.

Porém, numericamente, não é possível passar da condição de empacotamento máxima para a condição em que não há partículas, logo o *software* fará uma interpolação para que essa transição seja feita. Assim, é aceitável que a viscosidade friccional seja aplicada mesmo quando o suspensor estiver em uma posição angular mais alta, dada a concentração de partículas observada experimentalmente, que na simulação apresenta uma

fração baixa de partículas. Sendo assim é justificável a viscosidade friccional seja aplicada em qualquer fração do leito, ou seja, a partir de 0%.

Com o objetivo de verificar a aplicação do modelo a outras condições, fez-se o trabalho experimental e a simulação com a condição em que apenas 3% do volume do tambor é ocupado por esferas de vidro e a viscosidade friccional é aplicada em qualquer fração do leito. O gráfico que representa a variação de massa no suspensor de acordo com a posição angular, para 3% do volume do tambor ocupado por esferas de vidro, pode ser observado na Figura 4.19.

É possível analisar na Figura 4.19, que a simulação novamente conseguiu representar a variação do *holdup* nos suspensores com a posição angular. Como para esta carga de partículas o tambor está operado abaixo da sua capacidade máxima, a descarga de sólidos começa somente depois da posição 0° tanto no trabalho experimental quanto na simulação, e na região em que a massa permanece constante os resultados são bem próximos. Para posições angulares mais altas, em que tanto os resultados para o tambor sobrecarregado ou abaixo da sua capacidade são os mesmos, a mesma tendência da simulação com 6% é observada e a massa medida na simulação é um pouco menor do que a massa experimental.

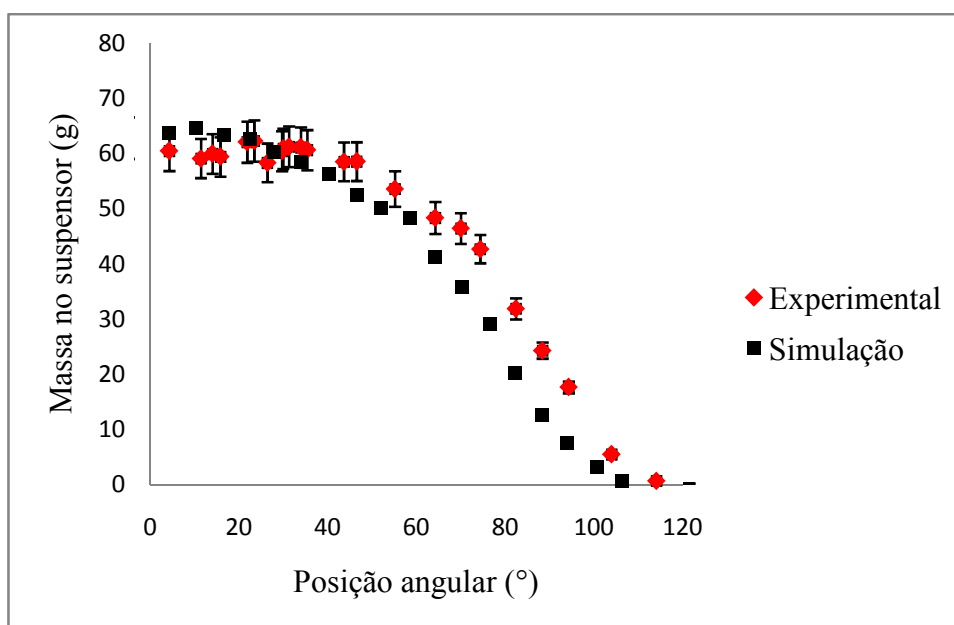


Figura 4.19 - Comparação dos valores de holdup experimentais e simulado para 3% do volume do tambor ocupado por esferas.

É interessante observar também que os resultados de simulação conseguiram prever a saturação dos suspensores, que ocorre no trabalho experimental, como mostra a Figura 4.20. Observa-se que em aproximadamente 50°, as curvas se encontram, e que a partir daí os suspensores estão saturados e carregando a sua capacidade máxima. No trabalho experimental a saturação para o mesmo carregamento acontece em aproximadamente 40°. Essa pequena diferença acontece devido ao pequeno desvio na predição das massas utilizando a metodologia desenvolvida.

