

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL  
DA TESE DEFENDIDA POR Maria Aparecida  
Silva E APROVADA PELA  
COMISSÃO JULGADORA EM 19/08/91.

  
ORIENTADOR

ESTUDO DA SECAGEM EM CICLONE

10/91

Tese apresentada à Faculdade de  
Engenharia Mecânica - UNICAMP,  
como parte dos requisitos exigidos  
para obtenção do título de  
DOUTOR em Engenharia Mecânica.

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA


Tese de: Doutorado

Título da Tese: Estudo da Secagem em Ciclone

Autor: Maria Aparecida Silva

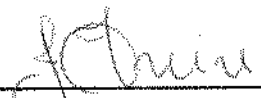
Orientador: Profa. Dra. Silvia Azucena Nebra de Pérez

Aprovado por:




---

Profa. Dra. Silvia Azucena Nebra de Pérez, Presidente



---

Prof. Dr. José Teixeira Freire



---

Prof. Dr. César Costapinto Santana



---

Prof. Dr. Carlos Alberto C. Altemani



---

Prof. Dr. Gilmar Mompean Munhoz da Cruz

Campinas, 14 de agosto de 1991.

*Do pequeno grande Daniel,  
meu filho.*

## AGRADECIMENTOS

O desenvolvimento deste trabalho envolveu um número bastante grande de pessoas e instituições. Embora corra o risco de cometer alguma omissão, gostaria de agradecê-los nominalmente.

À minha orientadora, Profa. Dra. Silvia Azucena Nebra de Pérez, pela orientação, não apenas deste trabalho, mas também de outros aspectos da minha vida profissional; bem como pela carinhosa amizade, sua e de sua família.

Aos professores do Departamento de Energia-FEM: J. Tomaz V. Pereira, Carlos A. C. Altemani, Osvaldo V. Trevisan, Gilmar M. M. da Cruz, Eugênio S. Rosa, Antonio C. Bannwart, Jorge I. Llagostera Beltran, Waldir L. R. Gallo, Fernando A. França, José R. Figueiredo e Marcelo M. Ganzaroli, seja pela discussão do trabalho, pela ajuda na infraestrutura ou pelo empréstimo de material bibliográfico. Agradeço de forma especial ao Prof. Dr. Luiz Fernando Milanez, meu primeiro professor no curso de Doutorado, pelo apoio e incentivo, principalmente no início do curso; bem como pelo material bibliográfico trazido dos EUA.

Ao Dr. Karoly Erdesz, do Laboratório de Proteção Ambiental de Vezprém-Hungria, pelo envio de material bibliográfico.

Ao Dr. Zdzislaw Bartczak, do Instituto de Engenharia e Processos Químicos da Universidade Técnica de Lodz-Polônia, pelo envio de material bibliográfico.

Ao Dr. Vladimir F. Frolov, do Instituto Lensovet de Tecnologia de Leningrado-URSS, pelo envio de material bibliográfico.

Ao Prof. Dr. Romeu Fioreze, Chefe do DTQA/UFPb, pelo apoio à distância.

Ao Prof. Caio G. Sanchez, do Departamento de Térmica e Fluidos-FEM, pela determinação do poder calorífico e da temperatura de ignição espontânea da borra de café, bem como pelo uso do laboratório para outras determinações.

Ao Prof. Marco Lucio Bittencourt, do Departamento de Projetos Mecânicos-FEM, pela inestimável ajuda na utilização da estação de trabalho SUN.

Aos técnicos da oficina do Departamento de Energia-FEM: Silvio de Souza, Edmur L. Antunes, Geraldo J. Vialta e José Carlos G. Camargo Jr., que tornaram viável a montagem experimental.

À secretária do Departamento de Energia-FEM, Neusa de Andrade Maria, pelos seus eficientes serviços e pelo carinho.

Ao Jefferson A. de Souza, pelos desenhos e pela simpatia.

Ao monitor Marcos H. J. Pedras e ao bolsista de iniciação científica Handdrey R. Santos, pela inestimável ajuda na obtenção dos dados experimentais.

Aos meus colegas da Pós-Graduação: Gilberto, Renato, Valadão, Adolfo, Pedro, Ricardo, Pinotti, Paulo Ignácio e Marlene, pelo apoio e amizade. Em especial ao José A. V. Alegre, pela tradução dos artigos em russo, e ao Carlos A. Chaves, pela ajuda no início da simulação numérica.

Ao meu amigo Silvio J. Rossi pelo apoio nas minhas lides maternas, particularmente na fase final deste trabalho.

À Universidade Federal da Paraíba, através do Departamento de Tecnologia Química e de Alimentos do Centro de Tecnologia, pelo afastamento concedido.

À Faculdade de Engenharia Mecânica - UNICAMP, através do Departamento de Energia, pela infraestrutura oferecida ao desenvolvimento deste trabalho.

À CAPES, pela concessão de bolsa de Doutorado - PICD e pelo pagamento da taxa de inscrição no IDS 88 (International Drying Symposium).

Ao CNPq, através da Coordenação de Ciências Agrárias, pelo auxílio-pesquisa n<sup>o</sup> 405486/88-0/EA/FV/PQ, que possibilitou a montagem experimental utilizada; bem como pelos auxílios-viagem n<sup>os</sup> 402621/88-2/EA/FV/VG e 401921/90-5/EA/FV/VG, que me permitiram participar do IDS 88, IDS 90, visitar institutos de pesquisa e, assim, recolher valioso material bibliográfico para este trabalho.

À Faculdade de Engenharia Agrícola, através do Departamento de Pré-Processamento de Produtos Agro-Pecuários, pela cessão do laboratório de Matérias Primas para determinação das propriedades físicas dos materiais.

À Faculdade de Engenharia de Alimentos, através do Departamento de Tecnologia de Alimentos, pelo empréstimo de equipamentos.

Ao Instituto de Pesquisas Tecnológicas CIPTD, através do Prof. Dr Márcio Luiz de Souza Santos, pela análise química elementar da borra de café.

À Nestlé Industrial e Comercial Ltda., através de sua unidade de Araras-SP, pelo fornecimento da borra de café, bem como pelas informações referentes ao processo de produção de café solúvel.

Esperamos estar longe da ridícula pretensão de decretar que o nosso pequeno canto seja o único a partir do qual tenhamos o direito de ter uma perspectiva.

Nietzche

## RESUMO

O presente trabalho compreende o estudo experimental do ciclone como secador, envolvendo assim o estudo hidrodinâmico, da transferência de calor e de massa. Determinou-se experimentalmente os perfis de velocidade e temperatura do ar no interior do ciclone operado apenas com ar, bem como com diferentes concentrações de sólidos (esferas de vidro); o tempo de residência das partículas e procedeu-se à secagem de borra de café industrial em diferentes temperaturas. Desenvolveu-se um modelo teórico para a secagem em ciclone, composto pelas equações de conservação de quantidade de movimento, de energia e de massa em coordenadas cilíndricas, considerando o sistema como bifásico: uma fase gasosa e uma fase particulada. Este conjunto de equações foi resolvido numericamente utilizando-se o algoritmo SIMPLE. Os resultados experimentais obtidos na secagem de borra de café mostraram que o ciclone é um secador eficiente para este tipo de partícula, podendo ser uma alternativa bastante interessante para o secador pneumático, bem como deve ser considerado nos dimensionamentos de sistemas de secagem nos casos em que esteja acoplado a outros secadores. Os resultados obtidos numericamente apresentaram uma concordância razoável com os resultados experimentais, indicando que o modelo contempla, de uma forma geral, os fenômenos envolvidos no processo de secagem no interior do ciclone, devendo, no entanto, ser aperfeiçoado para uso efetivo em simulações de secagem em ciclone, bem como ser ampliado para outros tipos de secadores.



## ABSTRACT

In this work the transport phenomena of momentum, energy and mass in a common cyclone were studied. The air velocity and air temperature profiles were measured with and without particles (glass spheres), the particle residence time was determined for different solids mass flow rates and spent coffee grounds particles were dried for air inlet temperatures of 95 and 165°C. A mathematical model was developed to simulate the drying process in a cyclone considering a two-dimensional turbulent gas-particle flow and using a continuum model of particle phase. The basic equations of both particle and gas phases are written in cylindrical coordinates, these equations are solved by the SIMPLE algorithm. The experimental results show the cyclone is an effective dryer and can be used as an alternative to the pneumatic dryer. Comparison between theoretical and experimental results indicates the theoretical model can be used to simulate drying in cyclones.

## CONTEÚDO

Índice de Figuras	iv
Índice de Tabelas	vi
Nomenclatura	viii
Introdução	1
Capítulo I : Revisão Bibliográfica	4
Capítulo II : Caracterização Física dos Materiais de Teste	16
Capítulo III: Perfil de Velocidades no Interior do Ciclone	30
Capítulo IV : Transferência de Calor no Ciclone	55
Capítulo V : Secagem Ciclônica de Borra de Café	67
Conclusões	85
Anexo A : Equações e Expressões Auxiliares	87
Anexo B : Tabelas com Dados e Resultados Experimentais	97
Anexo C : Detalhamento da Simulação Numérica	104
Referências Bibliográficas	114

## ÍNDICE DE FIGURAS

1.1 - Fluxograma do processo de produção de café solúvel	11
2.1 - Esquema do aparelho utilizado para medição do ângulo de Talude	19
2.2 - Esquema de uma partícula de borra café	28
3.1 - Esquema da montagem experimental utilizada	31
3.2 - Vista da montagem experimental	32
3.3 - Detalhe do ciclone e suas medidas	33
3.4 - Vista do Pitot cilíndrico de um único orifício	36
3.5 - Esquema detalhado do Pitot cilíndrico	37
3.6 - Perfil de velocidades do ar no ciclone operando com e sem partículas	40
3.7 - Influência da concentração de partículas no perfil de velocidades do ar no ciclone	41
3.8 - Influência da vazão de sólidos no tempo de residência de esferas de vidro no ciclone	42
3.9 - Influência da temperatura no perfil de velocidades do ar	
3.10- Trajeto de transporte pneumático horizontal	47
3.11- Perfil de velocidades experimental e numérico no ciclone operando apenas com ar	49
3.12- Perfil de velocidades experimental e numérico no ciclone operando com esferas de vidro	50
3.13- Efeito da concentração de partículas na velocidade tangencial experimental e numérica	51
3.14- Perfil de velocidades experimental e numérico a alta temperatura	51
3.15- Influência da simulação da voluta no perfil de velocidade tangencial	53
4.1 - Vista da montagem experimental com isolamento térmico	56
4.2 - Perfil experimental de temperatura no ciclone operado apenas com ar	58
4.3 - Perfil experimental de temperatura do ar no ciclone operando com esferas de vidro	59
4.4 - Comparação entre o perfil numérico e experimental de temperatura do ar. Temperatura de aquecimento de 98,1°C	64

4.5 - Comparação entre o perfil numérico e experimental de temperatura do ar. Temperatura de aquecimento de 164,8°C	65
4.6 - Comparação entre o perfil numérico e experimental de temperatura do ar no ciclone operando com esferas de vidro	66
5.1 - Influência da vazão de sólidos e do teor de umidade no tempo de residência da borra de café no ciclone	71
5.2 - Perfil de temperatura do ar para o teste de secagem n <sup>o</sup> 6	80
5.3 - Perfil de umidade do ar para o teste de secagem n <sup>o</sup> 6	81
5.4 - Velocidade, temperatura e umidade da borra de café ao longo do ciclone	82
5.5 - Perfil das variáveis envolvidas na secagem pneumática	83
A.1 - Determinação da pressão em um ponto no interior do ciclone	88
A.2 - Diagrama de Mollier	94
A.3 - Esquema do processo de saturação do ar com vapor de água	96
C.1 - Volume de controle para uma situação bidimensional	105
C.2 - Domínio de cálculo utilizado na simulação numérica do ciclone operado com ar	107
C.3 - Domínio de cálculo utilizado na simulação numérica do ciclone operado com ar e partículas	108

## ÍNDICE DE TABELAS

1.1 - Produção de borra de café por kg de café solúvel	12
1.2 - Composição química da borra de café	13
1.3 - Poder calorífico de resíduos celulósicos secos	14
2.1 - Granulometria das esferas de vidro	24
2.2 - Granulometria da borra de café com diferentes teores de umidade	24
2.3 - Caracterização dos materiais sólidos	25
2.4 - Características da borra de café com diferentes teores de umidade	26
2.5 - Velocidade terminal e coeficiente de arraste para os materiais caracterizados	27
2.6 - Poder calorífico da borra de café a diversos teores de umidade	29
5.1 - Resultados da secagem ciclônica de borra de café	69
5.2 - Resultados de secagem de borra de café em diferentes tipos de secadores	70
5.3 - Resultados da simulação numérica da secagem	78
A.1 - Calor específico do vapor de água e viscosidade do ar utilizados na simulação numérica	92
B.1 - Determinação da vazão de ar para cada teste no ciclone operando apenas com ar	97
B.2 - Perfil de velocidades no ciclone operando apenas com ar	98
B.3 - Determinação da vazão de ar para cada teste no ciclone operando com diferentes concentrações de sólidos	98
B.4 - Perfil de velocidades no ciclone operando com diferentes concentrações de sólidos	99
B.5 - Tempo de residência para diferentes vazões de esferas de vidro	100
B.6 - Determinação da vazão de ar para os testes de transferência de calor no ciclone	100
B.7 - Perfil de temperatura do ar no ciclone para temperatura de aquecimento de 98,1°C	101
B.8 - Perfil de temperatura do ar no ciclone para temperatura de aquecimento de 164,8°C	101

E.9 - Perfil de temperatura do ar com partículas no ciclone	102
E.10- Determinação da variação de ar para os testes de secagem	102
E.11- Tempo de residência para diferentes vazões de borra de café	103
C.1 - Dados de entrada utilizados na simulação numérica do perfil de velocidades	110
C.2 - Dados de entrada utilizados na simulação numérica do perfil de temperatura	111
C.3 - Dados de entrada utilizados na simulação numérica da secagem	113

## NOMENCLATURA

$a_p$	área superficial das partículas sólidas	$[m^2/g]$
A	área de transferência de calor e massa	$[m^2]$
$A_t$	área da seção transversal (pneumática)	$[m^2]$
$A_D$	definido pela eq. 3.17	
C	constante	
$C_D$	coeficiente de arraste	
$C_p$	calor específico a pressão constante	$[J/kg K]$
$D_1$	diâmetro da tubulação	$[m]$
$D_2$	diâmetro da placa-orifício	$[m]$
$D_p$	diâmetro médio da partícula	$[m]$
$D$	difusividade de massa	$[m^2/s]$
g	aceleração da gravidade	$[m/s^2]$
Gr	número de Grashof	
h	coeficiente de transferência de calor	$[W/m^2 K]$
H	entalpia	$[J/kg]$
$H_1$	entalpia do vapor de água à temperatura do ar	$[J/kg]$
k	condutibilidade térmica	$[W/m K]$
$K_m$	coeficiente de transferência de massa	$[kg/s m^2]$
$l$	espessura	$[m]$
L	dimensão característica	$[m]$
$L_t$	altura total do ciclone (ou comprimento total do trecho pneumático)	$[m]$
m	vazão mássica	$[kg/s]$
$m_r$	massa de sólidos remanescentes	$[kg]$
M	peso molecular	$[kg/kgmol]$
n	coordenada normal à parede do ciclone	
Nu	número de Nusselt	
P	pressão	$[Pa]$
$PC_i$	poder calorífico inferior	$[kcal/kg]$
$PC_s$	poder calorífico superior	$[kcal/kg]$
Pr	número de Prandtl	
Q	vazão volumétrica	$[m^3/s]$
$Q_p$	calor perdido	$[J/s]$
r	coordenada radial	
R	constante dos gases ideais	$[Pa m^3/kmolK]$

$R_p$	raio da parede do ciclone	[m]
Re	número de Reynolds	
S	termo fonte	
$S_c$	parte constante do termo fonte	
$S_p$	parte variável do termo fonte	
Sc	número de Schmidt	
Sh	número de Sherwood	
T	temperatura	[K]
u	velocidade axial	[m/s]
U	coeficiente global de transferência de calor	[W/m <sup>2</sup> K]
v	velocidade radial	[m/s]
$v_e$	velocidade do escoamento	[m/s]
$v_o$	velocidade do ar na entrada do ciclone	[m/s]
$v_{po}$	velocidade das partículas na entrada do ciclone	[m/s]
V	volume	[m <sup>3</sup> ]
w	velocidade tangencial	[m/s]
x	coordenada espacial ao longo do eixo do ciclone	
X	umidade do sólido, base seca	
$X_u$	umidade do sólido, base úmida	
Y	umidade absoluta do ar	

#### Letras gregas

$\alpha$	ângulo entre o escoamento e a horizontal	[graus]
$\alpha_m$	"difusividade" turbulenta de massa	[kg/m s]
$\alpha_t$	"difusividade" turbulenta de calor	[kg/m s]
$\beta$	coeficiente de expansão térmica	[1/°C]
$\beta_1$	relação entre os diâmetros da placa-orifício	
$\epsilon$	porosidade	
$\epsilon_1$	emissividade	
$\phi$	variável genérica	
$\Gamma$	difusividade genérica	
$\eta$	eficiência	
$\mu$	viscosidade dinâmica	[kg/m s]
$\mu_{eff}$	viscosidade turbulenta	[kg/m s]
$\nu$	viscosidade cinemática	[m <sup>2</sup> /s]



$\theta$	coordenada cilíndrica	
$\theta_c$	ângulo característico do ciclone	[graus]
$\rho$	densidade	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_{op}$	densidade aparente	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_s$	densidade efetiva do material sólido seco	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_p$	concentração de partículas secas	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma$	constante de Stefan-Boltzmann	[W/m <sup>2</sup> K <sup>4</sup> ]
$\tau$	tempo de residência	[s]
$\varphi$	concentração volumétrica de uma camada de espessura igual ao diâmetro de uma partícula	

### Subscritos

a	ar (seco)
abs	absoluta
ag	água
amb	ambiente
atm	atmosférica
bs	bulbo seco
bu	bulbo úmido
c	crítico
cn	convecção natural
dn	dinâmica
e	entrada
esf	esférica
n	ponto genérico da grade unidimensional
i	inicial
is	isolante
p	partículas (secas)
pl	placa
r	radiação
s	saída
sat	estado saturado do ar
t	turbulento
u	úmido
v	vapor
vc	volume de controle
v	parede

## INTRODUÇÃO

O presente trabalho trata da secagem de borra de café - resíduo da indústria de café solúvel, com grande potencial energético - em um ciclone comum, tradicionalmente utilizado como separador de material particulado de correntes gasosas.

A secagem é uma operação unitária, utilizada praticamente em todos os ramos da indústria de transformação, tais como: indústria química, farmacêutica, papel e celulose, materiais de construção civil e, em particular, na indústria de alimentos, bem como de relevante importância para a agricultura de uma forma geral.

Por outro lado, o ciclone é um equipamento bastante simples para construção e operação, não contendo peças móveis. Na sua forma mais comum, a corrente gasosa com partículas entra tangencialmente no topo do corpo do ciclone, na sua parte cilíndrica, dando início ao movimento em vórtice; criando, assim, uma espiral gasosa descendente no interior do mesmo. A força centrífuga devido à velocidade tangencial do gás faz com que as partículas mais pesadas se movam radialmente em direção à parede do ciclone; alcançando a parede, a gravidade e o atrito forçam-nas a descenderem pela mesma, sendo coletadas na base da parte cônica. O gás limpo sai pelo topo através de uma espiral ascendente no centro do ciclone [1,2].

Apesar da secagem de materiais particulados ser feita em secadores acoplados a ciclones, para separação do material seco da corrente gasosa, somente alguns autores [3,4] iniciaram estudos da transferência de calor e massa, tendo em vista a utilização de ciclones como secadores.

O Brasil é um dos maiores produtores mundiais de café solúvel e, conseqüentemente, de borra de café. A produção de café solúvel iniciou-se em 1962, alcançando posição de destaque dentre os produtores mundiais a partir de 1970, quando atingiu a quantia de 36 milhões de quilogramas/ano [5]. Em 1989 contava com onze indústrias, sendo 85% da produção destinada ao mercado externo. Em 1988, 11,8% do total de café exportado pelo Brasil foi sob a forma de café solúvel, significando 120 milhões de quilogramas e uma receita de 213 milhões

de dólares [6].

A borra de café é altamente poluente, pois possui grande quantidade de matéria orgânica, demandando muito oxigênio para sua degradação, não podendo portanto, ser despejada em cursos d'água sem tratamento [7,8], para tratá-la seriam necessárias enormes lagoas de estabilização.

Assim, logo no início da década de 80 este resíduo começou a ser utilizado como combustível das caldeiras das próprias indústrias de café solúvel, a exemplo do que ocorre historicamente com o bagaço de cana nas usinas de açúcar e álcool. Em pesquisa realizada junto a sete indústrias brasileiras, levantou-se que todas utilizam a borra de café como combustível, sendo que apenas uma delas não submete o material à secagem prévia [9].