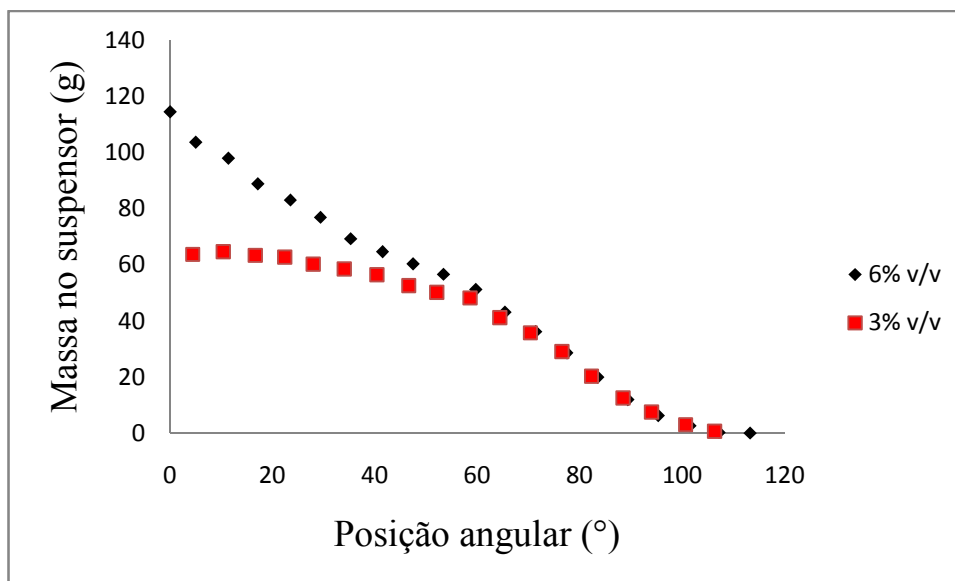


Figura 4.20 - Resultados de simulação para 3 e 6% em percentagem volumétrica ocupada pela fase sólida.

Realizou-se também simulações em que a fase granular apresentava as características das partículas de fertilizante. As simulações foram conduzidas utilizando o regime friccional a partir de 0%, visto que estes resultados foram os que mais se aproximaram dos resultados experimentais para as esferas de vidro. Também foram realizadas simulações em que as partículas de fertilizante ocupariam 6 e 3% do volume do tambor e comparado com resultados experimentais. Os resultados podem ser observados na Figura 4.21 e 4.22, respectivamente. Assim como observado no trabalho experimental, para 6% em fração volumétrica o tambor está operando acima do carregamento ideal e para 3% em fração volumétrica o tambor está operando abaixo do carregamento ideal.

É importante salientar que para o fertilizante os resultados foram semelhantes aos observados para as esferas de vidro, o que mostra que tanto a metodologia desenvolvida quanto o modelo utilizado é aplicável a outros materiais.

A principal característica responsável por inserir características do material, neste caso, é o ângulo de repouso estático, que no modelo é denominado como ângulo de fricção interno partícula-partícula, mostrando que o perfil de descarga dos suspensores é extremamente importante na descrição do comportamento das partículas em tambores rotatórios com suspensores, visto que é bastante dependente do tipo de material.

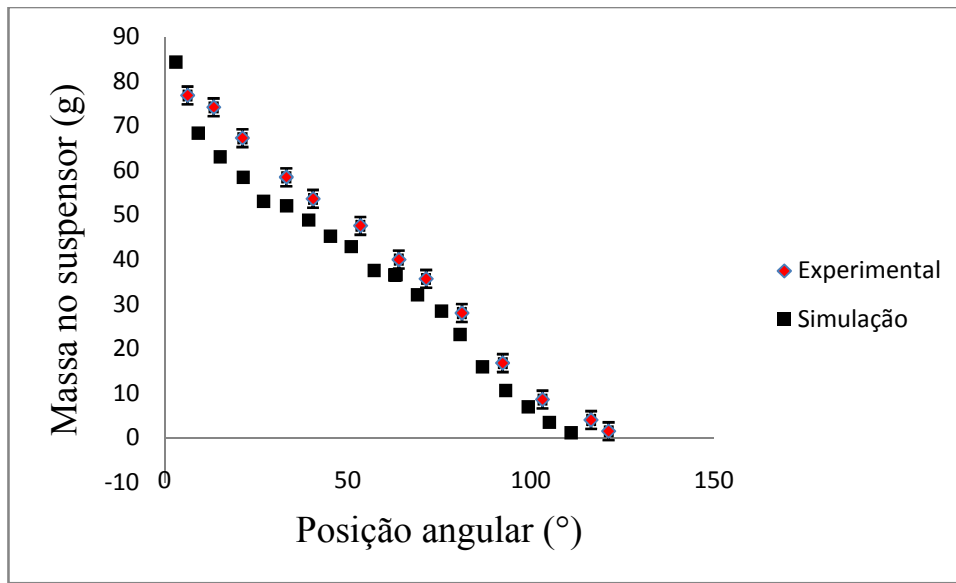


Figura 4.21 - Comparação dos valores de holdup experimentais e simulado para 6% do volume do tambor ocupado por fertilizante.

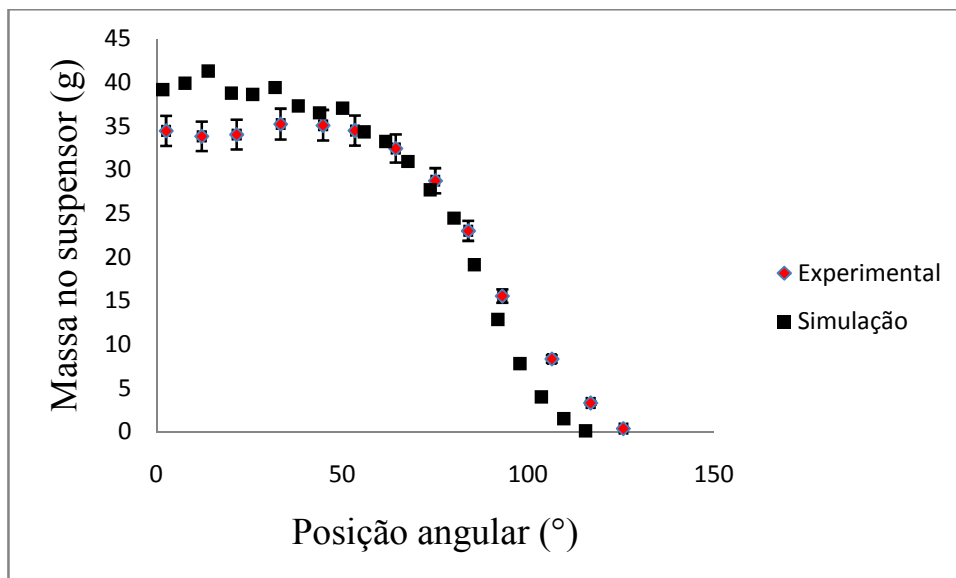


Figura 4.22 - Comparação dos valores de holdup experimentais e simulado para 3% do volume do tambor ocupado por fertilizante.

4.2.4 Aperfeiçoamento da metodologia de análise de imagens

A metodologia de análise de imagens foi bastante satisfatória no que diz respeito à predição da massa no suspensor em função da posição angular utilizando a abordagem Euler-Euler. No entanto, a divisão em dez subvolumes é bastante trabalhosa, visto que para cada posição angular é necessário calcular a área de cada uma das 19 cores para cada face, sendo de grande valia um estudo que visa diminuir a quantidade de imagens a serem tratadas.

Foi necessário estudar a variação da massa ao longo do suspensor, com o intuito de verificar se havia um perfil de variação de massas em toda a extensão do tambor ou se apenas as áreas representadas nas faces externas conseguiriam representar a massa total, para isso o tambor foi dividido em dez subvolumes com o mesmo tamanho. A Figura 4.23 mostra a variação de massa em cada subvolume ao longo do suspensor. O subvolume 1 representa um subvolume externo do tambor, enquanto que o subvolume 10 representa o subvolume no lado oposto.

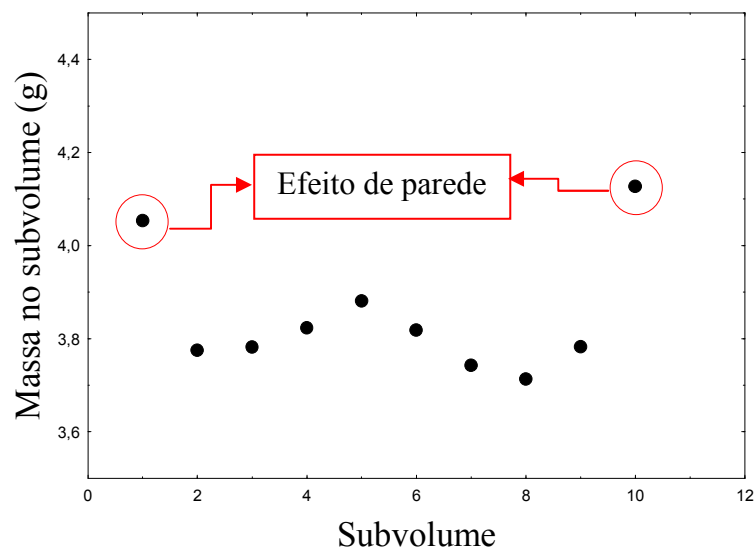


Figura 4.23 - Variação das massas de partícula em cada subvolume ao longo do suspensor.