Tendo em vista que o ciclone é um equipamento de simples construção, operação e manutenção sempre utilizado acoplado a secadores de sólidos particulados, devendo então ocorrer alguma secagem no seu interior, ainda não devidamente estudada; considerando que a borra de café é um resíduo produzido em grande quantidade pelas indústrias de café solúvel e que seu uso como combustível é uma realidade, tornando-se a combustão mais eficiente se a mesma passar por uma secagem prévia, tem-se como objetivo do presente trabalho estudar a secagem no ciclone, utilizando a borra de café como partícula de estudo. Para isso foi realizado um trabalho experimental de secagem de borra de café em ciclone, bem como desenvolveu-se um modelo teórico adequado às peculiaridades do sistema, o qual foi comparado com os resultados obtidos experimentalmente.

Os capítulos que compõem este trabalho levam em conta o fato de se estar estudando secagem em um equipamento não convencional, envolvendo transferência de quantidade de movimento, de calor e massa.

Tendo em vista a diversidade dos assuntos tratados, optou-se por fazer uma revisão bibliográfica detalhada de cada um deles, assim, o Capítulo I - Revisão Bibliográfica, trata da secagem e dos diferentes tipos de secadores; do ciclone, mostrando seu uso, funcionamento e modificações estudadas; e da borra de café, apresentando as diferentes possibilidades de sua utilização, bem como seu potencial energético, em particular.

A caracterização física das partículas de teste é apresentada no

Capítulo II, bem como a metodologia utilizada.

O Capítulo III - Perfil de velocidades no interior do ciclone, apresenta o estudo hidrodinâmico do ciclone quando este é operado apenas com ar, bem como com diferentes concentrações de sólidos.

O estudo da transferência de calor é apresentado no Capítulo IV, constituindo-se no perfil de temperatura do ar e partículas no interior do ciclone, na perda de calor para o ambiente e na transferência de calor entre ar e partículas.

A secagem propriamente dita é apresentada no Capítulo V - Secagem ciclônica de borra de café, onde são apresentados os resultados obtidos experimentalmente comparados com aqueles obtidos através da solução numérica do modelo teórico.

Finalizando o corpo principal do trabalho, encontram-se as Conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

# CAPÍTULO I

## REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### SECAGEM

A história da secagem acompanha a história do Homem, pois já nos tempos imemoriais o Homem usava a técnica de secagem, tanto para conservação de alimentos e obtenção de utensílios de barro como para sua própria vestimenta. Somente, no século XX, no entanto, é que a secagem passou a ser tratada como uma operação unitária.

Além de ser uma operação unitária bastante utilizada, a secagem também é, energeticamente, bastante custosa. Alguns autores apresentam o consumo energético na secagem: em torno de 12% da energia industrial consumida na Inglaterra [10], 12-15% do combustível produzido na URSS mais 30% desse valor em energia elétrica [11], 7% do orçamento estatal em energia na Tchecoslováquia [12] e em torno de 20% do consumo energético industrial da França [13]. Face a isso, vários trabalhos têm sido desenvolvidos no sentido de otimizar o processo de secagem em relação ao consumo de energia, seja para produtos agrícolas [14,15,16], seja para processos de secagem de uma forma geral [17,18,19].

Segundo Moyne e Roques [13], uma operação unitária atinge a sua maturidade quando, além de um bom conhecimento dos mecanismos fundamentais envolvidos, é possível uma modelagem "eficaz" (caspa do autor) da operação e os equipamentos podem ser projetados a partir de critérios científicos.

Há uma grande preocupação por parte dos pesquisadores em relação à modelagem da operação unitária secagem, que implica em dois modelos: um para o material e outro para o equipamento. O primeiro descreve, em termos matemáticos, as características de secagem do material e as relaciona com as cinéticas de secagem e de equilíbrio, além de considerar quaisquer mudanças físicas ou biofísicas que ocorram durante a secagem. O segundo, por outro lado, deve conter informações sobre as transferências entre o material e o agente secante, a dinâmica do fluido do sistema de secagem, o mecanismo de transporte do sólido e como estes fenômenos se relacionam com o projeto do

equipamento [20].

O material a ser seco pode estar tanto no estado líquido, como no estado sólido ou mesmo no estado gasoso. A grande maioria dos trabalhos trata da secagem de materiais sólidos e líquidos, tendo em vista a sua maior aplicação prática. A forma do material sólido também pode variar, indo dos grânulos e pós, passando pelas pastas até materiais em forma de folha e sólidos de grande formato [21]. Os materiais sólidos, independentemente de sua forma, podem ter duas diferentes estruturas; sendo chamados de capilares-porosos, quando os poros têm dimensão da ordem de 1 micrometro ou superior, e de porosos, ou sólidos de porosidade nanométrica, quando a dimensão dos poros é inferior a este valor [13].

### Teorias da secagem

As teorias de secagem de materiais sólidos, em particular dos chamados capilares-porosos, foi revista com muita propriedade por Fortes e Okos [22] e por Bories e Moyne [23]. Fortes e Okos [22] comparam as diferentes teorias de secagem, desde as mais simples que desprezam a transferência de calor como a teoria da difusão líquida e a da capilaridade, passando pela teoria da evaporação-condensação que já considera a transferência simultânea de calor e massa, até chegar nas teorias mais sofisticadas como a de Philip e De Vries, onde é admitido que o movimento de umidade ocorre por difusão de vapor e por capilaridade, denominado por Fortes e Okos [22] como enfoque mecanístico, e a teoria de Luikov que é baseada na termodinâmica dos processos irreversíveis.

Whitaker [24] considera que em meio poroso granular, entendendo por isso uma estrutura sólida rígida embebida com fases líquida e gasosa, as leis da física do continuum descrevem apropriadamente o transporte de calor, massa e momentum no interior desse meio. Fortes e Okos [25] denominam essa abordagem de Whitaker também como mecanística.

Fortes e Okos [25] apresentam um modelo de secagem para sólidos capilares-porosos que combina os enfoques mecanístico e da termodinâmica dos processos irreversíveis, ou seja, descrevem os fenômenos de transporte através de conceitos da termodinâmica dos

processos irreversíveis e obtêm os coeficientes fenomenológicos das expressões mecanísticas. Esse modelo foi aplicado pelos mesmos autores na secagem de grãos de milho [26] e de trigo [27].

Em trabalhos mais recentes, as teorias de secagem aqui mencionadas continuam sendo utilizadas, como a teoria difusional [28,29]; a que utiliza as equações de conservação, considerando o efeito gravitacional [30] e o efeito da pressão gasosa [31]; a teoria de Luikov, aplicada a um corpo cilíndrico [32] e com as propriedades do material não constantes [12]; e a de Fortes e Okos [33].

As teorias de secagem aqui mencionadas tratam dos mecanismos de movimento de umidade no interior do material; quando este material está sob a forma de grânulos, estas teorias são aplicadas a uma única partícula. No entanto, no processo de secagem de material particulado, há um conjunto de partículas em contato com o agente secante e, assim, passa a ser fundamental a combinação dessas teorias com a modelagem do equipamento.

#### Secadores

Há uma grande variedade de secadores que podem ser utilizados na secagem de material particulado, na realidade, quase todos, exceto o spray-drier e o secador de rolos [21]. Os secadores utilizados podem ser, segundo a classificação de Strumillo e Kudra [34], de leito estacionário (bandeja, túnel e esteira), de leito móvel (co e contra-corrente, cruzado, rotativos e transportador em parafuso) e de material disperso que também são chamados de secadores com regime hidrodinâmico ativo (leito fluidizado, leito vibrofluidizado, leito de jorro, pneumático, espiral, vortex e ciclone). Esse último grupo de secadores é ainda subdividido por Frolov [35] de acordo com a direção de seus fluxos, ou seja, secadores de fluxo cruzado, secadores de fluxo co-corrente e contra-corrente e secadores de fluxo tangencial.

Os secadores de leito estacionário e de leito móvel com fluxo co e contra-corrente e cruzado foram modelados com bastante eficácia por Bakker-Arkema et alli [36].

O secador rotativo foi modelado por Sharples et alli [37] baseado em balanços de calor e massa, enquanto Davidson et alli [38] estudaram a secagem com mudanças periódicas das condições de contorno, característica do secador rotativo. Kelly e O'Donnell [39] estudaram a

dinâmica da partícula no interior de um secador rotativo, ou seja, desenvolveram um modelo para o tempo de residência da partícula que permite obter a trajetória percorrida, sendo de grande valia para ser usado em conjunto com balanços de calor e massa.

Mujumdar [40], Mendes [41] e Martin e Saleh [42] modelaram o secador pneumático, sendo que Martin e Saleh [42] compararam os resultados do modelo com resultados experimentais e obtiveram boa concordância. O equacionamento proposto nos três trabalhos é basicamente o mesmo, sendo a diferença principal entre Mendes [41] e os demais o fato deste autor considerar o material a ser seco como uma mistura de partículas de diferentes tamanhos, enquanto os outros dois utilizam o diâmetro médio. As diferenças restantes são mais de forma do que de conteúdo. Santana [43] também utiliza o diâmetro médio em seu modelo mas, por outro lado, considera a porosidade do meio.

Para material particulado, os secadores mais modernos são os de leito fluidizado e de leito de jorro, estando este último ainda em uma fase bastante experimental.

O secador de leito fluidizado foi bem modelado por Paláncz [44], tendo o autor não utilizado as hipóteses simplificadoras usuais, o que torna este modelo bastante completo. A modelagem do secador de leito de jorro ainda é bastante incipiente, devido, evidentemente, à complexidade dos movimentos das partículas e do gás; considerando essas dificuldades, Mujumdar [40] apresenta uma modelagem completa, embora simplificada.

O ciclone, apesar de ter sido classificado por Strumillo e Kudra [34] como um secador de regime hidrodinâmico ativo com fluxo de material, não tem uso corrente. Como este é o equipamento de interesse no presente trabalho, uma revisão bibliográfica detalhada a seu respeito é apresentada a seguir.

## CICLONE

O ciclone é um equipamento bastante antigo. A primeira patente para um ciclone separador de poeira data de 1886 e foi registrada por O. M. Morse, segundo Bohnet [45]; o ciclone do tipo cilíndrico-cônico - o mais comumente utilizado - também foi patenteado nesse mesmo ano por G. Jackson, de acordo com Ogawa [46].



Os primeiros estudos sobre ciclone, no entanto, só aparecem a partir de 1930. Desses trabalhos pioneiros, destaca-se os realizados por ter Linden [1] e por Stairmand [2], sendo que os estudos experimentais do primeiro são utilizados até hoje para testar modelos teóricos.

Uma forma genérica de classificá-lo é a de considerá-lo como um equipamento de fluxo tangencial, cujo movimento é composto de duas espirais, uma descendente junto às paredes e uma ascendente na região central do mesmo [35].

#### Utilização do ciclone

De uma forma geral, considera-se que o ciclone seja um excelente separador de partículas de diâmetro até um mínimo de 5-10  $\mu\text{m}$ , no entanto, esse valor pode chegar até 1  $\mu\text{m}$  ou abaixo, dependendo da densidade da partícula e da queda de pressão no interior do ciclone; por outro lado, pode operar com velocidades de entrada numa faixa bastante ampla, entre 3 e 46 m/s [47,48].

O ciclone é bastante utilizado como separador de partículas, tanto em sistemas gás-sólido como em sistemas líquido-sólido (hidrociclones). Embora tradicionalmente tenha sido usado como separador de partículas sólidas, outros usos têm sido dados, por exemplo: combustor [49], separador líquido-líquido [50] e pré-calcinador [51].

Como separador de partículas, o ciclone tem sido utilizado nos mais diferentes ramos da indústria de transformação, tanto para limpeza de ar, evitando assim que partículas sólidas sejam descarregadas na atmosfera, como para recuperação de pó em processos com sistemas particulados, especialmente nos casos de secagem em "spray-dryer", secador pneumático e de leito fluidizado, bem como em processos de combustão em caldeiras de leito fluidizado.

A preocupação atual com a poluição do meio ambiente, particularmente do ar atmosférico, associado ao fato do ciclone ser um equipamento de baixo custo de fabricação e operação, de fácil manejo e podendo operar com grandes cargas, renovou o interesse dos pesquisadores em relação a este. Tal interesse fez com que surgissem muitos trabalhos sobre eficiência de separação nos anos 80, com ênfase especial à diminuição do diâmetro mínimo das partículas coletadas [45,

48,52 a 60]. Com o objetivo de aumentar a eficiência de separação, Bohnet [45] propôs a utilização de ciclones em paralelo, bem como em série se as partículas têm a capacidade de formar aglomerados. Estudos sobre a influência da concentração de partículas na operação do ciclone [61,62,63] também foram desenvolvidos.. Além disso, foram realizados trabalhos no sentido de estudar a sua utilização em condições mais severas de operação do que as normalmente utilizadas, ou seja, a altas temperaturas e altas pressões [48,64].

#### Novos desenhos

No sentido de otimizar o ciclone para seus usos tradicionais, bem como tendo em vista a possibilidade de seu uso para outros fins, foram realizados novos desenhos para o ciclone mantendo, porém, uma parte cilíndrica e uma cônica, bem como sua posição original (vertical) [46,52,65 a 70]. Silva [71], por outro lado, estudou o funcionamento do ciclone comum na posição vertical, porém invertido. Ogawa [46], no entanto, apresenta desenhos de ciclones totalmente cilíndricos, enquanto Aklyama et alli [56] além de desenhá-los cilíndricos, sendo o vórtice induzido por uma hélice fixa, estudam sua operação na posição horizontal. Ogawa [46] e Aklyama et alli [56] propõem a utilização de fluxo axial, também estudada por Vaughan [69], que conjuntamente com Bohnet [45] pesquisou dispositivos que permitem a saída do gás pela parte de baixo, nesse caso, os ciclones são chamados de uni-fluxo.

#### Modelagem do ciclone

Alguns autores equacionaram o movimento das partículas como Daniels [72] e Davies [73], outros equacionaram o movimento do fluido como Bloor e Ingham [74,75], enquanto outros equacionaram tanto o movimento do fluido como das partículas [76 a 82]. Todos estes autores consideraram não-influência de uma partícula sobre as outras, ou seja, usaram tratamento de partícula isolada. Alguns deles fizeram ainda uma outra hipótese mais simplificadora: a de que a presença de partículas não afeta o escoamento do fluido [76,78,79].

Os estudos de modelagem do ciclone, de maneira geral, foram no

sentido de equacionar o movimento do fluido e/ou partículas no seu interior, sem se preocupar com a transferência de calor e massa, apesar dos resultados experimentais de Martín e Saleh [42] terem demonstrado que ocorria secagem no ciclone, bastante significativa por sinal. No entanto, estes autores sequer comentaram estes resultados, pois seu interesse naquele momento era modelar a secagem em um secador pneumático. Os estudos da transferência de calor e massa no interior do ciclone, tendo em vista a utilização deste como secador, se restringem, basicamente, àqueles realizados por Nebra [3] e Fedosov et alii [4]. A discussão detalhada dos modelos hidrodinâmicos, de transferência de calor e massa encontra-se nos capítulos III, IV e V, respectivamente.

Já existe comercialmente no leste europeu os chamados secadores ciclônicos combinados [83], mas que são bastante modificados em relação aos separadores de poeira comuns. No ocidente, a Hoechst produz um secador ciclônico que deveria, na realidade, se chamar apenas secador de fluxo tangencial, pois a sua semelhança com o ciclone separador de poeira é bastante pequena [84]. No leste europeu, o ciclone é considerado um secador, tendo sido incluído em um livro de secagem de materiais dispersos, publicado por Frolov [35] em 1987.

## BORRA DE CAFÉ

A necessidade de preservar a natureza e o consumo energético crescente têm levado os pesquisadores a estudarem fontes renováveis de energia. Dentre essas fontes, destaca-se a combustão de resíduos agrícolas, tais como: sabugo de milho, casca de arroz, rama de algodão, fibra de coco, caule de juta, palha de trigo e outros [85,86]; bem como de resíduos industriais como o bagaço de cana [85] e a borra de café [5,8,87 a 92]. Todos esses resíduos podem ter outros usos, a opção por um deles depende de uma análise global, considerando os aspectos econômicos, sociais e ambientais.

## Origem

A borra de café é o resíduo produzido pela indústria de café solúvel, cujo fluxograma pode ser observado na figura a seguir.

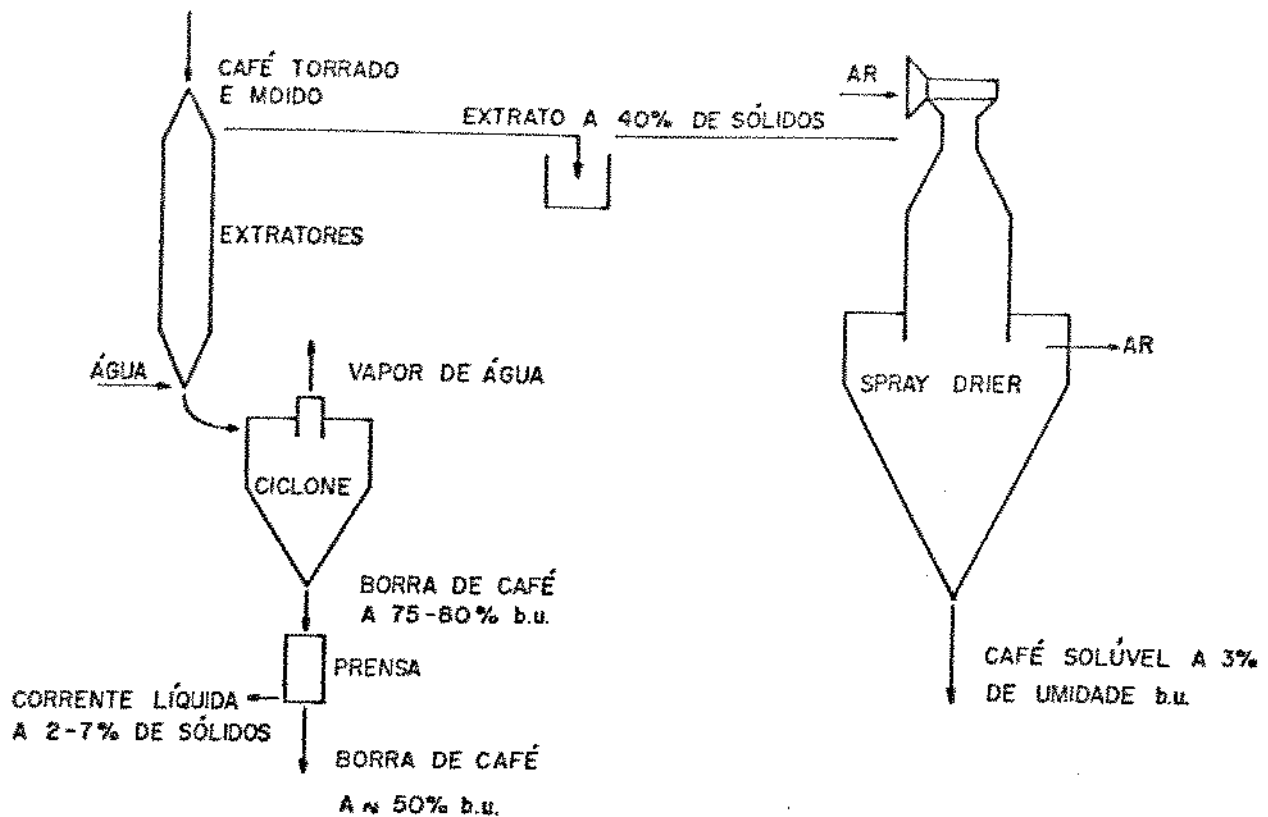


FIGURA 1.1 - Fluxograma do processo de produção de café solúvel, baseado em Sivetz [89].

O café solúvel puro, sem adição de carboidratos, começou a ser produzido por volta de 1950 nos EUA [93] e seu consumo vem aumentando desde então, chegando a 19% do total do café consumido no mundo em 1980 [94].

Tanto a nível internacional como nacional, a produção de café solúvel gera uma preocupação em relação ao destino a ser dado ao resíduo da extração - a borra de café. A razão borra de café/café solúvel varia bastante de autor para autor conforme pode ser observado na Tabela 1.1.

TABELA 1.1

Produção de borra de café (kg seco) por kg de café solúvel a 3% de umidade (b. u.)

borra de café/café solúvel	Autor
1,5	Sivetz [89]
1,5	Adams e Dougan [8]
1,35	Pflugger [90]
1,27	Sivetz e Desrosier [5]
0,92	Tango [87]
0,91	Marins [95]

O volume diário de produção de borra é muito grande, tendo em vista que a mesma após a extração contém um teor de umidade de 75-80% b. u., sendo reduzida para 50% após a prensagem [8,9,89,91,92], ou seja, significa multiplicar por dois os dados da Tabela 1.1 para obter a quantidade de borra efetivamente produzida.

#### Utilização da borra

O primeiro destino que se deu à borra de café foi o "lixo", ou seja, misturava-se a borra de café com outros resíduos e os mantinha a céu aberto. Evidentemente, a área ocupada era grande e com o passar do tempo se tornava menos disponível, levando-se em conta o custo de transporte, esta alternativa foi se tornando inviável [90,92].

Outros usos foram dados à borra, sendo os mais comuns como adubo [87,88,90] e como alimentação animal [8,90,92]. Também foram pesquisados usos como substituto de pó de serra, produção de metanol e acetona [8], extração de óleo [87,90], fabricação de material microporoso, material de enchimento, trocadores de íons [87], ingrediente de filtro de cigarro, de polidores de tintas, de resinas e de lubrificantes especiais, carregadores para inseticidas e herbicidas [90]. Para a viabilidades desses usos, é necessário conhecer a composição química da borra de café que é apresentada na Tabela 1.2, segundo diversos autores.