É possível observar, no exemplo ilustrado pela Figura 4.23, que há uma variação de massa ao longo do suspensor, porém esta variação é pequena, visto que o menor valor está próximo de 3,7 g enquanto que o maior valor está próximo de 4,2 g. No entanto, apesar da pequena variação nota-se que há um efeito de parede, que faz com que a massa nas paredes seja um pouco mais alta do que ao longo do suspensor, enquanto que em toda a extensão do

tambor pode-se assumir que não há variação de massas. A massa total no suspensor é dada pela soma das massas de todos os subvolumes.

Realizou-se um estudo do efeito do número de subvolumes na determinação da massa total ao longo do suspensor com a distribuição mostrada na Figura 4.24, em que são apresentadas vistas laterais do tambor. Estudou-se a massa total no suspensor em função da posição angular utilizando apenas 1 volume em que foi estimada a massa através da média dos valores obtidos entre as duas faces externas, utilizando 2 subvolumes, em que além das faces externas utilizou-se a face do meio do tambor, com 3 subvolumes, em que utilizou-se dois volumes pequenos, com a finalidade de eliminar o efeito de parede, e um grande quando a variação de massa era pequena e os dez subvolumes propostos anteriormente.

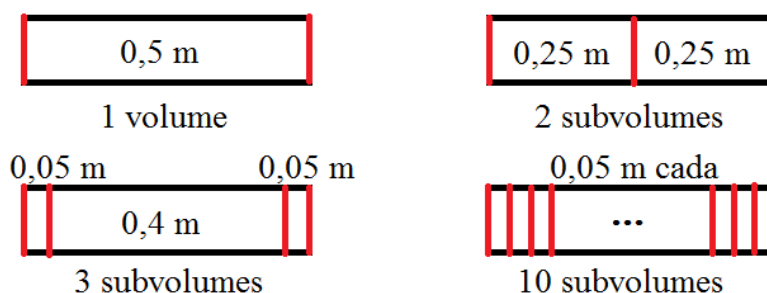


Figura 4.24 - Distribuição do número de subvolumes para determinação do efeito da variação ao longo do tambor.

Quanto maior o número de subvolumes, maior é a precisão da medida, visto que em cada subvolume considera-se que a massa é constante. Com um número grande de subvolumes é preciso medir mais precisamente a variação da massa ao longo do suspensor.

Desta maneira, calculou-se a massa total nos suspensores para o problema em que o tambor estava ocupado por partículas em 6% do volume total e comparou com os resultados experimentais e o simulado anteriormente com 10 subvolumes. O resultado deste estudo sobre a metodologia está mostrado na Figura 4.25.

Analisando a Figura 4.25, observa-se que os resultados variaram pouco com a variação de número de subvolumes, o que ocorre devido a já constatada pouca diferença entre as massas de um subvolume para outro. No entanto, nota-se que para o método com 3 subvolumes os resultados foram os mesmo do que para 10 subvolumes, visto que nos subvolumes internos não há variação significativa de massa. Já o método que considera apenas as massas da parede, apesar de fazer uma superestimação da massa total no

suspensor e não levar em conta as possíveis variações de massa no mesmo apresentou resultados muito próximos aos resultados experimentais, mostrando que este é um bom método para a avaliação da massa no suspensor.

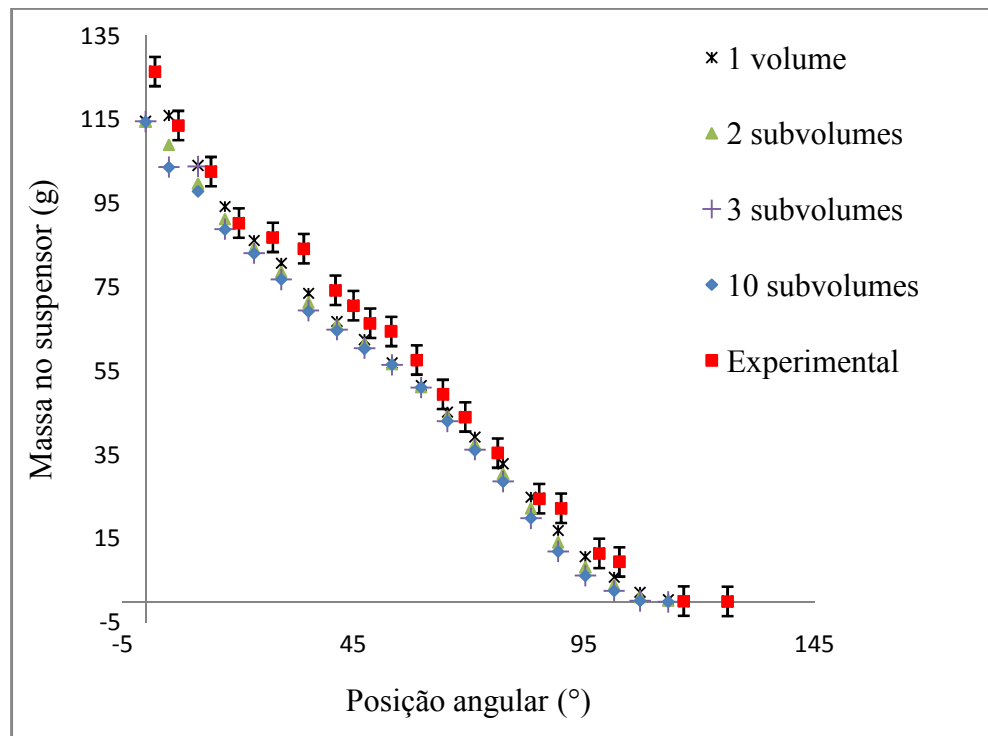


Figura 4.25 - Avaliação dos perfis de descarga estimados através da simulação em função da posição angular para diferentes números de subvolumes.

A seguir no Capítulo 5 são apresentadas as principais conclusões deste trabalho e algumas sugestões para trabalhos futuros.

Capítulo 5

Conclusões e sugestões para trabalhos futuros

5.1 Conclusões

5.1.1 Resultados experimentais

Considerando os resultados obtidos na análise dos perfis de descarga com as variáveis analisadas neste trabalho chega-se às seguintes conclusões para o trabalho experimental:

- Apesar da existência de flutuações na estimativa do coeficiente de atrito dinâmico e da alta variabilidade dos resultados foi possível obter bons resultados qualitativos quanto à análise do efeito das variáveis neste parâmetro e concluiu-se que a velocidade, na faixa analisada, não apresenta efeito significativo para esta variável. Porém, quanto maior o diâmetro da partícula maior o coeficiente de atrito dinâmico.
- As medidas para ângulo de repouso estático foram de aproximadamente 28° para as esferas de vidro e de 41° para o fertilizante, mostrando que o coeficiente de atrito do fertilizante é maior do que o da esfera de vidro, ou seja, as partículas de fertilizante são mais coesas. Esta medida foi bastante importante na interpretação dos resultados de perfis de descarga de sólidos.
- A análise do carregamento ideal através dos perfis de descarga trouxe resultados conclusivos. Observou-se que para as esferas de vidro com diâmetros de 1,84 e 2,56 mm o carregamento ideal do tambor ocorre para 4,5% em fração volumétrica, enquanto que para as esferas de 1,09 mm é ligeiramente menor, o que é explicado pelas diferenças entre os coeficientes de atrito dinâmico. O carregamento ideal para o fertilizante de 2,56 mm de diâmetro foi de 5,5%.
- Não há influência da velocidade no perfil de descarga das partículas nem para o fertilizante e nem para as esferas de vidro, devida a não influência da velocidade no coeficiente de atrito dinâmico.
- O diâmetro é uma variável significativa para o perfil de descarga de sólidos dos suspensores, de forma que quanto menor o diâmetro, maior a taxa de descarga das partículas devido ao menor coeficiente de atrito dinâmico.

- Analisando a massa de esferas de vidro e de fertilizante no suspensor em função da posição angular observa-se que a massa de fertilizante é maior do que a de esferas de vidro, o que se deve ao fato de a densidade das esferas ser maior. No entanto, quanto à porcentagem volumétrica observa-se que o volume de fertilizante é ligeiramente maior devido à maior coesão do material.