TABELA 1.2

Composição química da borra de café (base seca)

Autor	Proteína(%)	Fibra bruta(%)	Ext. etéreo(%)	Cinzas(%)
Blair(Em [81])	10,8 - 12,97	37,8 - 47,6	23,8 - 29,2	0,27 - 1,08
Tango[87]	12,2	41,0	17,9	4,5
Gopalakrishna[88]	14,2	n.d.	13,9	1,14
Pflugger[90]	14,0	37,0	23,0	0,5
Marins[95]	15,0	n.d.	18,0	1,0

Os autores não indicam a variedade do café que deu origem à borra analisada, isto talvez explique a diferença encontrada nas composições obtidas.

Ao se fazer uma análise dos aminoácidos que compõem a proteína da borra de café, verificou-se a ausência de quase a metade dos aminoácidos essenciais, exigindo assim, uma complementação para poder ser utilizado como alimentação animal [87]. A utilização como fertilizante tem pouco valor, devido ao seu baixo teor de nitrogênio, em torno de 2% [87,88,90], além da acidez ser grande, pH em torno de 4.2 [7].

Todas as outras possibilidades têm se demonstrado anti-econômicas ou requerem programas de desenvolvimento longos e caros [90].

A partir de 1973, com a alta do petróleo, passou a ser economicamente viável a utilização de borra como combustível [5], além do fato de ser a solução mais satisfatória após muitos anos de pesquisa no tocante à poluição [90].

Assim, a totalidade dos trabalhos sobre a utilização de borra de café se refere à queima da mesma como a melhor solução para o aproveitamento deste resíduo [5,8,87 a 91]. Além do fato da queima também permitir a adição do resíduo da centrifugação da corrente líquida da prensa, o qual contém 2-7% de sólidos e não deve ser jogado diretamente em cursos d'água, pois causa uma alta demanda biológica de oxigênio sendo, portanto, altamente poluente [8,87]. Cabe ressaltar, também, que a cinza resultante da queima da borra de café tem grande

valor como fertilizante. devido à sua composição, basicamente potássio, fósforo, cálcio e magnésio [87,89].

#### Potencial energético

O valor combustível da borra de café é comparável ao carvão e melhor do que a madeira [88]. Uma comparação do poder calorífico da borra de café com outros materiais é apresentado na Tabela 1.3.

TABELA 1.3  
Poder calorífico (kcal/kg seco) de resíduos celulósicos secos

material	Poder calorífico	Autor
caule de juta	4619,10	Kumar, Bal e Ojha [85]
casca de arroz	3805,30	idem
fibra de coco	4707,83	idem
palha de trigo	4185,02	idem
rama de algodão	3750,00	idem
sabugo de milho	3804,35	idem
bagaco de cana	4470,59	idem
bagaco de cana	4600,00	Anonimus [96]
madeira	5450,00	idem
borra de café	5960,00	idem

#### Secagem prévia

A queima da borra de café pode se dar diretamente após a prensagem, ou seja, com teor de umidade de 50% [90,91,92], ou após uma operação de secagem para reduzir o teor de umidade para 30% segundo Adams e Dougan [8] e Sivetz e Desrosier [5], ou para 25% segundo Sivetz [89], pois nesse teor de umidade a combustão é praticamente instantânea, tão logo entre na fornalha. Reduzir a umidade para níveis menores pode implicar em riscos, tendo em vista a possibilidade de combustão espontânea [5,8,89]

Cerca de 18 kg de borra de café a 50% produz a mesma quantidade

de vapor que 1 galão de óleo. Assim, para um processo típico de produção de café solúvel, a borra nesse teor de umidade pode fornecer 75% da energia requisitada pela planta [90].

Para queimar a borra sem secagem prévia, é necessário ter uma câmara de combustão suficientemente grande e um excesso de combustível suplementar (aproximadamente 5% da demanda total de energia [90]) e ar para manter os níveis de temperatura desejados, para secar a borra na mesma câmara em que será queimada. O fato de aumentar a umidade dos gases de combustão, implica num volume de câmara de combustão maior e um soprador de gases de maior capacidade. Ou seja, queimar a borra úmida é ineficiente e, conseqüentemente, mais caro [5,89].

Vários tipos de secadores podem ser utilizados para secagem de borra. Algumas empresas americanas usam o secador rotativo com tubos internos, enquanto uma outra introduziu o secador de leite fluidizado para secar de 70 a 25% de umidade b. u., ou seja, sem prensagem [89]. Sivetz e Desrosier [5] discutem a possibilidade de uso do secador rotativo, secador de bandejas, secador pneumático e secador de leite fluidizado, recomendando este último. Informações obtidas junto a seis indústrias brasileiras, mostram que cinco delas utilizam secador de leite fluidizado e uma utiliza secador rotativo [9].

A secagem da borra também é necessária para outros usos da mesma, como a extração de óleo, fabricação de material microporoso [87] e alimentação animal [8], usos que podem vir a se tornar viáveis futuramente.



## CAPÍTULO II

### CARACTERIZAÇÃO FÍSICA E QUÍMICA DOS MATERIAIS DE TESTE

#### IMPORTÂNCIA DAS CARACTERÍSTICAS FÍSICAS E QUÍMICAS

Para os dois materiais (esferas de vidro e borra de café) foram determinadas as seguintes características: ângulo de talude, densidade aparente, densidade efetiva do sólido [97], diâmetro médio e velocidade terminal. Para a borra de café, em particular, além dessas características, também se determinou o poder calorífico e a temperatura de auto-combustão.

O ângulo de talude é importante para o dimensionamento adequado de silos, principalmente daqueles responsáveis pela alimentação da prensa mecânica, no caso da borra de café.

A densidade aparente é também um dado essencial no dimensionamento de silos e transportadores, uma vez que relaciona a massa (ou peso) com o volume ocupado.

Tanto a densidade efetiva do sólido como o diâmetro médio são fundamentais para o estudo do fluxo de partículas, seja objetivando o transporte pneumático ou o modelamento de secadores e da queima.

A densidade aparente juntamente com a densidade efetiva do sólido permitem obter a porosidade do leito, fundamental no estudo de certos tipos de secadores e caldeiras, como os de leito fluidizado por exemplo.

A velocidade terminal é um dado importante para a determinação do coeficiente de arraste da partícula, que por sua vez é necessário no estudo do movimento da mesma.

É indiscutível a importância do poder calorífico para a utilização da borra de café como combustível sólido, sendo necessário, porém, realizar as correções adequadas devido ao teor de nitrogênio contidos no resíduo.

Por outro lado, conhecer a temperatura de auto-combustão é indispensável para tornar seguro o manuseio da mesma, seja em determinações de propriedades em laboratório que exijam a utilização de altas temperaturas ou para a escolha das temperaturas máximas

utilizáveis em operações pré-queima.

Algumas destas características variam com o teor de umidade, nestes casos as determinações foram feitas com material úmido e seco.

## METODOLOGIA

### Amostragem

As amostras foram obtidas utilizando-se um amostrador Burrows, tantas vezes quanto necessário para atingir o volume de amostra desejado. A borra de café estudada foi cedida pela Companhia Nestlé, de sua planta industrial de Araras-SP, não tendo sido informado o tipo de café a partir do qual foi produzida.

### Granulometria

A granulometria foi determinada utilizando-se um peneirador vibratório Produ-Test, por 15 minutos, sendo que a vibração utilizada foi obtida mantendo-se o reostato na posição 7,5. A determinação foi feita utilizando-se três amostras de aproximadamente 200 g cada uma. As peneiras utilizadas para cada material estão apresentados nas tabelas de resultados no item correspondente.

O diâmetro médio das partículas, baseado na análise granulométrica, foi obtido usando-se a média Sauter (volumar-areolar):

$$\overline{D}_p = \frac{\sum_{i=1}^k \frac{\phi_m(D_{p_i}) \Delta D_{p_i}}{\rho_i \Psi_{v_i}}}{\sum_{i=1}^k \frac{\phi_m(D_{p_i}) \Delta D_{p_i}}{\rho_i \Psi_{v_i} D_{p_i}}} \quad (2.1)$$

Se as partículas têm a mesma densidade e forma para todas as faixas de diâmetros, então esta equação se reduz a:

$$\overline{D}_P = \frac{\sum_{i=1}^k \phi_m(D_{P_i}) \Delta D_{P_i}}{\sum_{i=1}^k \frac{\phi_m(D_{P_i}) \Delta D_{P_i}}{D_{P_i}}} \quad (2.2)$$

ou

$$\overline{D}_P = \frac{1}{\sum_{i=1}^k \frac{\phi_m(D_{P_i}) \Delta D_{P_i}}{D_{P_i}}} \quad (2.3)$$

onde:

$\phi_m(D_{P_i}) \Delta D_{P_i}$  = fração ponderal retida na peneira

$D_{P_i}$  = diâmetro médio das partículas retidas [98]

### Ângulo de Talude

O ângulo de repouso foi obtido como sendo a média dos ângulos formados com a horizontal quando o material é empilhado com fluxo constante e livre [99]. Foram feitas 4 repetições para cada determinação a diferentes umidades. Um esquema do aparelho utilizado é mostrado a seguir, tal aparelho foi desenvolvido na Faculdade de Engenharia Agrícola da Universidade Estadual de Campinas (FEAGRI-UNICAMP).

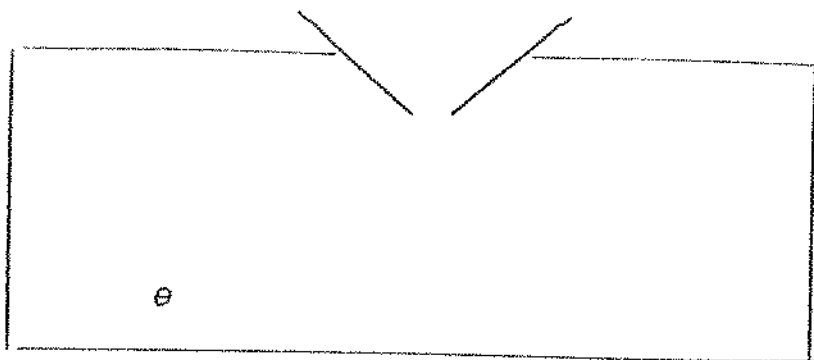


FIGURA 2.1 - Esquema do aparelho utilizado para medição de ângulo de Talude.

### Densidade Aparente

A densidade aparente foi determinada utilizando-se aparelho próprio da Além-Mar, que tem um recipiente de volume conhecido (1000 cm<sup>3</sup>). O recipiente foi preenchido com a amostra em fluxo constante e livre, posteriormente o recipiente cheio foi pesado e a densidade aparente foi obtida da média de três amostras [89], com a equação (2.4).

$$\rho_{ap} = \frac{\text{massa (recipiente + amostra)} - \text{massa recipiente}}{\text{volume do recipiente}} \quad (2.4)$$

### Densidade Efetiva do Sólido

A densidade efetiva do material foi obtida pelo método do picnômetro, utilizou-se 5 amostras de aproximadamente 5 g cada uma e um picnômetro de 50 cm<sup>3</sup>. Para a borra de café o líquido utilizado foi o tolueno [99], para as esferas de vidro foi a água. As equações utilizadas são apresentadas abaixo.

$$\rho_s = \frac{\text{densidade tolueno (água)} \times \text{peso amostra}}{\text{massa tolueno (água) deslocada pela amostra}} \quad (2.5)$$

$$\text{densidade tolueno} = \frac{\text{massa do tolueno}}{\text{massa de água}} \times \text{densidade da água à temperatura do experimento}$$

A densidade do material úmido foi obtida teoricamente mediante a expressão:

$$\rho_{B,U} = \frac{1}{\frac{(1 - X_u)}{\rho_s} + \frac{X_u}{\rho_{ag}}} \quad (2.6)$$

A expressão acima foi obtida considerando-se que o volume da partícula aumenta quando absorve água, na mesma quantidade da água absorvida.

#### Umidade

Esta determinação foi feita apenas para a borra de café. O material foi seco em estufa com convecção forçada a uma temperatura de 75°C durante 24 horas; o número de horas necessário foi previamente testado, e a temperatura de 75°C foi utilizada para evitar qualquer possibilidade de auto-combustão. Nos dois casos utilizou-se três amostras de 10g cada uma, sendo que as pesagens foram realizadas em balança analítica, marca Mettler.

Umidade em base úmida:

$$X_u = \frac{\text{peso úmido} - \text{peso seco}}{\text{peso úmido}} \quad (2.7)$$

Umidade em base seca:

$$X = \frac{\text{peso úmido} - \text{peso seco}}{\text{peso seco}} \quad (2.8)$$

#### Porosidade

A porosidade foi calculada teoricamente utilizando-se a expressão (2.9) [100]:

$$c = 1 - \frac{\rho_{op}}{\rho_{E,U}} \quad (2.9)$$

### Velocidade Terminal

A velocidade terminal das partículas foi determinada utilizando-se um aparelho construído na FEAGRI-UNICAMP para este fim. Uma amostra do material é colocada no aparelho e a vazão de ar é controlada de forma que as partículas fiquem flutuando sem serem carregadas pela corrente de ar. Através do tubo de Pitot colocado na corrente de ar, mede-se o  $\Delta P$  correspondente. A velocidade do escoamento que é igual à velocidade terminal das partículas é calculada pela equação (2.10). O coeficiente de arraste foi determinado a partir da expressão (2.11):

$$v_e = (2 \Delta P / \rho_a)^{0.5} \quad (2.10)$$

$$C_D = \frac{4}{3} \frac{D_p (\rho_s - \rho_a) g}{\rho_a v_e^2} \quad (2.11)$$

O coeficiente de arraste experimental foi comparado com correlações clássicas da literatura para partículas esféricas [101,102], sendo:

$$C_{D,esf} = \frac{10}{Re_p^{0.5}} \quad \text{para } 0,4 < Re_p < 500 \quad [101] \quad (2.12)$$

$$C_{D,esf} = 0,43 \quad \text{para } 500 < Re_p < 200000 \quad [101] \quad (2.13)$$

$$C_{D, esf} = \frac{46,5}{Re_p} - \frac{116,67}{Re_p^2} + 0,6167 \quad \text{para } 10 < Re_p < 100 \quad [102]$$

$$C_{D, esf} = \frac{98,33}{Re_p} - \frac{2778}{Re_p^2} + 0,3644 \quad \text{para } 100 < Re_p < 1000 \quad [102] \quad (2.14)$$

$$C_{D, esf} = \frac{148,62}{Re_p} - \frac{47500}{Re_p^2} + 0,357 \quad \text{para } 1000 < Re_p < 5000 \quad [102]$$

onde,

$$Re_p = \frac{D_p \rho_a v_e}{\mu} \quad (2.15)$$

### Poder Calorífico

O parâmetro poder calorífico foi avaliado por testes em bomba calorimétrica pelo método isotérmico adaptado às condições do combustível vegetal, a partir da norma P-MB-454-IBP-ABNT 1968 que permite correções nas temperaturas inicial e final do banho devido a variações na temperatura ambiente. É equivalente ao método ASTM-D-240-64, efetuando-se as correções devidas à formação de ácido nítrico devido à existência de nitrogênio na amostra e ao nitrogênio aprisionado dentro da cápsula de aço da bomba calorimétrica quando de sua montagem.

Obteve-se o valor do poder calorífico superior (com a água produto da reação, condensada) mediante a média de três determinações consecutivas de amostras secas.

O poder calorífico inferior pode ser avaliado conhecendo-se o teor de hidrogênio da amostra. A análise química elementar (C-H-N) efetuada pela Divisão de Química e Engenharia Química do Instituto de Pesquisas Tecnológicas (I.P.T.), forneceu os seguintes valores:

Carbono (C) ----- 59,5 %  
Hidrogênio (H)----- 7,3 %  
Nitrogênio (N) ----- 2,5 %

Nesse caso pode-se subtrair do  $PC_e$  a diferença de entalpia entre a água líquida e a água vapor, a partir do conhecimento do teor de hidrogênio da amostra, obtendo-se, assim, o poder calorífico inferior.

Caso se queira obter um valor estimado do  $PC_i$  para amostras úmidas, pode se utilizar a equação abaixo, determinada experimentalmente,

$$PC_i = 6031 - 66 \times X_u \quad [\text{kcal/kg de borra úmida}] \quad (2.16)$$

onde  $X_u$  é a umidade da amostra, percentual, em base úmida.

#### Temperatura de Ignição Espontânea

Os testes realizados foram baseados no trabalho de Hardman et alli [103], que estudaram a combustão espontânea em leitos de carvão ativado. Foram realizados vários testes com borra de café seca, utilizando para isso um cadinho, munido de um termopar, contendo a amostra de borra de café, que foi introduzido em um forno elétrico tubular com taxa de aquecimento controlável. Um fluxo de ar constante foi insuflado ao forno para garantir oxigênio para a combustão. Após alguns testes preliminares, foram efetuados ensaios com uma taxa de aquecimento de  $5^\circ\text{C}/\text{min}$  a partir de uma temperatura inicial de  $200^\circ\text{C}$  (no forno).

#### RESULTADOS E DISCUSSÃO

A Tabela 2.1 apresenta a granulometria das esferas de vidro, enquanto a Tabela 2.2 apresenta a granulometria da borra de café com diferentes teores de umidade.



TABELA 2.1  
Granulometria da esfera de vidro

Peneira ABNT	Abertura [mm]	Fração ponderal retida
10 - 12	1,65	0,0017
12 - 14	1,40	0,4739
14 - 16	1,70	0,4621
16 - 18	0,99	0,0623
18 - 20	0,80	0,0000

TABELA 2.2  
Granulometria da borra de café com diferentes teores de umidade

Peneira ABNT	Abertura [mm]	Teor de umidade, base úmida, %		
		15,23	17,73	43,10
		Fração ponderal retida		
6- 8	2,40	0,0319	0,0359	0,0263
8- 12	1,65	0,1349	0,1101	0,1317
12- 16	1,70	0,1718	0,1829	0,1745
16- 20	0,80	0,2802	0,2876	0,3077
20- 30	0,60	0,1078	0,1220	0,2000
30- 40	0,40	0,1010	0,1114	0,1284
40- 50	0,30	0,0487	0,0612	0,0271
50- 70	0,20	0,0353	0,0445	0,0043
70-100	0,15	0,0560	0,0440	0,0000
100-140	0,10	0,0217	0,0000	0,0000
140-200		0,0106	0,0000	0,0000

Observando-se a Tabela 2.2 verifica-se que os finos vão desaparecendo à medida que se aumenta o teor de umidade, este comportamento era esperado uma vez que partículas mais úmidas têm maior aderência, o que faz com que as menores se agreguem entre si formando partículas maiores ou se aglomerem na superfície de outras, aumentando assim o tamanho delas. Além disto, o tamanho das partículas pode ser incrementado pela absorção de água. Este efeito aparece também na Tabela 2.4, na coluna do diâmetro médio das partículas, calculado com base na análise granulométrica.

A Tabela 2.3 apresenta as características físicas determinadas para os materiais e verifica-se que se tem diferenças significativas nos diâmetros e nas densidades efetivas dos sólidos. As porosidades obtidas confirmam a teoria de leitos livremente empacotados, onde para materiais não-porosos, costuma-se admitir a porosidade do leito como sendo em torno de 0,4 [101]; a esfera de vidro apresentou porosidade em torno deste valor, enquanto a borra de café que é um material bastante poroso apresentou um valor bem maior.

TABELA 2.3  
Caracterização dos materiais sólidos

Material	Umidade b. u. [%]	Ângulo Talude [graus]	Densidade Aparente [g/cm <sup>3</sup> ]	Densidade Efetiva [g/cm <sup>3</sup> ]	Diâmetro Médio [mm]	Porosidade
Esf. vidro	---	25,25	1,579	2,46	1,4	0,36
Borra de café	17,73	37,80	0,426	1,16	0,7	0,63

A Tabela 2.4 apresenta, para a borra de café, o ângulo de talude, a densidade aparente, a densidade real dos sólidos e a porosidade obtidos para diferentes teores de umidade. Verifica-se que a variação dos mesmos não é tão significativa como aquela observada para o diâmetro médio, sendo, porém, coerente. A densidade aparente assim como a real mostram um pequeno decréscimo com a umidade, isto pode ser devido ao fato de que as partículas incrementam seu tamanho quando absorvem água, que tem uma menor densidade que o sólido seco. É conhecido que a porosidade depende só da forma e não do tamanho das

partículas, assim, permanece constante.

É de interesse ressaltar que com 43% de umidade (b.u.), a borra de café é bastante aderente e flui com muita dificuldade, sendo difícil manter o fluxo constante necessário às determinações de peso específico aparente e de ângulo de talude, o que demonstra ser praticamente impossível utilizar a gravidade como meio de transporte para a borra com este teor de umidade ou maior. Outra observação experimental importante é que neste teor de umidade há compactação o que talvez explique porque o aumento do diâmetro médio não é diretamente proporcional ao aumento de umidade, pois pode-se verificar que para  $X_u = 17,73\%$  o teor de umidade foi aumentado em 16% em relação ao teste anterior, e o mesmo percentual de aumento se verifica em relação ao diâmetro médio, enquanto que para  $X_u = 43,10\%$ , onde houve um aumento de 182% do teor de umidade em relação ao primeiro teste, o aumento do diâmetro médio foi de apenas 50% em relação àquele teste.