5.1.2 Resultados do estudo numérico

Em relação aos resultados de simulação observa-se que:

- A metodologia desenvolvida foi satisfatória para a estimativa da massa de sólidos em função da posição angular.
- Este trabalho foi pioneiro na utilização da modelagem Euler-Euler para simulação de tambores rotatórios com suspensores e se mostrou uma alternativa promissora, conseguindo prever tanto a diferença de carregamento nos suspensores quanto à variação ao tipo de material, com um esforço computacional relativamente baixo.
- Através da análise de imagens foi possível quantificar o efeito dos limites de viscosidade friccional na massa de sólidos no suspensor, e concluiu-se que para os tambores rotatórios com suspensores ele deve ser usado em qualquer fração do leito.
- O estudo dos limites de viscosidade friccional foram importantes para a interpretação dos resultados de interpolação do software FLUENT[®], assim como da natureza numérica do resolvidor, contribuindo para evitar que os resultados sejam interpretados de forma equivocada na análise de perfis de porosidade.

5.2 Sugestões Para Trabalhos Futuros

Estes trabalhos abriram um leque de oportunidades no estudo de tambores rotatórios com suspensores. Sendo assim, as sugestões para trabalhos futuros são:

- Estudo experimental e de simulação de diferentes tipos de suspensores e diâmetros no perfil de descarga dos sólidos;
- Estudar a relação entre diâmetro de partícula e diâmetro do tambor;

- Estudo dos efeitos da umidade do material no perfil de descarga de sólidos;
- Uso de diferentes tipos de materiais, com outras formas e simulação através de softwares DEM;
- Adaptação para estudos em um equipamento contínuo;

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AJAYI, O.O.; SHEEHAN, M.E. Application of image analysis to determine design loading in flighted rotary dryers. Powder Technology, v. 223, p. 123-130, 2012.
- ARRUDA, E. B. Comparação do Desempenho do Secador Roto-Fluidizado com o Secador Rotatório Convencional: Secagem de Fertilizantes. 176 p. Tese de Doutorado, UFU, Uberlândia/MG, 2008.
- BAGNOLD, R.A. Experiments on a gravity-free dispersion of large solid spheres in a Newtonian fluid under shear, Proceedings of the Royal Society of London: Part A. v.225, n. 1160, p.49–63, 1954.
- BAKER, C. G. J. The design of flights in cascading rotary dryers. Drying Technology, v. 6, p 631-653, 1988.
- BAKER, C. G. J. Cascading rotary dryers. Advances in Drying, Hemisphere, New York, (ed), v. 2, 1983, p. 1-51.
- BARREIRA, N.B., Introdução à modelagem em 3d para reatores air-lift empregando o “método dos volumes finitos” na resolução da fluidodinâmica (cfd). 302 p. Tese de Doutorado, UNICAMP, Campinas/SP, 2003.
- BRITTON P.F.; SHEEHAN, M.E.; SCHNEIDER, P.A. A Physical Description of Solids Transport in Flighted Rotary Dryers, Powder Technology, v. 165, p.153-160, 2006.
- CUNDALL, P.D.; STRACK, O.D.L. A discrete numerical model for granular assemblies. Geotechnique, v. 29, p. 47–65, 1979.
- DALLA VALLE, J.M., Micromeritics, Pitman, London, 1948.
- DARTEVELLE, S. Numerical and granulometric approaches to geophysical granular flows. 132 p. Ph. D. thesis, Michigan Technological University, Department of Geological and Mining Engineering, Houghton, Michigan, 2003.
- DING, J.; GIDASPOW, D., A Bubbling Fluidization Model Using Kinetic Theory of Granular Flow, AIChE Journal, v.36, n.4, p. 523-538, 1990.

- DUARTE, C.R. Estudo experimental e de simulação da fluidodinâmica e recobrimento em leito de jorro. 194 p. Tese de Doutorado. PPGEQ/UFU- Uberlândia/MG, 2006.
- ERGUN, S., Fluid Flow Through Packed Columns, Chemical Engineering Progress, v.48, n.2, p.89-84, 1952.
- FERNANDES, N. J. Estudo da Fluidodinâmica e de Secagem de um Secador rotatório da Indústria de Fertilizantes.109 p. Dissertação de Mestrado, UFU, Uberlândia/MG, 2008.
- GENG, F.; YUAN, Z.; YAN, Y.; LUO, D.; WANG, H.; LI, B.; XU, D. Numerical simulation on mixing kinetics of slender particles in a rotary dryer. Powder Technology, v. 193, p. 50-58, 2009.
- GENG, F.; LI, Y.; WANG, X.; YUAN, Z.; YAN, Y.; LUO, D. Simulation of dynamic processes on flexible filamentous particles in the transverse section of a rotary dryer and its comparison with video-imaging experiments. Powder Technology, v. 207, p. 175-182, 2011.
- GENG, F.; LI, Y.; YUAN, L.; LIU, M.; WANG, X.; YUAN, Z.; YAN, Y.; LUO, D. Experimental study of the space time of flexible filamentous particles in a rotary dryer. Exp. Thermal and Fluid Sci.v. 44. p. 708-715, 2013.
- GIDASPOW , D., Multiphase Flow and Fluidization, Academic Press, Boston, 1994.
- GIDASPOW, D., BEZBURUAH, R., e DING, J. Hydrodynamics of Circulating Fluidized Beds, Kinetic Theory Approach in Fluidization, Proceedings of the 7th Engineering Foundation Conference on Fluidization, p.75-82,1992.
- GLIKIN, P. G. Transport of Solids Through Flighted Rotation Drums. Trans IChemE, v. 56, p. 120-126, 1978.
- JHONSON, P. C.; NOTT, P.; JACKSON, R., Frictional-collisional equations of motion for particulate Flows and their application to chutes, Journal of Fluid Mechanics, vol. 210, p.501-535, 1990.
- JHONSON, P.C., e JACKSON, R., Frictional-Colisional Constitutive Relations for Granular Materials with Application to Plane Shearing, J. Fluid Mech., 176:67, 1987.
- KELLY, J. J. Bull. Inst. Ind.Res. Standards, v. 5, p. 361, 1968.

- KELLY, J. J., Flight design in rotary dryers, Drying Technology, v. 10. p. 979-993, 1992.
- KELLY, J. J.; O'DONNELL, J. P. Chemical Engineering Symposium Series, p. 29 - 38, 1968.
- KEMP, I. C.; OAKLEY, D. E. Simulation and scale-up of pneumatic conveying and cascading rotary dryers. Drying Technology, v. 15, p. 1699-1710, 1997.
- LEE, A. Modelling the solids transport phenomena within flighted rotary dryers. 284 p. PhD thesis, James Cook University, 2008.
- LEE, A.; SHEEHAN, M.E. Development of a geometric flight unloading model for flighted rotary dryers. Powder Technology, v.198, p.395-403, 2010.
- LISBOA, M. H. Estudo de Secadores Rotatórios na Secagem de Fertilizantes. 100 p. Dissertação de Mestrado, UFU, Uberlândia/MG, 2005.
- LUN, C.K.K.; SAVAGE, S.B.; JEFFREY, D.J.; CHEPURNIY N.; Kinetic theories for granular flow: inelastic particles in coquette flow and singly inelastic particles in a general flow field, J. Fluid Mech. v.140, p. 223–256, 1984.
- MASSAH, H.; OSHINOWO, L. Advanced gas-solid multiphase flow models offer significant process improvements. Journal Articles by Fluent Software Users 2000, JA112, 1 - 6.
- MATCHETT, A. J., BAKER, C. G. J. Particle residence times in Cascading rotary dryers. Part 2: Application of the two-stream model to experimental and industrial data, Journal of Separation Process Technology, v. 9, 1988.
- MUJUMDAR A.S.; KROKIDA M. and MARINOS-KOURIS D., Rotary Drying. In: Handbook of Industrial Drying, 3th edition, p 151-172, 2007.
- OCONE, R.; SUNDARESAN, S.; JACKSON, R. Gas-particle flow in a duct of arbitrary inclination with particle-particle interaction, AIChE J., vol.39, p. 1261-1271, 1993.
- O'SULLIVAN, C. Particulate Discrete Element Modelling: A Geomechanics Perspective (pp. 449-454). Spon Press, 2011.
- PATANKAR, S. V., Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere Publishing Corporation, 1980.