TABELA 2.4

Características da borra de café com diferentes teores de umidade

Umidade b. u. [%]	Ângulo Talude [graus]	Densidade Aparente [g/cm <sup>3</sup> ]	Densidade Efetiva [g/cm <sup>3</sup> ]	Diâmetro Médio [mm]	Porosidade
0,00	n. d.	n. d.	1,20	n. d.	n. d.
15,23	38,7	0,430	1,16	0,583	0,63
17,73	37,8	0,426	1,16	0,677	0,63
43,10	37,7	0,406	1,11	0,880	0,63

A velocidade terminal e o coeficiente de arraste das partículas estão apresentados na Tabela 2.5. A primeira coluna do coeficiente de arraste corresponde ao valor experimental obtido com a equação (2.11) e a segunda ao obtido das correlações da literatura, equações (2.12 e 2.13) [101]; assim como a terceira, equações (2.14) [102]. A velocidade terminal é fortemente dependente do diâmetro médio da partícula e de sua densidade efetiva. Assim, era esperado que a esfera de vidro apresentasse a maior velocidade terminal, tendo em vista a sua alta densidade e seu diâmetro médio relativamente grande. No caso da borra de café, determinou-se a velocidade terminal da amostra estratificada,

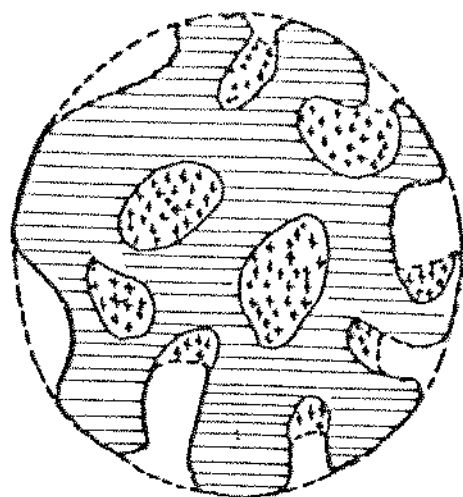
pois a presença de partículas muito finas dificultava a medida. Assim, verifica-se na Tabela 2.5 que diminuindo-se o diâmetro médio da partícula, diminui-se, também, a velocidade terminal, enquanto o coeficiente de arraste apresenta variação aleatória. Cabe ressaltar que o coeficiente de arraste foi calculado utilizando-se a densidade média do material, talvez se se utilizasse a densidade estratificada o resultado obtido apresentasse uma variação mais consistente, tal procedimento deverá ser adotado futuramente.

É interessante ressaltar que para o cálculo do coeficiente de arraste, tanto experimental como teórico, todas as partículas foram consideradas esféricas. As esferas de vidro não são perfeitas e a borra de café apresenta uma forma que se assemelha a esferas porosas, conforme esquema apresentado na Figura 2.2, baseado no trabalho de Clo e Voilley [104]. Este fato talvez seja responsável pelas diferenças apresentadas entre os coeficientes experimentais e teóricos, uma vez que a forma da partícula influencia o seu comportamento no escoamento.

TABELA 2.5

Velocidade terminal e coeficiente de arraste para os materiais caracterizados

Material	D <sub>p</sub> [mm]	Velocidade Terminal [m/s]	Re <sub>p</sub>	C <sub>D</sub>	C <sub>D,esf.</sub>	
					[101]	[102]
Esf. vidro	1,434	12,34	1069	0,27	0,43	0,45
Borra de café	0,677	4,16	170	0,54	0,77	0,85
Borra de café	2,007	5,09	616	1,08	0,43	0,52
	1,410	4,15	353	1,14	0,53	0,62
	1,000	3,95	238	0,89	0,65	0,73
	0,711	3,22	138	0,95	0,85	0,93
	0,503	2,94	89	0,81	1,06	1,12



---- VOLUME OU AREA EXTERNA  
[X] POROSIDADE INTERNA  
[—] PAREDE CELULAR

FIGURA 2.2 - Esquema de uma partícula de borra de café, segundo Clo e Voilley [104].

Nos ensaios de temperatura de ignição espontânea foi observado que o início da devolatilização ocorre a uma temperatura em torno de 195°C. A 260°C, a taxa de elevação de temperatura com o tempo, registrada pelo termopar, acentua-se como se fosse um início de auto-ignição, retornando porém rapidamente à taxa de aquecimento regulada pelo forno. A 460°C, tem-se finalmente a ignição espontânea, notada pelo grande aumento da taxa de elevação de temperatura com o tempo, registrada pelo termopar.

As temperaturas registradas sofreram uma variação de  $\pm 5^\circ\text{C}$  de um teste para outro, não sendo possível melhorar a repetibilidade dos testes além deste valor. Estes valores devem ser considerados indicativos, pois os testes realizados não respeitaram integralmente os métodos normalizados, além disso, os mesmos dependem de uma série de condições tais como presença de oxigênio, granulometria e umidade do material.

No caso de estocagem do material úmido, pode acontecer ainda outros fenômenos como a fermentação, conduzindo à formação de metano no seio da massa estocada. Seria de grande utilidade realizar uma pesquisa completa de todos estes fenômenos.

A Tabela 2.6 apresenta os resultados obtidos para o poder calorífico da borra de café no presente trabalho, comparado com os de outros autores, a diversos teores de umidade.

TABELA 2.6

Poder Calorífico da borra de café (Kcal/kg seco) a diversos teores de umidade (b. u.)

Autor	0 %	25 %	50 %	75 %
Marins [95]		5345		
Tango [87]	5000			3300
Gopalakrishna [88]	5000			
Sivetz [89]	5000	4830	4440	3330
Pflugger [90]	5560	5330	4940	3720
Adams e Dougan [8]	6930			
Anonimus [96]	5960			
Este trabalho: PC <sub>s</sub>	6415			
PC <sub>i</sub>	6031	4381	2731	1081

Os valores obtidos para o poder calorífico da borra de café estão dentro da faixa de valores encontrada na literatura. As diferenças observadas de autor para autor podem ser devidas ao uso de diferentes variedades de café, o que significa diferentes composições químicas e, conseqüentemente, diferentes teores de Carbono, bem como diferenças no próprio processo de extração.

## CAPÍTULO III

### PERFIL DE VELOCIDADES NO INTERIOR DO CICLONE

O estudo hidrodinâmico do ciclone compreende a determinação experimental do perfil de velocidades do ar no seu interior, com e sem partículas, bem como uma modelagem teórica do escoamento. Apresenta-se, primeiramente, o estudo experimental e, em seguida, o modelo teórico proposto, os resultados da resolução numérica deste modelo e a comparação entre estes resultados e aqueles obtidos experimentalmente.

### ESTUDO EXPERIMENTAL

#### Montagem Experimental

A montagem experimental utilizada no estudo do perfil de velocidades no interior do ciclone pode ser vista nas Figuras 3.1 e 3.2.

O ventilador escolhido foi aquele que dentre os disponíveis apresentava a maior capacidade de sobrepressão, 533mm de c. a., vazão de  $10,5 \text{ m}^3/\text{min}$ , com um motor de 3 HP, marca S.E.I., tipo 50RC.

A tubulação foi feita com tubos de PVC de 4 polegadas de diâmetro.

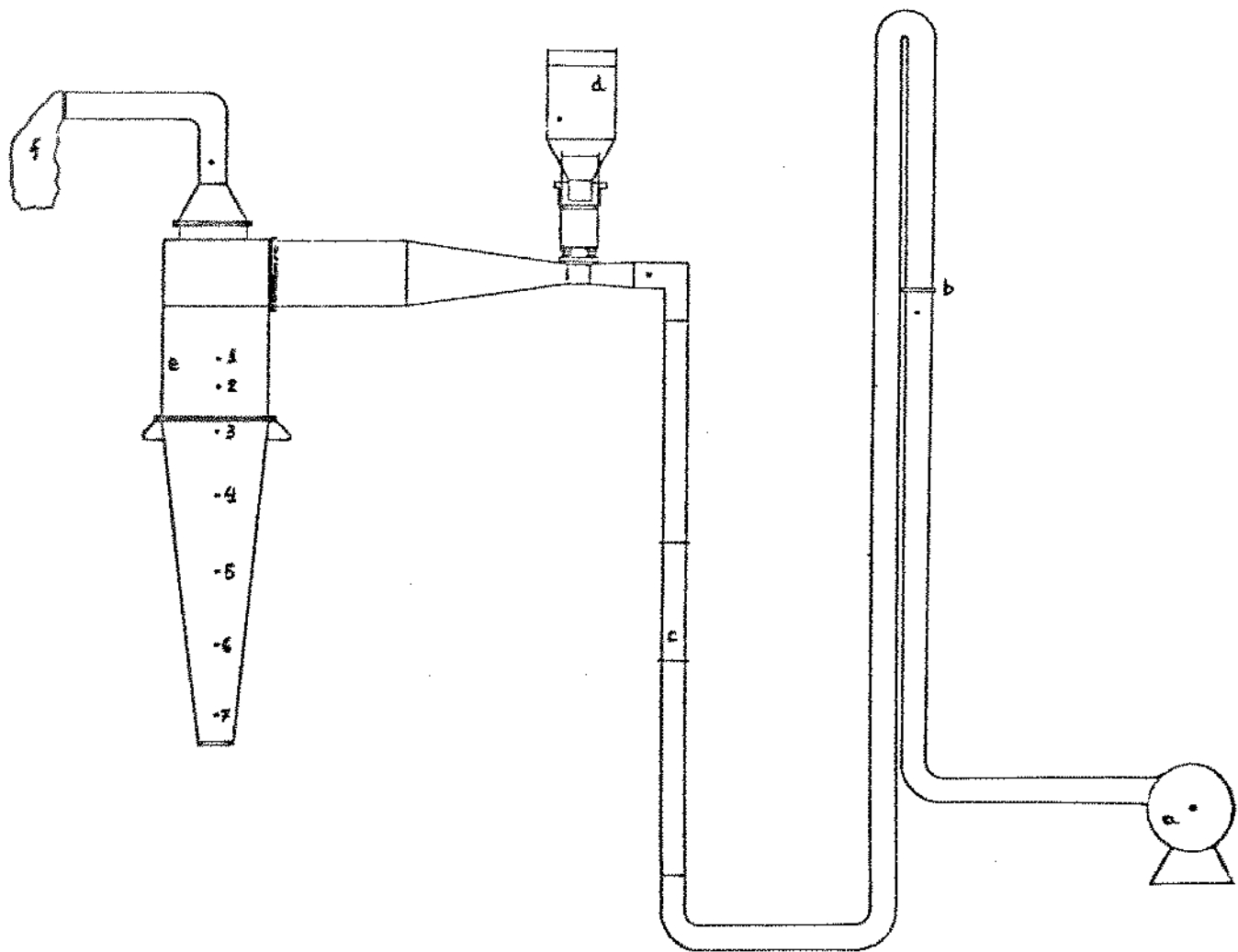
O sistema de alimentação consiste de um alimentador de sólidos marca Norma, modelo DE-3, que possui um silo e uma calha vibratórios, bem como um controlador de vibração, o que permite obter uma gama variada de vazões de sólidos.

O ciclone utilizado foi o de menor tamanho produzido pela firma Bernauer S. A., tipo 20/16. No tubo de saída do mesmo foi colocado um filtro saco para impedir o escape de partículas para o ambiente. O ciclone com suas respectivas medidas pode ser visto na Figura 3.3.

A medição de vazão do ar foi feita usando-se uma placa de orifício concêntrico com tomadas a  $1 D_1$  e a  $1/2 D_1$  ("radius taps"), sendo  $D_1 = 4 \text{ pol}$ ;  $D_2 = 3 \text{ pol}$  e  $\beta_1 = (D_2/D_1) = 0.75$

As tomadas de pressão foram feitas a  $1 D_1$  antes e  $1/2 D_1$  depois,

sendo uma única tomada em cada ponto, de acordo com as normas da ASME com relação ao comprimento de tubo reto antes e depois da placa.



- a- ventilador centrifugo
- b- placa-orificio
- c- aquecedor elétrico
- d- alimentador vibratório
- e- ciclone
- f- filtro saco
- pontos de medida de temperatura
- (n) pontos de medida de temperatura e velocidade

FIGURA 3.1 - Esquema da montagem experimental utilizada.



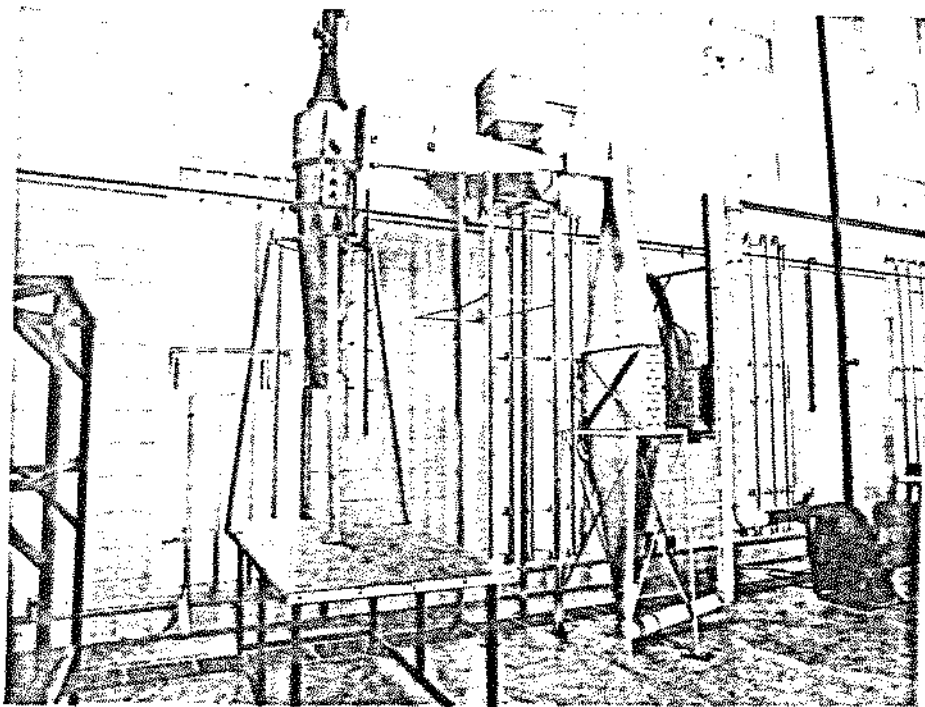
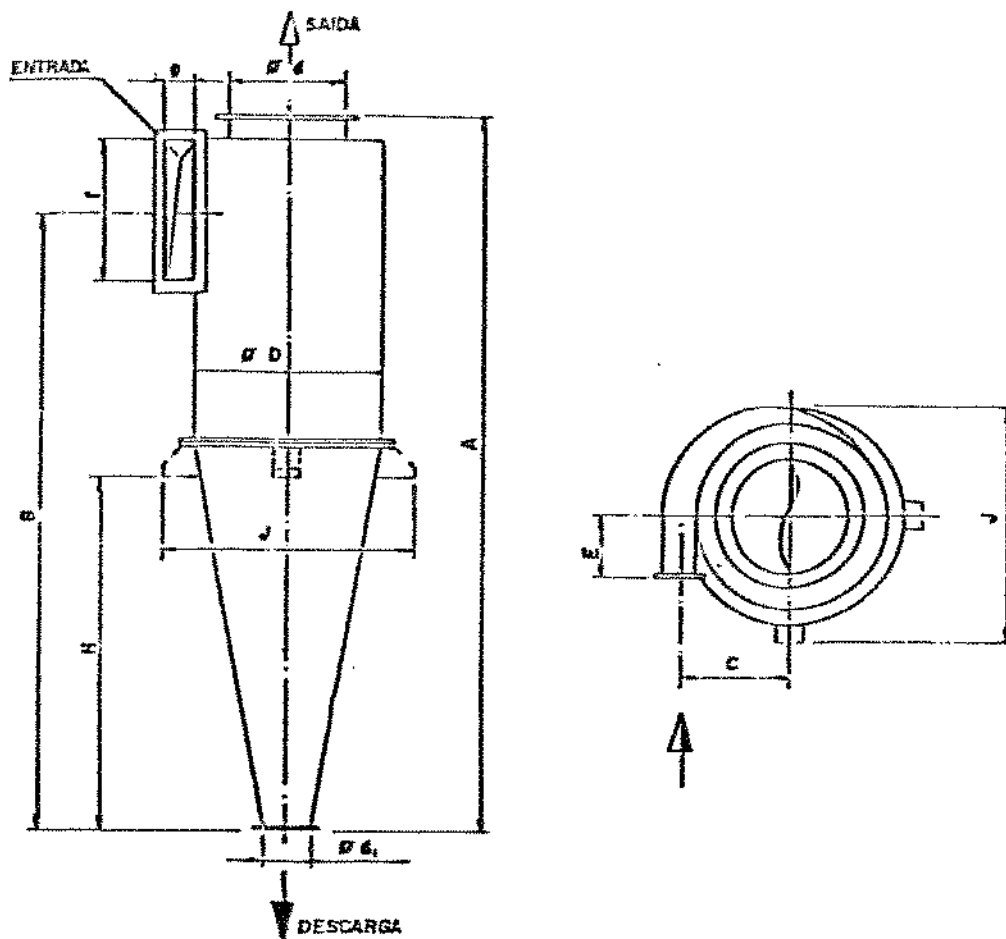


FIGURA 3.2 - Vista da montagem experimental.



Tamanho (mm)	A	B	C	D	E	f	H	J			
20/16	1502	1277	186	315	150	90	90	250	56	760	545

FIGURA 3.3 - Detalhe do ciclone e suas medidas.

## Metodologia

A vazão de ar, o perfil de velocidades, o tempo de residência das partículas, vazão de sólidos e sólidos remanescentes foram determinados utilizando-se a metodologia descrita abaixo.

### Vazão de ar

Foi obtida na placa de orifício, medindo-se o  $\Delta P$  no manômetro e calculando-se a vazão de ar com as equações propostas nas normas da ASME e reportadas por Delmée [105]:

$$Q = CE\beta_1^2 A_1 (2 \Delta P / \rho_{a,u})^{0.5} \quad (3.1)$$

A constante CE é determinada a partir da equação:

$$CE = C'E + Br (10^6 / Re_{D_1})^{0.5} \quad (3.2)$$

onde,

$$C'E = 0,6014 - 0,030352 D_1^{-1/4} + (0,3760 + 0,16292 D_1^{-1/4}) [0,16129 / (D_1^2 \beta_1^2 + 0,0635) + \beta_1^4 + 1,5 \beta_1^{16}] \quad (3.3)$$

$$Br = 0,0002 + (0,02794 / D_1) + [0,0038 + 0,01015 / D_1] [\beta_1^2 + (16,5 + 0,19685 D_1) \beta_1^{16}] \quad (3.4)$$

sendo  $D_1$  expresso em mm.

O cálculo de  $CE\beta_1^2$  deve ser feito por recorrência até ajustar o  $Re_{D_1}$ . Sendo:

$$Re_{D_1} = 4Q / (\nu \pi D_1) \quad (3.5)$$

A densidade do ar úmido foi calculada a partir das equações para gás ideal [106], considerando-se as condições de pressão, umidade e temperatura do ar que atravessava a placa. As equações detalhadas para este cálculo encontram-se no Anexo A.

### Perfil de velocidades

O campo de velocidades foi obtido em duas situações: ciclone operando apenas com ar e com esferas de vidro, utilizando-se um Pitot cilíndrico de um único orifício, do mesmo tipo daquele utilizado por Yuu et alli [63] e Silva [71], que permite medir as componentes tangencial e vertical, assumindo desprezível a velocidade radial. Uma vista deste medidor encontra-se nas Figuras 3.4 e 3.5.

Foram feitas medidas desde a parede do ciclone até o centro (a 0,45; 3,45; 6,45 e 9,45 cm da parede, na parte cilíndrica), em dois pontos da parte cilíndrica e cinco pontos da parte cônica, conforme indicado na Figura 3.1 (a 7,5; 28,0; 49,0; 70,0; 88,0; 96,0; e 102,5 cm da saída inferior do ciclone). A sonda que continha o Pitot era sempre mantida perpendicular ao eixo do ciclone. A queda de pressão na sonda foi medida com um manômetro de poço e tubo inclinado marca Meriam e a velocidade do escoamento foi determinada pela equação abaixo [105]:

$$v_e = \left( \frac{2 \Delta P_{din}}{\rho_{a,u}} \right)^{0,5} \quad (2.10)$$

As velocidades tangencial e vertical foram assim obtidas:

$$w = v_e \cos \alpha \quad u = v_e \sin \alpha \quad (3.6)$$

onde  $\alpha$  = ângulo entre a direção do escoamento e a horizontal.

No Anexo A encontra-se, em detalhe, a forma de medição da queda de pressão e a obtenção da velocidade do escoamento.

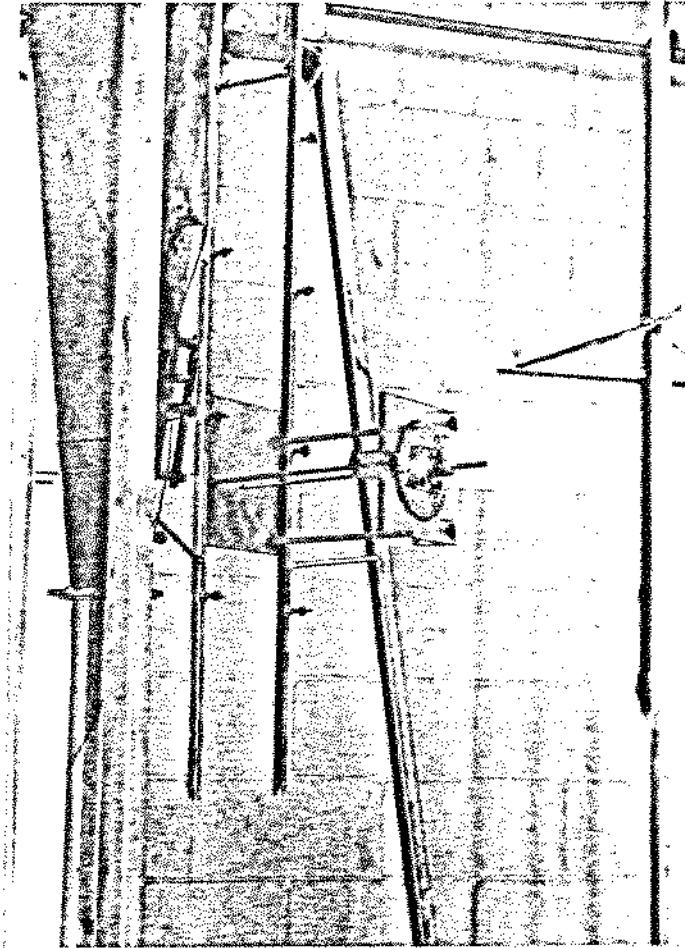


FIGURA 3.4 - Vista do Pitot cilíndrico de um único orifício.

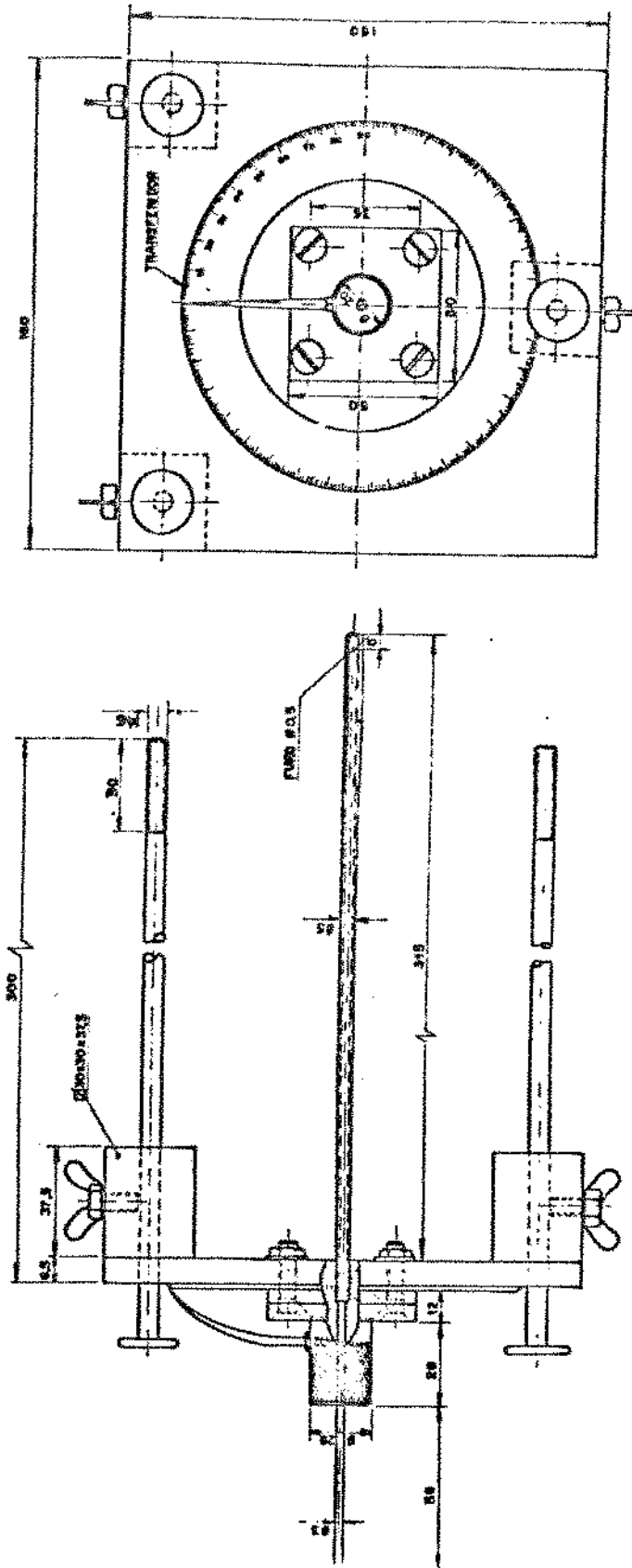


FIGURA 3.5 - Esquema detalhado do Pitot cilíndrico, baseado em SILVA [71].

## Tempo de residência das partículas

A determinação foi realizada segundo a técnica indicada por Szekeley e Carr [107] e também utilizada por Godoy [108], que consiste em medir a vazão de sólidos que atravessam o ciclone e, depois de interromper a alimentação, pesar os sólidos remanescentes no ciclone. O quociente de ambas as quantidades determina o tempo de residência:

$$\tau = m_r / m_p \quad (3.7)$$

O tempo de residência das partículas depende da vazão de ar, da vazão de sólidos e do diâmetro das partículas, bem como da geometria do ciclone.

### Vazão de sólidos

Foi determinada em cada teste, através da pesagem dos sólidos coletados em um intervalo de tempo.

Dado que as partículas utilizadas nos testes têm diâmetro médio maior do que normalmente se coleta neste tipo de ciclone, desprezou-se as perdas na parte superior, com certeza inferiores a 0,1% nesta faixa de tamanhos; para as esferas de vidro essa perda foi determinada experimentalmente sendo da ordem de 0,03%. Por este motivo, considera-se a vazão de alimentação de sólidos igual à vazão de sólidos que é recolhida no ciclone.

### Massa de sólidos remanescentes

Foi obtida através da pesagem dos sólidos recolhidos na parte inferior do ciclone no instante em que era simultaneamente cortada a alimentação de sólidos e desligado o ventilador.

## Resultados e Discussão

Os dados utilizados no cálculo da vazão de ar de cada teste, bem como as componentes vertical e tangencial da velocidade em cada ponto de medida, para o ciclone operando apenas com ar e com diferentes concentrações de sólidos, encontram-se nas Tabelas B.1 a B.4 do Anexo B; enquanto a Tabela B.5 mostra os dados de tempo de residência.

A montagem experimental com este tipo de ventilador só permitiu realizar experimentos com uma vazão, em torno de  $0,085 \text{ m}^3/\text{s}$ , uma vez que esta era a máxima possível, já no limite inferior da faixa de operação do ciclone.

A Figura 3.6 apresenta o campo de velocidade tangencial e vertical do ar no interior do ciclone, com e sem partículas, enquanto a Figura 3.7 mostra a influência da concentração de partículas no perfil de velocidades do ar em um ponto da parte cilíndrica (ponto 2, ver Figura 3.1). O tempo de residência em função da vazão de sólidos pode ser observada na Figura 3.8 e a influência da temperatura do ar no perfil de velocidade pode ser verificada na Figura 3.9.

Na Figura 3.6, para o ciclone operando apenas com ar, o campo de velocidades tanto da componente tangencial como vertical mostra boa concordância quando comparado com os obtidos por outros autores [1, 71, 109, 110, 111]. É interessante notar que em todos os casos a velocidade vertical torna-se ascendente aproximadamente no mesmo ponto. A diferença fundamental entre o presente trabalho e os demais é a baixa velocidade de entrada utilizada, nos trabalhos referenciados, as velocidades usadas são duas vezes maior.

Comparando-se as curvas da Figura 3.6, verifica-se que a presença de partículas suaviza o perfil de velocidades. Isto pode ser melhor apreciado na Figura 3.7, onde observa-se que a presença de partículas diminui sensivelmente a velocidade tangencial, tendo uma influência um pouco menor na componente vertical.



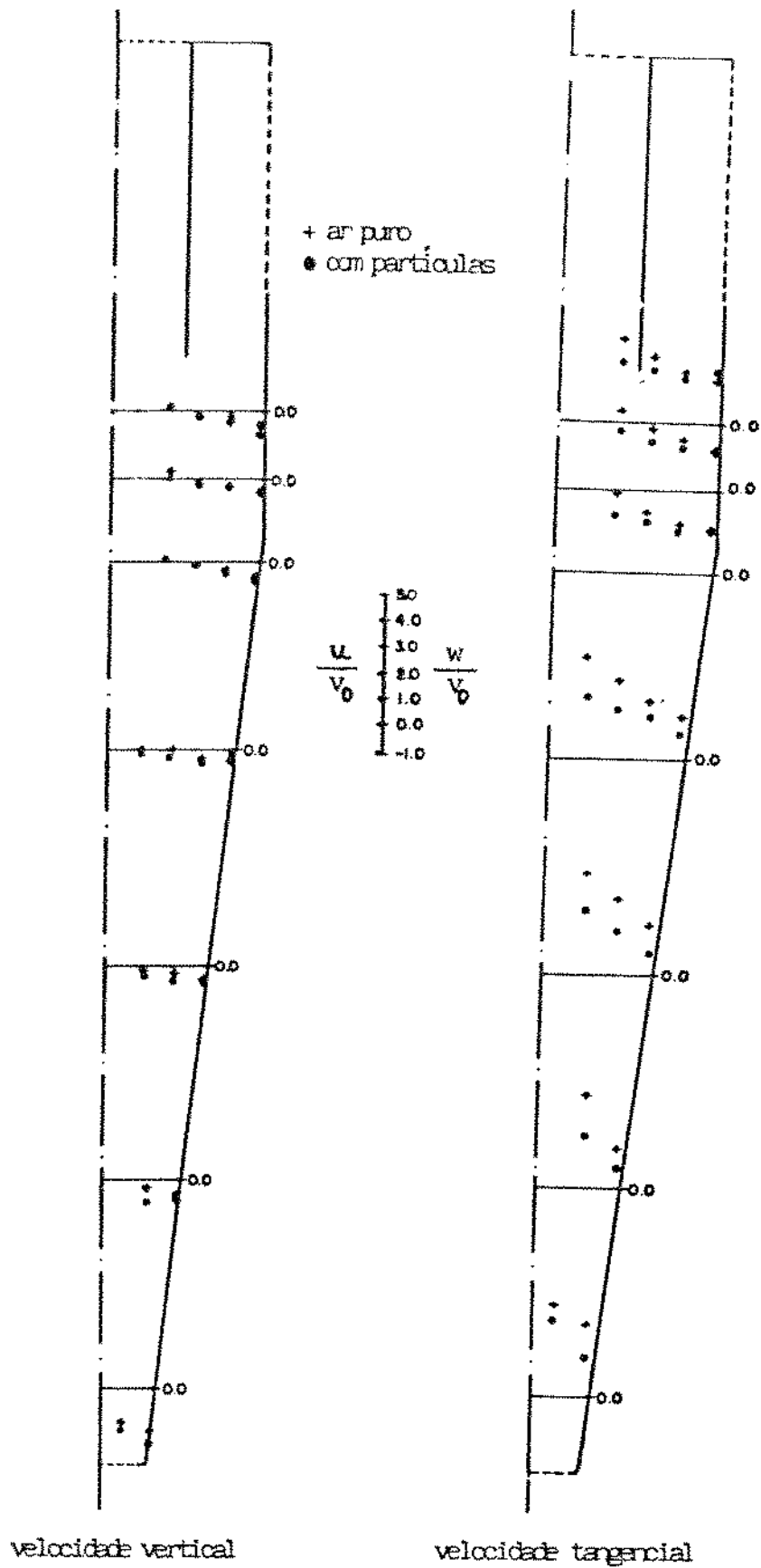


FIGURA 3.6 - Perfil de velocidades do ar no ciclone operando com e sem particulas.  $v_0 = 6,3 \text{ m/s}$ ,  $m_p = 0,0367 \text{ kg/s}$ .

Era de se esperar a partir da observação da Figura 3.7, que diminuindo-se a vazão de sólidos haveria um aumento da velocidade, aproximando-se da velocidade do ar puro; no entanto, para a componente tangencial, este aumento, além de muito pequeno, só ocorreu para a menor vazão de sólidos utilizada. Isto significa que mesmo para pequenas concentrações de partículas há uma diminuição considerável da velocidade em relação ao ar puro, conforme comprovou Yuu et alli [63] e Parida e Chand [82].

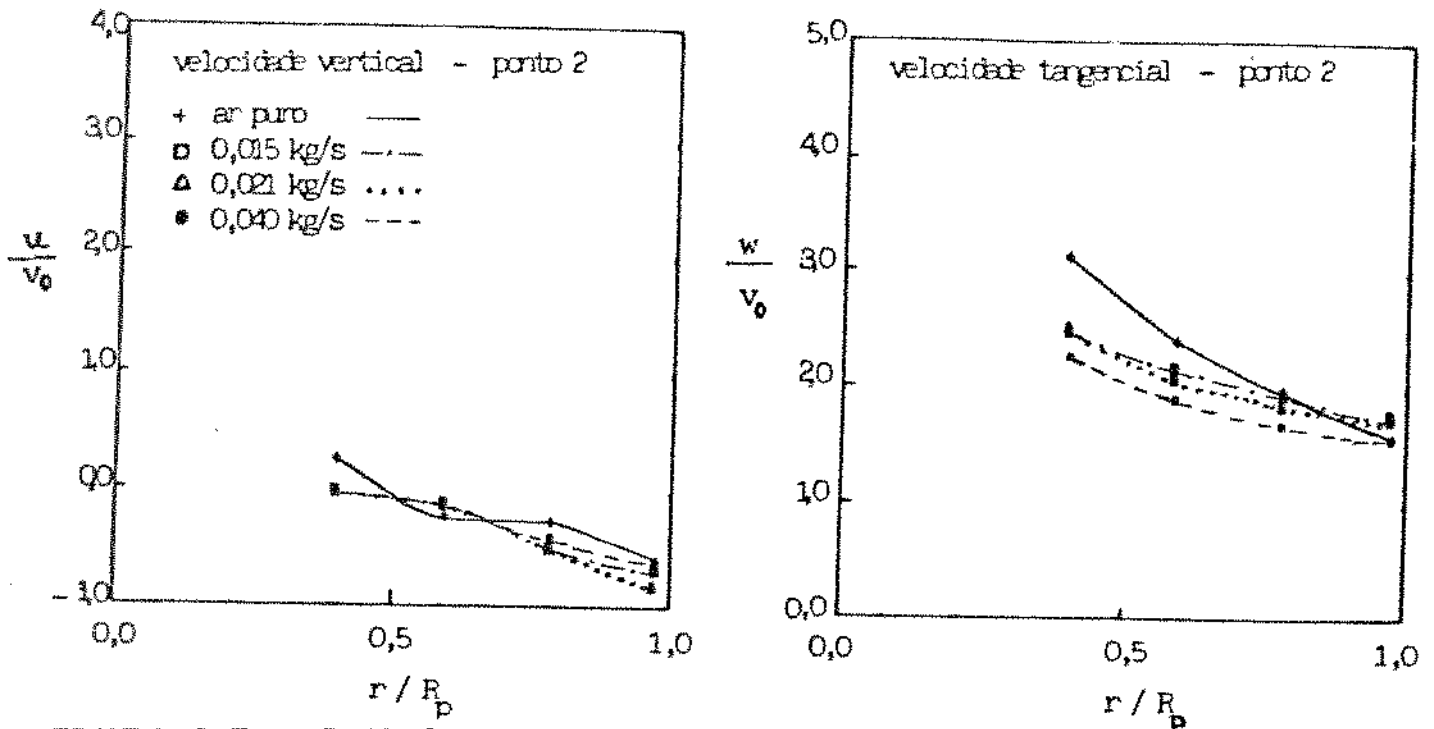


FIGURA 3.7 - Influência da concentração de partículas no perfil de velocidades do ciclone.

A Figura 3.8 mostra que, para uma mesma vazão de ar, aumentando-se a vazão de sólidos, diminui-se o tempo de residência das partículas. Esta característica do ciclone já tinha sido anteriormente observada por Heinze [84] e por Godoy [108].

Na Figura 3.9 observa-se que aumentando-se a temperatura do ar, a sua velocidade adimensional é menor no interior do ciclone. Isto se deve à perda de calor para o ambiente, pois em um sistema adiabático, as velocidades adimensionalizadas em relação à velocidade na entrada obtida com ar aquecido, ou não, deveriam ser as mesmas. As velocidades medidas são, como era de se esperar, maiores do que aquelas obtidas com ar não-aquecido, uma vez que aumentando-se a

temperatura há uma diminuição da densidade do ar e, devido à conservação da massa, um aumento da velocidade.

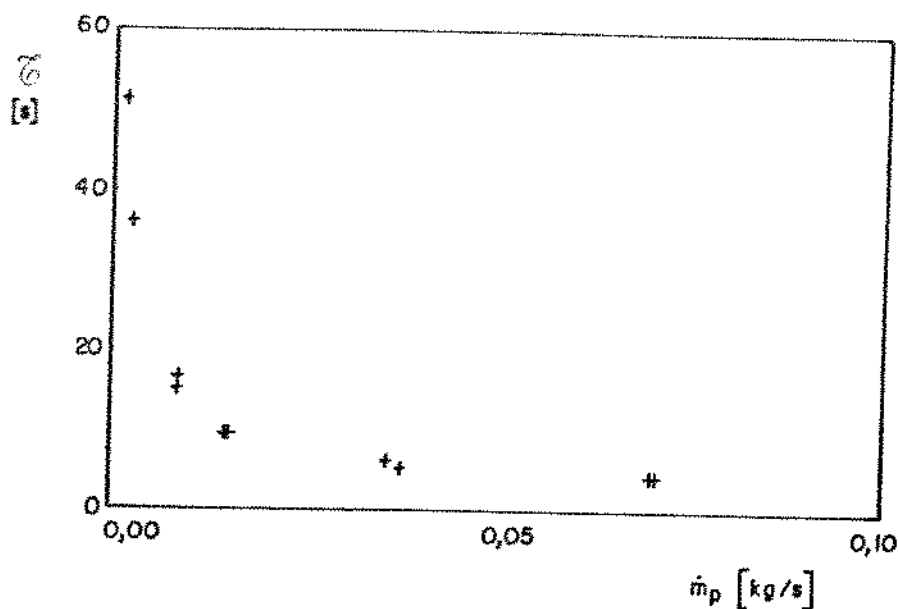


FIGURA 3.8 - Influência da vazão de sólidos no tempo de residência de esferas de vidro no ciclone.

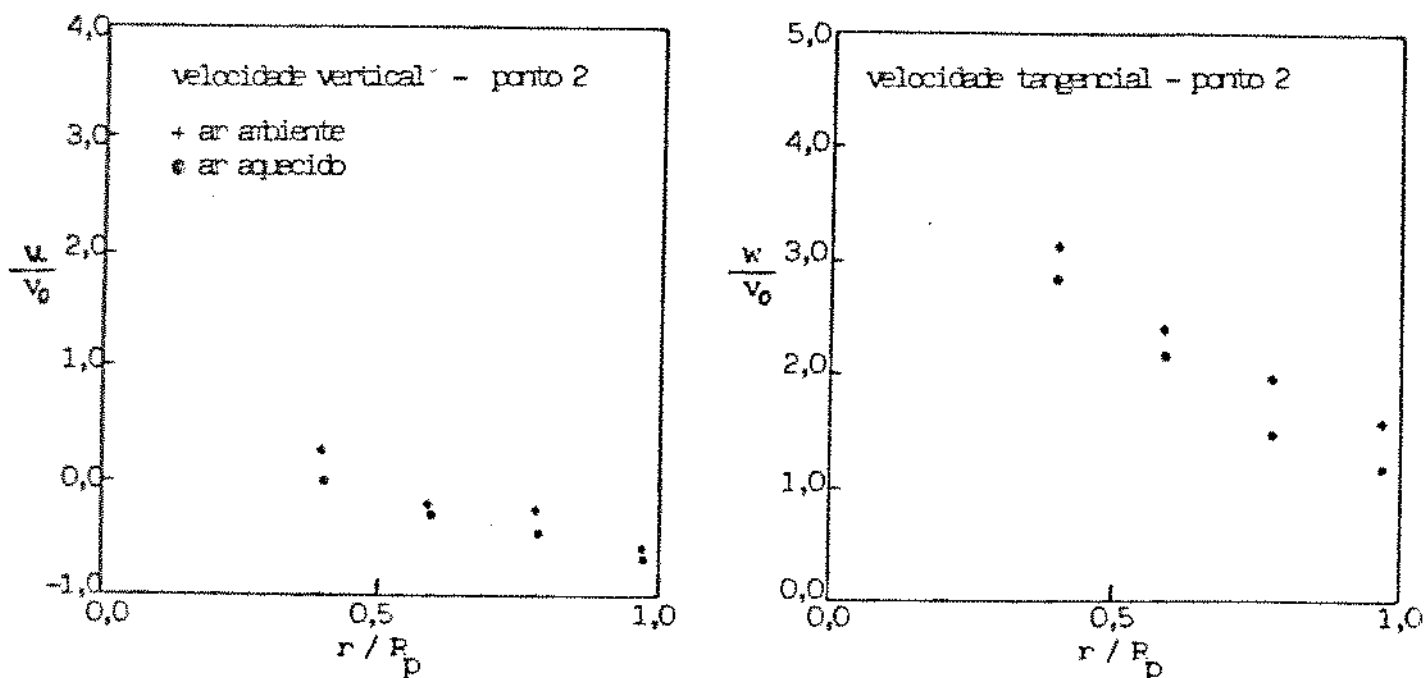


FIGURA 3.9 - Influência da temperatura no perfil de velocidades do ar.  $v_0 = 8,2 \text{ m/s}$  e  $T_{aq} = 158,9^\circ\text{C}$ .