- PERRY, R.H.; GREEN, D.W.; Perry's Chemical Engineers' Handbook, 7th ed., Mc-Graw-Hill, New York, 1997.
- PORTER, S. J., The design of Rotary Dryers and Coolers, Transport Institute of Chemical Engineering, v. 41, p. 272-287, 1963.
- REVOL, D. BRIENS, C. L., CHABAGNO, J. M., The Design of Flights in Rotary Dryers, Powder Technology, v.121, p. 230-238, 2001.
- RICHARDSON, J.R., ZAKI, W.N., Sedimentation and fluidization: part I, Transactions of Institute of Chemical Engineering, v.32, n.1, p.35-53, 1954.
- SANTOS, D.A. Contribuições ao estudo da fluidodinâmica em leito de jorro- Estudos experimentais e de simulação via CFD. 106 p. Dissertação de mestrado. PPGEQ/UFU- Uberlândia/MG, 106 p., 2011.
- SANTOS, D.A.; PETRI, I.J.; DUARTE, C.R.; BARROZO, M.A.S. Experimental and CFD study of the hydrodynamic behavior in a rotating drum. Powder Technology, v. 250, p. 52-62, 2013a.
- SANTOS, D.A.; PETRI, I.J.; DADALTO, F.O.; SCATENA, R.; DUARTE, C.R.; BARROZO, M.A.S. Caracterização das propriedades físicas de diferentes materiais particulados: fatores de forma, distribuição de tamanhos e densidade. XXXVI Congresso Brasileiro de Sistemas particulados. Anais do Congresso, 2013b.
- SANTOS, K. G. Estudo da fluidodinâmica do leito de jorro por CFD com malhas tridimensionais. Dissertação de mestrado. 110 p. PPGEQ-UFU- Uberlândia/MG, 2008.
- SCHAEFFER, G., Instability in the evolution equations describing incompressible granular flow, J. Differential Equations, vol. 66, p. 19-50, 1987.
- SCHOFIELD, F. R.; GLIKIN, P. G. Rotary coolers for granular fertilizer, Chemical and Process Engineering Resources, v. 40, p. 183, 1962.
- SHEEHAN, M.E.; BRITTON, P.F.; SCHNEIDER, P.A. A model for solids transport in flighted rotary dryers based on physical considerations. Chem. Eng. Sci. v.60, p. 4171-4182, 2005.
- SHEEHAN, M.; SCHNEIDER, P.A. Proceedings of Chemeca, 2000, pp. 232–237.

- SILVÉRIO, B. C.. Estudo fluidodinâmico e de secagem de fertilizantes em secadores rotatórios concorrentes.120 p. Dissertação de Mestrado. PPGEQ-UFU, Uberlândia – MG, 2010.
- SILVÉRIO, B. C.. Estudos fluidodinâmicos e de secagem de fertilizantes em diferentes tipos de secadores rotoaerados.138 p. Tese de Doutorado.PPGEQ-UFU, Uberlândia – MG, 2012.
- SUNKARA, K.R.; HERZ, F.; SPECHT, E.; MELLMANN, J. Influence of flight design on the particle distribution of a flighted rotating drum.Chemical Engineering Science. v.90, p.101–109, 2013.
- SYAMLAL, M.; O'BRIEN, T.J. Simulation of granular layer inversion in liquid fluidized beds, International Journal of Multiphase Flow, v.14, n.4, p.473-481, 1988.
- SYAMLAL, M., ROGERS, W. O'BRIEN, T.J. MFIX documentation: Theory Guide, National Technical Information Service, v. 1, U.S. Department of Energy, Springfield, USA, 1993.
- VAN-PUYVELD, D. R. Modelling the Hold-up of Lifters in Rotary Dryers. Chemical Engineering Research and Design,Granular Flow Research, Canberra, Australia, p. 226-232, 2009.
- WANG, F. Y.; CAMERON, I. T; LITSTER, J. D.; RUDOLPH, V.A Fundamental Study on Particle Transport Through Rotary Dryers for Flight Design and System Optimisation. Drying Technology, v. 13 (5-7), p. 1261-1278, 1995.
- WARDJIMAN, C.; LEE ,A.; RHODES, M. Behaviour of a curtain of particles falling through a horizontally-flowing gas stream.Powder Technology, v. 188, p. 110-118, 2008.
- WEN, C. Y.; YU, Y. H. Mechanics of Fluidization, Chem. Eng. Prog. Symp. Series, Vol.62, p.100-111, 1966.
- WOODCOCK, C. R.; MASON, J.S., Bulk Solids Handling, Blackie and Son Ltd., London, 1987.