Modelos da Literatura

O estudo hidrodinâmico do ciclone foi desenvolvido por diversos autores. Estes estudos podem ser divididos em dois grandes grupos: os que consideram que as partículas não influenciam o escoamento do fluido [74, 77, 80, 110, 112, 113, 114, 115] e aqueles que consideram essa influência [81, 82, 116].

No primeiro grupo, encontram-se Bloor e Ingham [77], Davidson [112] e Ivanov e Kudryavtsev [113] que resolveram analiticamente as equações de conservação de quantidade de movimento, sendo que nos dois primeiros trabalhos os autores consideraram o fluido como invíscido, enquanto que no último, os autores admitiram uma viscosidade constante da ordem de grandeza de viscosidade turbulenta. Por outro lado, Bloor e Ingham [74], Ternovskii et alii [114], Boysan et alii [80], Zhou e Soo [110] e Duggins e Frith [115] resolveram numericamente as equações, admitindo o escoamento como turbulento, embora Bloor e Ingham [74] só tenham considerado esse efeito na direção tangencial. Ternovskii et alii [114] admitiram a viscosidade turbulenta como isotrópica, enquanto Boysan et alii [80] e Duggins e Frith [115] admitiram-na como não isotrópica. Para as partículas, todos esses autores propuseram solução de partícula isolada, considerando apenas o efeito do arraste pelo fluido.

Fazem parte do segundo grupo, Lebedev et alii [81], Parida e Chand [82] e Davidson [116]. Lebedev et alii [81] consideraram o acoplamento gás-partículas apenas na direção tangencial, tendo apresentado equações algébricas para as outras componentes do fluido, bem como solução de partícula isolada para as partículas, considerando, no entanto, além do arraste pelo fluido, o efeito da gravidade e do atrito com as paredes. Parida e Chand [82] apresentam equacionamento para sistema bifásico, onde as equações de Navier-Stokes são apresentadas para cada uma das fases, considerando concentração uniforme de partículas e regime de Stokes. Davidson [116] admite o escoamento como uma mistura gás-partículas de concentração variável.

Além desses estudos ainda se encontra na literatura correlações experimentais para o perfil de velocidades do fluido como os apresentados por Kochergina e Kuznetsov [55], bem como o modelo turbulento semi-empírico apresentado por Mothes e Löffler [59].

#### Modelo Proposto

Os resultados experimentais apresentados na parte anterior deste capítulo, bem como os obtidos em estudos preliminares [111], por Yuu et alli [63] e por Parida e Chand [82] demonstraram que existe interação gás-partícula e que esta é tanto maior quanto maior for a concentração de sólidos. Estes efeitos não são levados em conta no modelo de partícula isolada como o apresentado por Lebedev et alli [81], enquanto o modelo bifásico proposto por Parida e Chand [82] os considera, admitindo, no entanto, concentração uniforme em todo o ciclone, o que contraria as evidências experimentais apresentadas no estudo fotográfico realizado por Ranz [117].

Como os efeitos descritos acima exercem considerável influência sobre o escoamento, o modelo proposto a seguir considera que o escoamento é composto de duas fases: uma fase gás e uma fase partículas, sendo a interação gás-partícula levada em conta através do termo de arraste que aparece no equacionamento de cada uma das fases, enquanto o efeito da concentração de partículas é considerado através da variação desta concentração no interior do ciclone.

O efeito da turbulência foi levado em conta através de um modelo turbulento a zero equação, ou seja,, admitiu-se uma viscosidade variável, função da velocidade tangencial, como o fizeram Bloor e Ingham [74], Ternovskii et alli [114] e Duggins e Frith [115].

Assim, admitindo-se que:

- o escoamento está em regime estacionário, é incompressível e axissimétrico;
- o escoamento do fluido tem viscosidade turbulenta variável  $\mu_{eff}$ ;
- o escoamento do fluido é afetado pela presença de partículas;
- o efeito da gravidade sobre o escoamento das partículas não é desprezível; e
- as partículas são esféricas e se distribuem em uma camada de concentração uniforme, junto à parede do ciclone e com uma

concentração muito pequena no escoamento central, calculada com base na eficiência de separação,

propõe-se as seguintes equações em coordenadas cilíndricas:

#### Fase gás

$$\rho_{a,u} \left[ u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial r} \right] = - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu_{\text{eff}} \nabla^2 u - \rho_p A_D (u - u_p) \quad (3.8)$$

$$\rho_{a,u} \left[ u \frac{\partial v}{\partial x} - \frac{w^2}{r} + v \frac{\partial v}{\partial r} \right] = - \frac{\partial P}{\partial r} + \mu_{\text{eff}} \left[ \nabla^2 v - \frac{v}{r^2} \right] - \rho_p A_D (v - v_p) \quad (3.9)$$

$$\rho_{a,u} \left[ u \frac{\partial w}{\partial x} - \frac{vw}{r} + v \frac{\partial w}{\partial r} \right] = \mu_{\text{eff}} \left[ \nabla^2 w - \frac{w}{r^2} \right] - \rho_p A_D (w - w_p) \quad (3.10)$$

$$\text{Equação da continuidade: } \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{v}{r} + \frac{\partial v}{\partial r} = 0 \quad (3.11)$$

$$\text{Condições de contorno: } r = 0 \quad \frac{\partial u}{\partial r} = \frac{\partial v}{\partial r} = \frac{\partial w}{\partial r} = 0$$

$$r = R_p \quad u = v = w = 0$$

A viscosidade turbulenta variável  $\mu_{\text{eff}}$  foi admitida como sendo descrita em termos do comprimento de mistura através da expressão proposta por Duggins e Frith [115]:

$$\mu_{\text{eff}} = \rho_{a,u} C^2 r^2 \left| \frac{\partial w}{\partial r} - \frac{w}{r} \right| \quad (3.12)$$

onde C é uma constante determinada experimentalmente, tendo sido mencionado pelos autores como sendo 0,034.

#### Fase partículas

$$\rho_p \left[ u_p \frac{\partial u_p}{\partial x} + v_p \frac{\partial u_p}{\partial r} \right] = - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu_p \nabla^2 u_p + \rho_p A_D (u - u_p) \quad (3.13)$$

$$\rho_P \left[ u_P \frac{\partial v_P}{\partial x} - \frac{w_P^2}{r} + v_P \frac{\partial v_P}{\partial r} \right] = - \frac{\partial f^r}{\partial r} + \mu_P \left[ \nabla^2 v_P - \frac{v_P}{r^2} \right] + \rho_P A_D (v - v_P) \quad (3.14)$$

$$\rho_P \left[ u_P \frac{\partial w_P}{\partial x} - \frac{v_P w_P}{r} + v_P \frac{\partial w_P}{\partial r} \right] = \mu_P \left[ \nabla^2 w_P - \frac{w_P}{r^2} \right] + \rho_P A_D (w - w_P) \quad (3.15)$$

Equação da continuidade:  $\frac{\partial u_P}{\partial x} + \frac{v_P}{r} + \frac{\partial v_P}{\partial r} = 0 \quad (3.16)$

Condições de contorno:  $r = 0 \quad \frac{\partial u_P}{\partial r} = \frac{\partial v_P}{\partial r} = \frac{\partial w_P}{\partial r} = 0$

$$r = R_P \quad u_P = v_P = w_P = 0$$

onde

$$A_D = 3/4 C_D \text{Re}_P \frac{\mu}{\rho_s D_P^2} \quad (3.17)$$

No equacionamento da fase partículas foi dado um tratamento similar ao de um fluido e, assim, aparece o termo de pressão que deve ser encarado como a pressão parcial da fase, conforme sugerido por White [118], enquanto o termo viscoso representa as interações partícula-partícula, de acordo com o proposto por Soo [119].

### Solução Numérica

A solução numérica destas equações foi obtida utilizando-se o algoritmo SIMPLE [120], onde as equações discretizadas foram obtidas pela integração das equações diferenciais no volume de controle, usando-se o esquema "power-law". As equações discretizadas foram então resolvidas iterativamente usando-se o TDMA linha a linha e sub-relaxações. Os programas desenvolvidos em Fortran 77 foram executados em uma estação de trabalho autônoma SUN.

O diâmetro médio da partícula utilizado foi anteriormente determinado no Capítulo II para as esferas de vidro. A expressão

utilizada para o coeficiente de arraste, bem como o valor adotado para a viscosidade da fase partícula, encontram-se no Anexo A. Os domínios de cálculo, um para o ciclone operando apenas com ar e um para ar e partículas, bem como a discretização das equações e a sequência de iterações, encontram-se no Anexo C.

Os dados de entrada utilizados para o fluido foram aqueles obtidos experimentalmente, no entanto, não se dispunha de dados a respeito da velocidade das partículas na entrada do ciclone. Assim, simulou-se numericamente o que ocorria no trecho de transporte pneumático horizontal existente entre a alimentação de sólidos e a entrada do ciclone, que pode ser visto em detalhe na Figura 3.10.

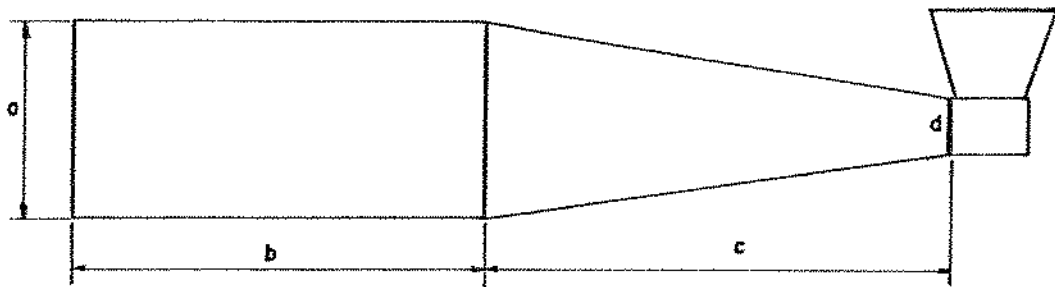


FIGURA 3.10 - Trajeto de transporte pneumático horizontal do sistema. Medidas em mm.  $a = 250$ ,  $b = 520$ ,  $c = 600$ ,  $d = 75$ .

Para esta simulação admitiu-se o escoamento unidimensional como é usual em transporte pneumático horizontal ou vertical [3, 43], bem como considerou-se o fato da seção transversal ser variável. As equações discretizadas foram obtidas conforme descrito no início desse item e a solução foi obtida usando-se o TDMA em um domínio de cálculo de 52 pontos.

Assim,

#### Fase gás

$$u_n = \rho_{n-1}^* u_{n-1} A_{t,n-1} / \rho_n^* A_{t,n} \quad (3.18)$$

sendo,  $\rho_{a,u}^* = \rho_{a,u} (A_t - A_{op}) / A_t$  e  $A_{op} = \dot{m}_p / (\rho_p u_p)$



## Fase partícula

$$\rho_P \left( u_P \frac{du_P}{dx} \right) = \rho_P A_D (u - u_P) \quad (3.19)$$

onde,

$$\rho_P = \dot{m}_P / u_P A_t \quad (3.20)$$

A entrada tangencial do ciclone, portanto, tridimensional, foi simulada por uma entrada anular com uma pequena velocidade radial, sendo a velocidade tangencial introduzida gradualmente até a décima iteração, quando atingia então o seu valor real na entrada, conforme proposto por Zhou e Soo [110].

Os dados de entrada utilizados encontram-se na Tabela C.1 do anexo C.

## Resultados

As Figuras 3.11 e 3.12 apresentam as curvas numérica e experimental para velocidade tangencial e vertical do ar puro e com partículas, respectivamente. Para o ponto 2 (mostrado na Figura 3.1), essas curvas estão concentradas na Figura 3.13 para fins de comparação.

Observando-se as Figuras 3.11 e 3.12 verifica-se que tanto para o ar puro como com esferas de vidro, a velocidade tangencial do fluido obtida numericamente é menor do que a experimental. Enquanto que para a velocidade vertical, também nos dois casos, há uma boa concordância quando o fluxo é descendente, havendo um distanciamento crescente em direção ao centro no fluxo ascendente. O mesmo ocorre quando o ar é aquecido, o que pode ser verificado pela observação da Figura 3.14.

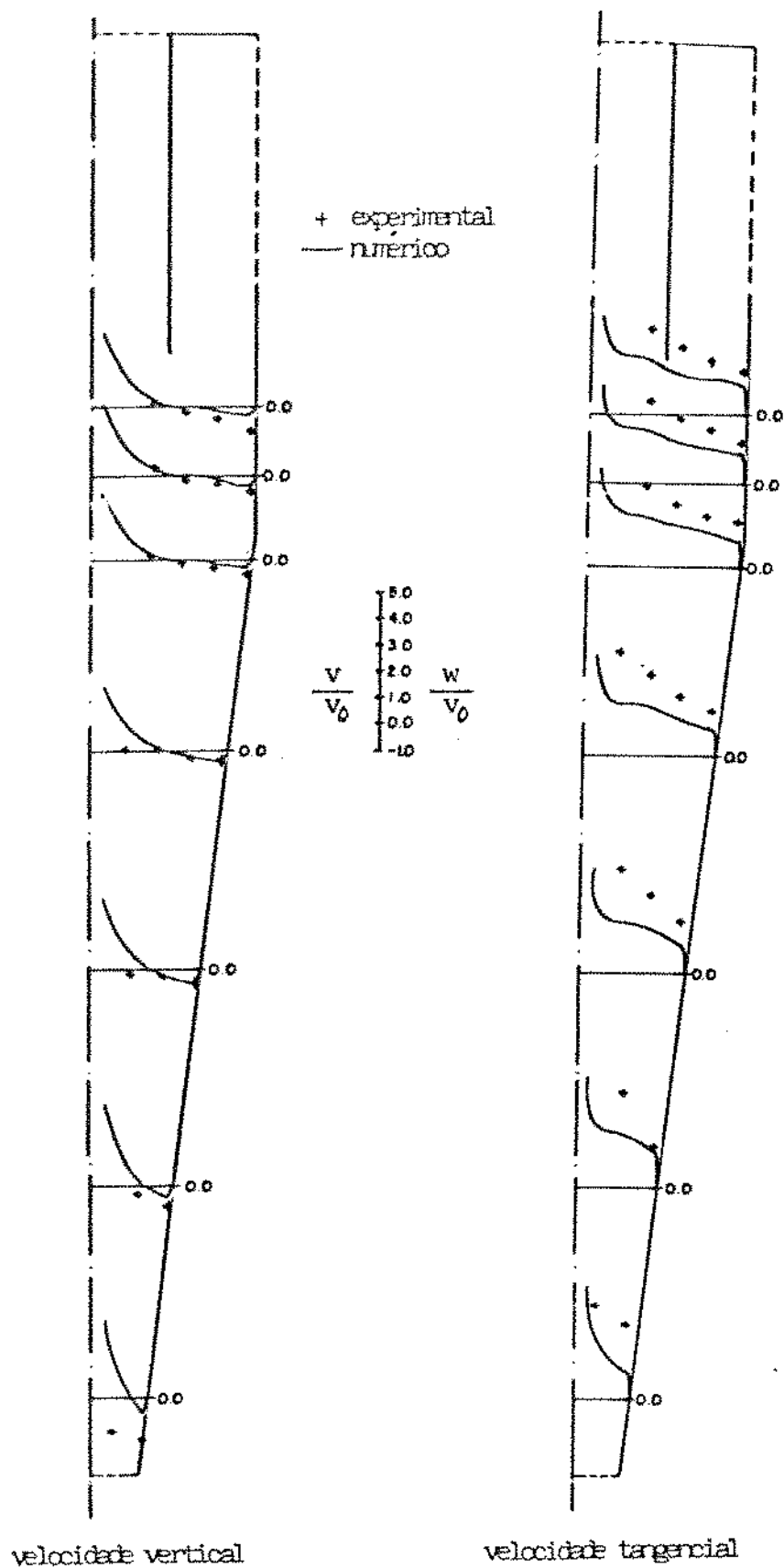


FIGURA 3.11 - Perfil de velocidades experimental e numérico no ciclone operando apenas com ar.  $v_0 = 6,3$  m/s.

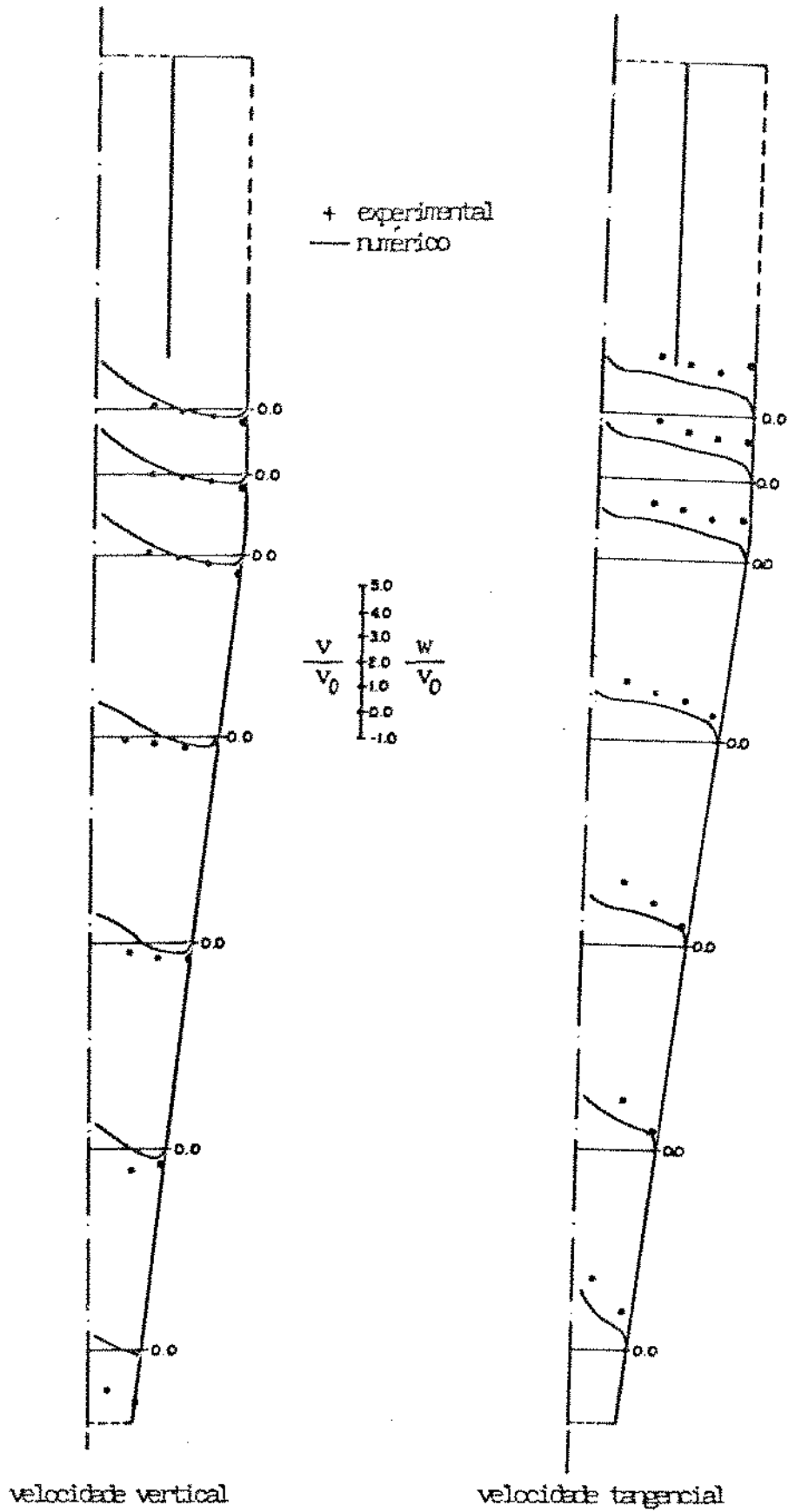


FIGURA 3.12 - Perfil de velocidades experimental e numérico no ciclone operando com esferas de vidro.  $v_0 = 6,3 \text{ m/s}$ .

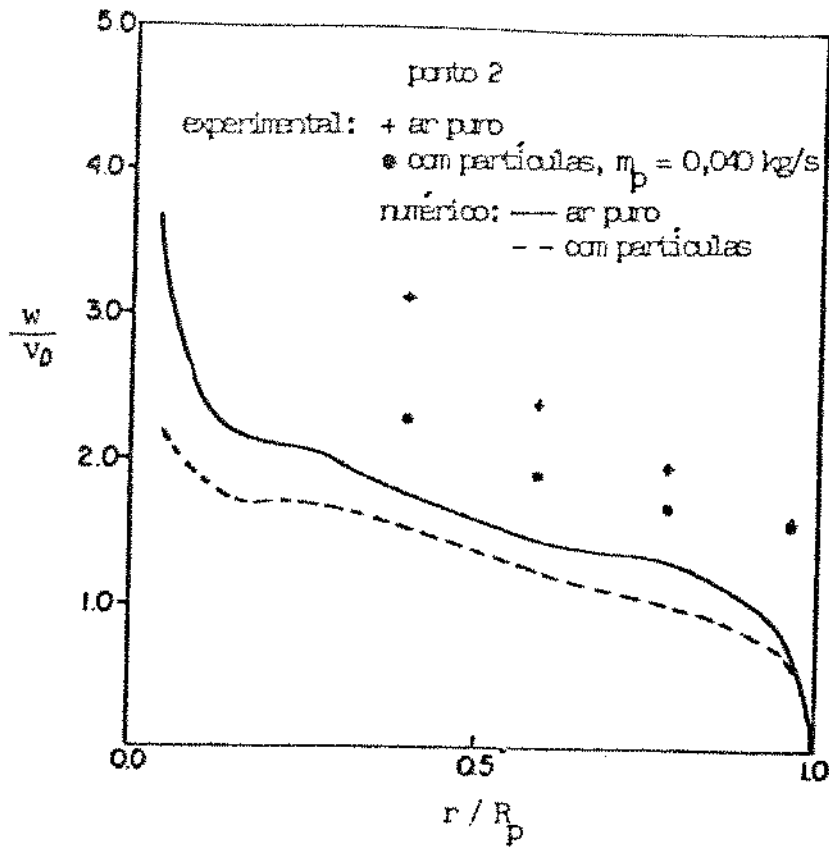


FIGURA 3.13 - Efeito da concentração de partículas na velocidade tangencial experimental e numérica.

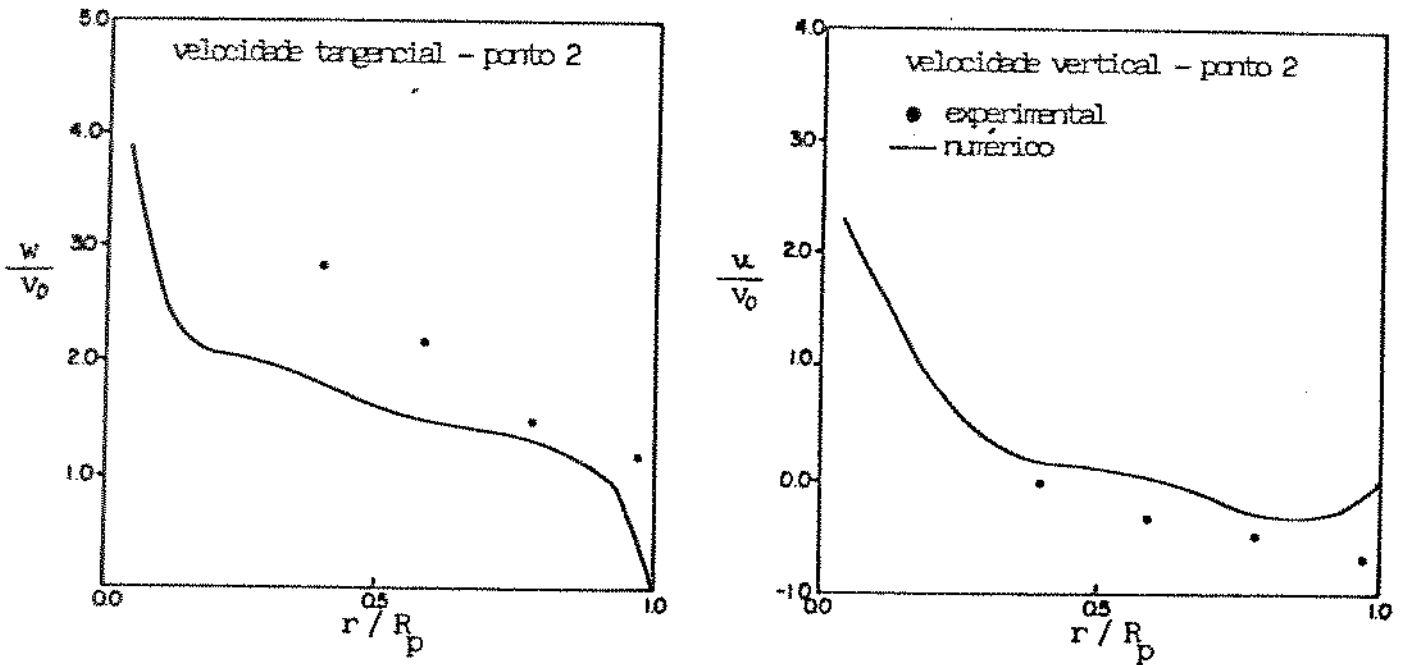


FIGURA 3.14 - Perfil de velocidades experimental e numérico a alta temperatura.  $v_0 = 8,2 \text{ m/s}$  e  $T_{aq} = 158,9^\circ\text{C}$ .

Comparando-se os resultados obtidos para o ar puro com os encontrados na literatura, verificou-se que Davidson [116] obteve boa concordância para a componente vertical, apresentou, no entanto, valores numéricos para a componente tangencial maiores do que os experimentais, cabe ressaltar que os resultados experimentais utilizados na comparação alcançavam valores muito maiores do que os obtidos no presente trabalho. Boysan et alii [80], utilizando modelo turbulento, obtiveram boa concordância tanto para a velocidade vertical como para a velocidade tangencial, este resultado, entretanto, foi apresentado para um único ponto. Zhou e Soo [110], que utilizaram modelo turbulento e o resolveram usando o algoritmo SIMPLE, obtiveram boa concordância para a velocidade vertical exceto próximo ao centro, onde a velocidade experimental era menor do que a numérica. Para a componente tangencial, estes autores obtiveram boa concordância até o seu valor máximo pois, a partir desse ponto, a velocidade obtida numericamente foi sempre menor do que a experimental, isto ocorreu na parte cilíndrica e até  $1/3$  da parte cônica, nos  $2/3$  restantes a velocidade tangencial numérica era sempre menor. Os demais autores citados não apresentaram resultados para a parte inferior da parte cônica. Não existe na literatura disponível trabalhos que comparem perfis numéricos do fluido com partículas com perfis experimentais, sendo assim, não foi possível comparar os resultados obtidos no presente trabalho para este tipo de teste.

A princípio, os resultados obtidos no presente trabalho estariam aquém daqueles da literatura, no entanto, constatou-se que nos trabalhos comparados o ciclone utilizado era de entrada tangencial direta, enquanto o aqui utilizado tem entrada em voluta, o que permite atingir valores de velocidade tangencial bem maiores. Levando em conta esse fato, comparou-se a velocidade tangencial do ar obtida nos dois domínios de cálculo reportados no Anexo C, um com entrada tangencial direta e outro que simulava parcialmente a voluta, tais curvas são mostradas na Figura 3.15, para o ponto 2 (referenciado na Figura 3.1).

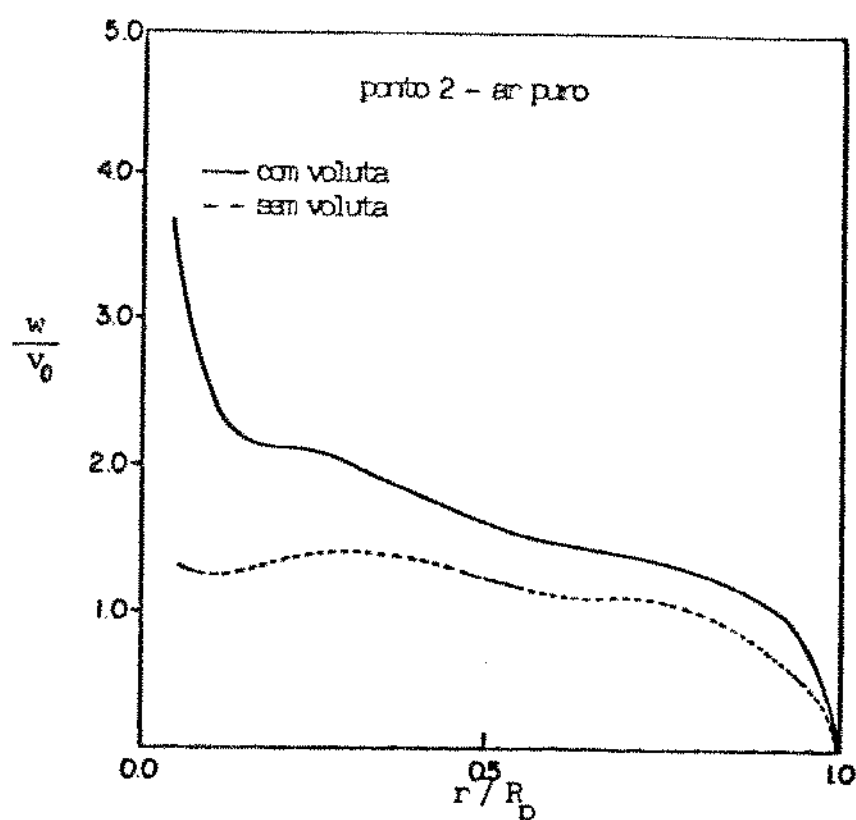


FIGURA 3.15 - Influência da simulação da voluta no perfil de velocidade tangencial.  $v_0 = 6,3$  m/s.

A observação destas curvas demonstra que mesmo apenas simulando parcialmente a entrada em voluta, os resultados obtidos para velocidade tangencial são bem maiores, indicando que para comparação com resultados experimentais obtidos em ciclone deste tipo, é necessário simular completamente a voluta. Para um estudo hidrodinâmico do fluido puro, este não seria um grande fator complicador, mas assim se torna quando o interesse é estudar o escoamento com partículas, pois daí seria necessário estimar a concentração de sólidos no interior da voluta. Evidentemente, isso não é necessário se se dispuser de um algoritmo que forneça a variação da concentração de sólidos com as coordenadas espaciais. Sendo possível obter o campo de concentrações numericamente, através da solução da equação da continuidade para a fase sólida, o próprio modelo proposto poderia ser alterado, não precisando mais conter, necessariamente, o termo viscoso, desaparecendo o de pressão para a fase partícula e devendo conter um termo de atrito partícula-parede.

## CAPÍTULO IV

### TRANSFERÊNCIA DE CALOR NO CICLONE

A transferência de calor no ciclone foi estudada experimentalmente, determinando-se o perfil de temperatura do ar, puro e com partículas. Propôs-se, também, um equacionamento teórico, o qual foi resolvido numericamente, sendo estes resultados comparados com aqueles obtidos experimentalmente.

#### ESTUDO EXPERIMENTAL

##### Montagem Experimental

A montagem experimental utilizada foi a mesma descrita no Capítulo III, tendo-se feito uso de isolamento, composto de lã de rocha e revestimento de alumínio corrugado, a partir do aquecedor, conforme pode ser observado na Figura 4.1. O aquecedor foi montado em chapa de aço carbono contendo 17 resistências elétricas, marca Anluz, de 2 kW cada uma. A potência total foi calculada considerando-se uma vazão de  $10 \text{ m}^3/\text{min}$  e uma temperatura de aquecimento de  $150^\circ\text{C}$ , que corresponde à temperatura dos gases de escape de uma caldeira que possua recuperador de calor.

##### Metodologia

##### Aspectos Gerais

Tanto para a determinação do perfil de temperatura no interior do ciclone como para os experimentos de secagem propriamente ditos foram medidas:

- a) as temperaturas de bulbo úmido e bulbo seco do ar ambiente com um psicrômetro com ventoinha, marca Hidrologia. Menor divisão dos termômetros:  $0,2^\circ\text{C}$ ;
- b) as temperaturas do ar na saída do aquecedor e na saída de gás do ciclone, esta última foi medida em um único ponto devido à constância

encontrada no fluxo ascendente; e

c) as temperaturas de entrada e saída dos sólidos, no centro do silo do alimentador e do recipiente coletor devidamente isolado.

As temperaturas dos itens b e c foram medidas com termopares tipo T, com proteção de aço inoxidável, marca Iope, conectados a um termômetro digital marca Fluke, tipo 2100A, através de uma chave seletora multiponto, marca Fluke, tipo 2150A. Estes termopares foram calibrados previamente à sua instalação no sistema.

Antes de qualquer medição, o sistema era mantido ligado até atingir o regime permanente, o qual era obtido quando o termopar colocado em um ponto estratégico da parede sólida do ciclone indicava temperatura constante. A colocação deste termopar foi necessária uma vez que os termopares que mediam a temperatura do ar próximo à parede, em diferentes pontos, indicavam que o ar alcançava rapidamente um estado quase-permanente, o que não ocorria com a parede. No caso de experimentos com partículas, primeiramente era atingido o regime permanente apenas com ar e depois um novo regime com passagem de partículas.

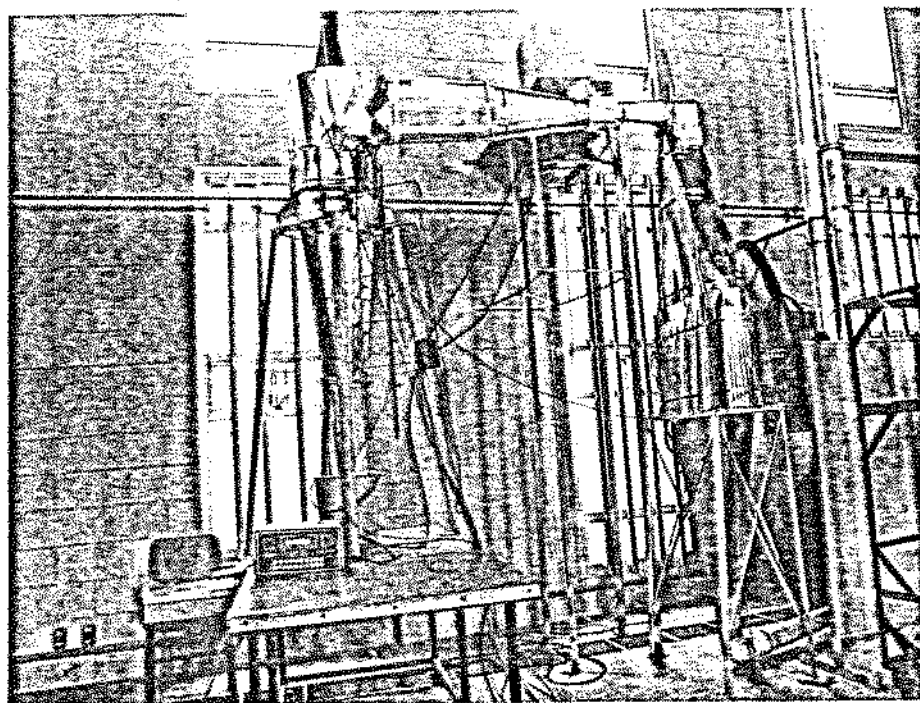


FIGURA 4.1 - Vista da montagem experimental com isolamento térmico.



## Perfil de Temperatura

O perfil de temperatura do ar no interior do ciclone foi obtido fazendo-se as medições de temperatura ao longo do diâmetro, desde a parede até o centro (a 0,5; 1,0; 1,5; 2,0; 3,0; 4,0; 6,0; 8,0; 10,0; 12,5; e 15,5 cm da parede, na parte cilíndrica), em sete níveis ao longo da altura do ciclone. Foram utilizados os mesmos orifícios anteriormente utilizados para a determinação do perfil de velocidades. Estas temperaturas foram medidas da mesma forma que a temperatura do ar de saída do aquecedor descrita anteriormente. O refinamento da distância entre os pontos de medida próximos à parede foi feita tendo em vista que um estudo preliminar [121] demonstrou uma grande variação de temperatura neste trecho.

Para o ciclone operando apenas com ar, o perfil de temperatura foi obtido utilizando-se duas diferentes temperaturas de aquecimento (98,1°C e 164,8°C); quando operado com esferas de vidro, utilizou-se uma única temperatura de aquecimento (159,7°C).

### Resultados e Discussão

Os dados de vazão de ar para cada teste, bem como as temperaturas medidas em cada ponto, encontram-se nas Tabelas B.5 a B.8 do Anexo B.

A Figura 4.2 apresenta o perfil de temperatura do ar para as duas temperaturas de aquecimento estudadas, enquanto a Figura 4.3 mostra a influência da presença de partículas no escoamento no perfil de temperatura do ar.

Observando-se a Figura 4.2 verifica-se que, como era esperado, a maior variação de temperatura ocorre próxima à parede do ciclone, onde efetivamente está se dando a perda de calor. Ao longo de todo o ciclone, a temperatura da região central correspondente ao fluxo ascendente apresenta temperaturas menores, o que também era esperado, tendo em vista que o ar desce em contato com a parede, perdendo calor, e sobe pela região central.

A perda de calor, calculada a partir dessas medidas experimentais, é pequena, praticamente desprezível para a menor temperatura de aquecimento, em torno de 1,8%; enquanto para a maior temperatura de aquecimento obteve-se um valor em torno de 10,9%.

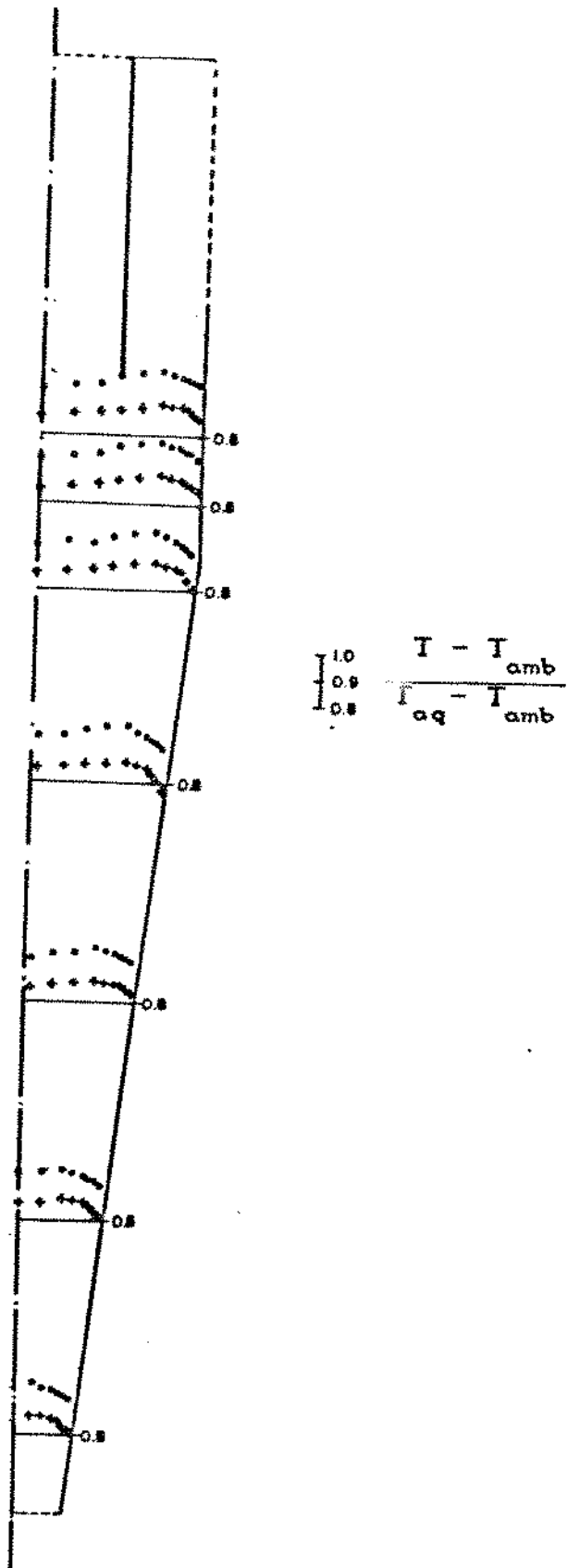


FIGURA 4.2 - Perfil experimental de temperatura no ciclone operado apenas com ar. (•)  $v_D = 7,1$  m/s e  $T_{aq} = 98,1$  °C; (+)  $v_D = 7,6$  m/s e  $T_{aq} = 164,8$  °C.

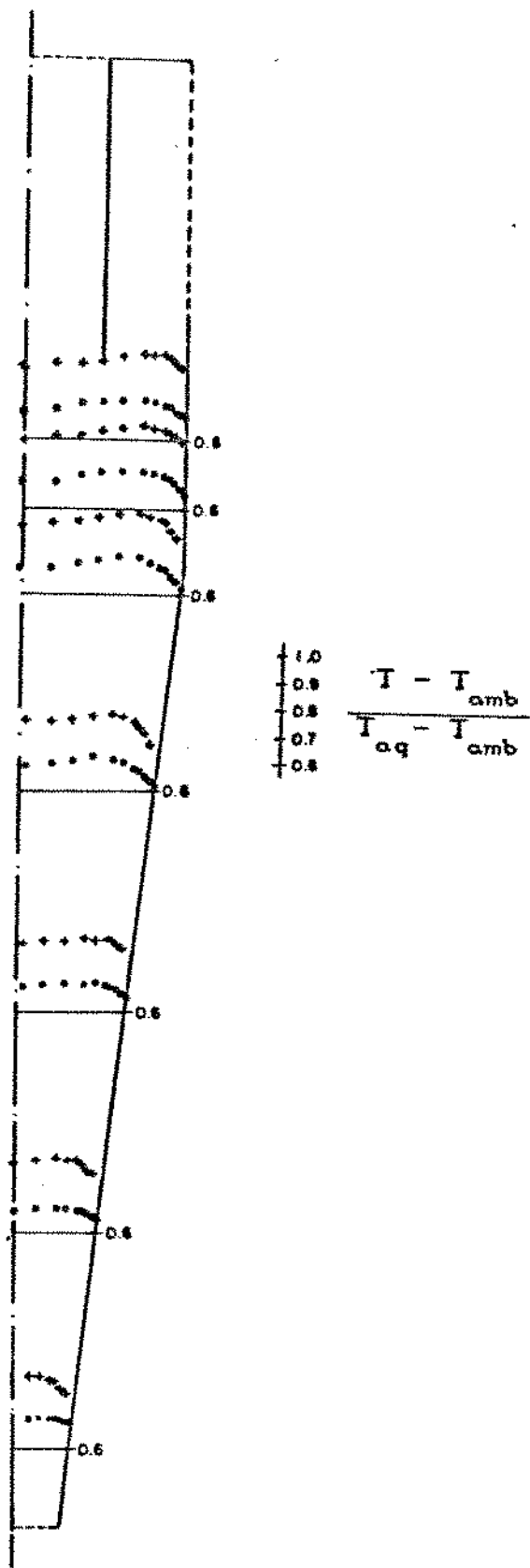


FIGURA 4.3 -Perfil experimental de temperatura do ar no ciclone operado com esferas de vidro.  $v_0 = 7,7$  m/s e  $T_0 = 159,7^\circ\text{C}$ .  
 (●) com partículas ( $m_p = 0,0072^0$  kg/s) (+) ar<sup>aq</sup> puro.

Na Figura 4.3 observa-se que a presença de partículas não altera significativamente a forma do perfil de temperatura do ar, exceto próximo à parede, onde ocorre uma maior variação, indicando assim que as partículas devem estar mesmo junto à parede, confirmando a hipótese admitida no modelo hidrodinâmico no Capítulo III.

Não foi possível comparar os resultados obtidos para o perfil de temperatura com outros autores, tendo em vista que esses dados são inexistentes na literatura atual. Estudos experimentais de transferência de calor no ciclone se restringem, basicamente, aos realizados por Szekely e Carr [107] e Flick et alii [122]. No primeiro trabalho, os autores não utilizaram uma corrente gasosa como meio de aquecimento das partículas e, sim, aqueceram eletricamente as paredes do ciclone, obtendo assim coeficientes de transferência de calor parede-partículas. Enquanto no segundo trabalho, os autores utilizaram ar aquecido e uma batelada de sólidos e, através de balanços globais de transferência de calor, obtiveram coeficientes de transferência de calor ar-partículas.

O tempo de residência das esferas de vidro no ciclone foi quase suficiente para que estas atingissem a temperatura do fluido. Assim, obteve-se na saída, para o fluido,  $T_a = 121,5^\circ\text{C}$  e para as esferas de vidro,  $T_p = 119,2^\circ\text{C}$ .

## MODELAGEM TEÓRICA

### Modelos da Literatura

Os modelos para a transferência de calor gás-partículas no interior do ciclone foram desenvolvidos, basicamente, apenas por Nebra [3], Fedosov et alii [4] e Lebedev et alii [81].

Todos estes autores admitiram solução de partícula isolada, ou seja, acompanharam a trajetória da partícula e obtiveram os valores de temperatura ponto a ponto através de balanço de calor, considerando a perda de calor para o ambiente.

### Modelo Proposto

Considerando-se as mesmas hipóteses admitidas para o modelo

hidrodinâmico e que a transferência de calor é controlada pelas condições externas, ou seja, na superfície da partícula, sendo que dentro da mesma a temperatura tem o mesmo valor em todos os pontos, equivalente a dizer que as partículas têm condutibilidade térmica infinita, propõe-se as seguintes equações para a transferência de calor entre ar e partículas secas:

#### Fase gás

$$\rho_{a,u} \left[ u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial r} \right] = \alpha_t \nabla^2 T - \left[ \frac{A}{V} \right]_p h (T - T_p) \frac{1}{C_{p,a,u}} \quad (4.1)$$

Condições de contorno:  $r = 0 \quad \frac{\partial T}{\partial r} = 0$

$$r = R_p \quad \alpha_t \frac{\partial T}{\partial n} = U(T_v - T_{amb})$$

onde: 
$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{CN} + h_r} + \frac{l_{is}}{k_{is}} + \frac{l_v}{k_v}$$

$$\alpha_t = \mu_{eff} / Pr_t \quad e \quad Pr_t = 0,9$$

#### Fase partículas

$$\rho_p C_{p,p,u} \left[ u_p \frac{\partial T_p}{\partial x} + v_p \frac{\partial T_p}{\partial r} \right] = \left[ \frac{A}{V} \right]_p h (T - T_p) \quad (4.2)$$

Condições de contorno:  $r = 0 \quad \frac{\partial T_p}{\partial r} = 0$

$$r = R_p \quad \frac{\partial T_p}{\partial r} = 0$$

onde  $\left[ \frac{A}{V} \right]_p = a_p \rho_p \quad e \quad a_p = \frac{6}{\rho_s D_p}$

#### Solução Numérica

Como no caso do estudo hidrodinâmico, aqui também se utilizou o algoritmo SIMPLE com as mesmas observações, sendo que na discretização da equação de temperatura das partículas utilizou-se o esquema "upwind". No Anexo C, encontra-se o detalhamento da simulação.

Os dados de entrada no ciclone foram obtidos através da simulação numérica da transferência de calor na parte pneumática horizontal do sistema, tendo em vista que as medidas de temperatura inicial do ar e das partículas eram anteriores a esta parte. nesta simulação utilizou-se o mesmo procedimento adotado para o estudo hidrodinâmico.

Assim,

#### Fase gás

$$\rho_{a,u} C_{p,a,u} \left( u \frac{dT}{dx} \right) = k \frac{d}{dx} \left( \frac{dT}{dx} \right) - \left( \frac{A}{V} \right)_p h (T - T_p) - \left( \frac{A}{V} \right)_{amb} U (T - T_{amb}) \quad (4.3)$$

onde  $\left( \frac{A}{V} \right)_{amb}$  = relação área/volume de troca de calor com o ambiente.

#### Fase partículas

$$\rho_p C_{p,p,u} \left( u_p \frac{dT_p}{dx} \right) = \left( \frac{A}{V} \right)_p h (T - T_p) \quad (4.4)$$

Os coeficientes de transferência de calor por convecção natural e ar-partículas, bem como as propriedades físicas do ar e das esferas de vidro utilizados na simulação, encontram-se no Anexo A.

Os dados de entrada utilizados em cada um dos testes encontram-se na Tabela C.2 do Anexo C. Os dois domínios de cálculo utilizados, para o ar puro e para o ar com partículas, são os mesmos já referenciados no Capítulo III.

#### Resultados e Discussão

As Figuras 4.4 e 4.5 apresentam o perfil numérico e experimental de temperatura do ar para a menor e maior temperatura estudada, respectivamente; enquanto a Figura 4.6 mostra o perfil de temperatura do ar, numérico e experimental, quando este troca calor com esferas de vidro no interior do ciclone.

Observando-se a Figura 4.4, verifica-se uma boa concordância

entre os perfis de temperatura obtidos numericamente e experimentalmente. Enquanto na Figura 4.5, a concordância ocorre na forma, mas não nos níveis de temperatura alcançados. O fato do perfil de temperatura numérico estar sempre acima daquele obtido experimentalmente, indica que a perda de calor real é maior do que aquela simulada numericamente. Isto em parte pode ser atribuído ao fato de se utilizar, no cálculo dos coeficientes de transferência de calor por convecção natural, correlações experimentais obtidas para temperatura de parede constante, ou ainda, a possibilidade do valor da condutibilidade térmica do material isolante fornecido pelo fabricante estar superestimado; bem como não se pode descartar a possibilidade das medidas experimentais estarem superdimensionadas, tendo em vista o revestimento metálico dos termopares.

Uma vez que a perda de calor obtida numericamente é desprezível, optou-se por considerar a parede do ciclone como adiabática, no caso do ar escoando com partículas. A curva assim obtida para o perfil de temperatura do ar é mostrada na Figura 4.6, juntamente com o perfil obtido experimentalmente. Observa-se que aqui também ocorre um distanciamento entre o perfil numérico e o experimental, indicando que, além da perda não computada numericamente, o coeficiente de troca de calor ar-partículas também está subestimado, o que é bem provável, tendo em vista que não se dispõe de correlações para o coeficiente de transferência de calor específicas para ciclone. A temperatura obtida numericamente de saída do ar foi de  $153,3^{\circ}\text{C}$ , tendo a partícula atingido  $102^{\circ}\text{C}$ , quando se duplica o coeficiente de troca de calor ar-partículas, estas temperaturas chegam a  $151,2^{\circ}\text{C}$  e  $130^{\circ}\text{C}$ , respectivamente. Isto demonstra a sensibilidade da resolução numérica aos valores do coeficiente de transferência de calor ar-partículas.

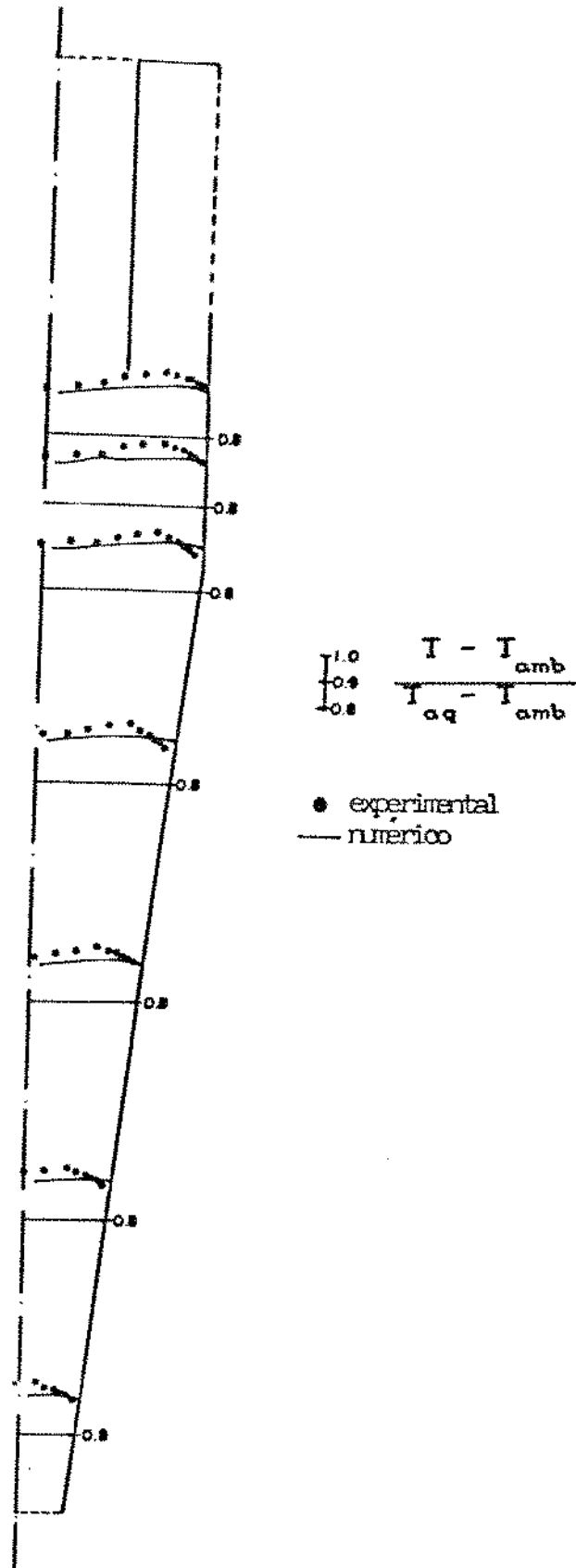


FIGURA 4.4 - Comparação entre o perfil numérico e experimental de temperatura do ar.  $v_o = 7,1 \text{ m/s}$  e  $T_{aq} = 98,1^\circ\text{C}$ .



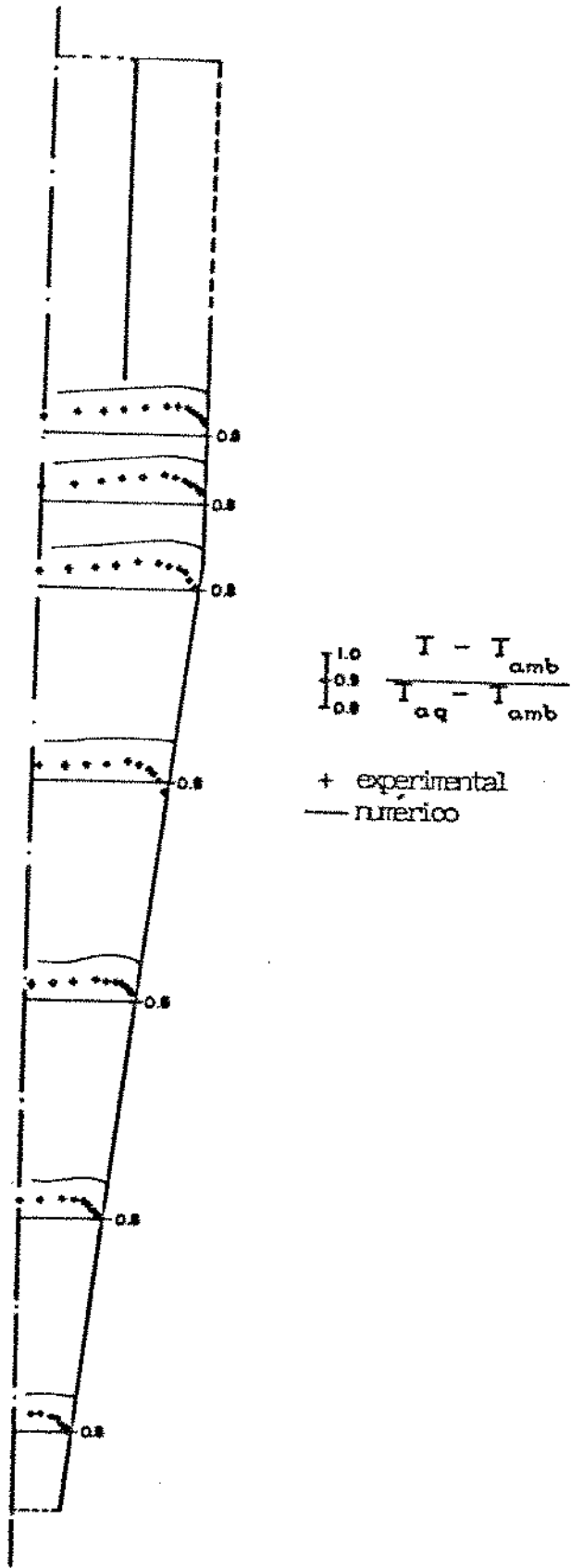


FIGURA 4.5 - Comparação entre o perfil numérico e experimental de temperatura do ar.  $v_o = 7,6 \text{ m/s}$  e  $T_{aq} = 164,8^\circ\text{C}$ .

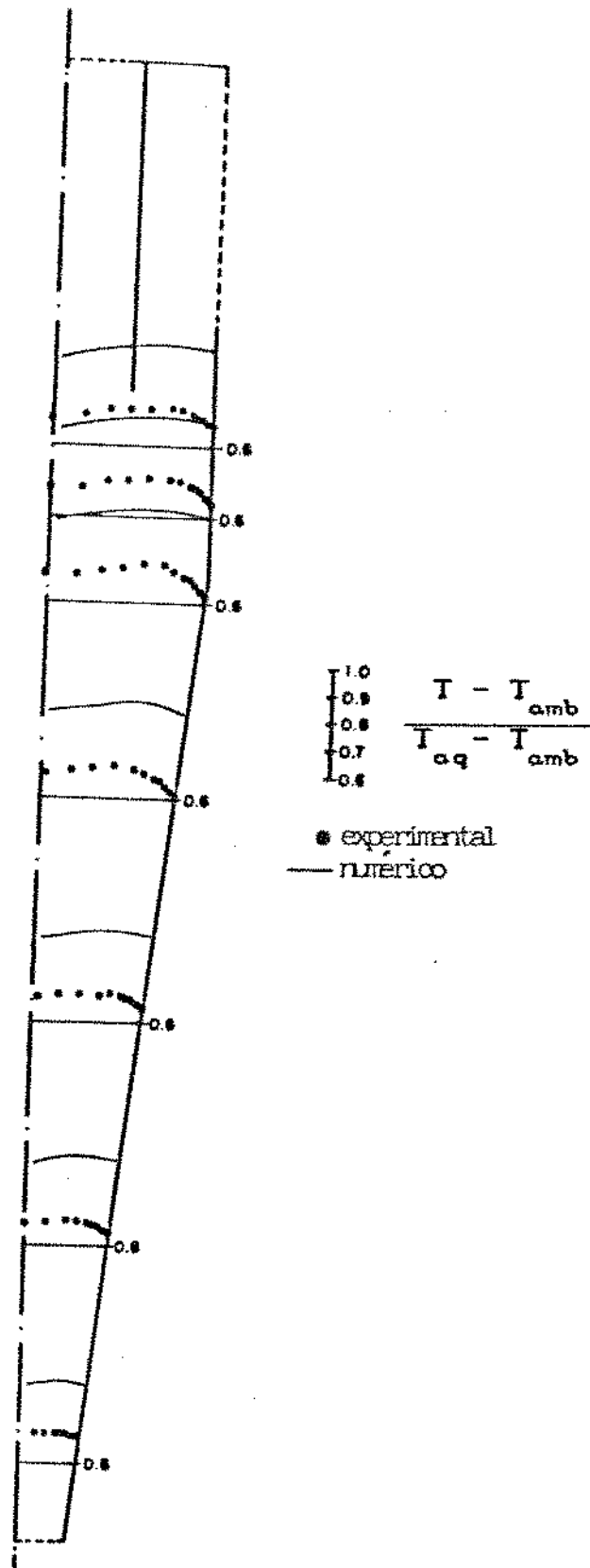


FIGURA 4.6 - Comparação entre o perfil numérico e experimental de temperatura do ar no ciclone operando com esferas de vidro.  $v_0 = 7,7$  m/s;  $T_{aq} = 159,7^\circ\text{C}$  e  $m_p = 0,0072$  kg/s.

## CAPÍTULO V

### SECAGEM CICLÔNICA DE BORRA DE CAFÉ

#### ESTUDO EXPERIMENTAL

##### Metodologia

Os experimentos de secagem de borra de café foram realizados na montagem experimental já descrita no Capítulo IV.

Foram realizados seis testes de secagem, utilizando-se uma única vazão de ar, duas temperaturas de aquecimento e 3 concentrações de sólidos.

Na entrada e na saída de borra de café foram medidas as temperaturas do material com termopares, conforme descrito no item "Aspectos Gerais" do Capítulo IV, bem como foram retiradas amostras para determinação de umidade. Estas amostras foram imediatamente colocadas em sacos plásticos para se evitar perda ou ganho de umidade.

Para a análise da transferência de calor e massa procedeu-se aos balanços de energia e massa, conforme o equacionamento abaixo.

##### Balanco integral de energia

$$\dot{m}_a (C_{p_a} + C_{p_v} Y_a) \Delta T_a = \dot{m}_p (X_{p,e} - X_{p,s}) \Delta H + \dot{m}_p (C_{p_p} + C_{p_{ag}} X_p) \Delta T_p + Q_p \quad (5.1)$$

onde:

$\Delta H$  é a variação de entalpia devido à vaporização da água à temperatura dos sólidos e seu aquecimento até a temperatura do ar de saída; e

$$\Delta T_a = (T_{a,e} - T_{a,s}) \quad ; \quad \Delta T_p = (T_{p,s} - T_{p,e})$$

##### Balanco integral de massa

$$\dot{m}_p (X_{p,e} - X_{p,s}) = \dot{m}_a (Y_{a,e} - Y_{a,s}) \quad (5.2)$$

## Eficiência térmica

A eficiência térmica do processo de secagem foi obtida utilizando-se a definição proposta por Strumillo e Kudra [34], ou seja, como sendo a razão entre a queda de temperatura do ar verificada no processo de secagem e o aumento de temperatura no processo de aquecimento prévio do mesmo. Assim,

$$\eta = \frac{T_e - T_s}{T_e - T_{amb}} \quad (5.3)$$

Por outro lado, a eficiência térmica máxima é definida como a razão entre a máxima queda de temperatura possível, ou seja, que ocorreria no processo de secagem adiabática se o ar saísse saturado do secador, e o aumento de temperatura no processo de aquecimento prévio do ar. Então,

$$\eta_{max} = \frac{T_e - T_{sat}}{T_e - T_{amb}} \quad (5.4)$$

Um exemplo de como obter a eficiência térmica e a eficiência térmica máxima utilizando-se o diagrama de Mollier, é apresentado no Anexo A.

## Tempo de secagem

O tempo de secagem é o próprio tempo de residência das partículas de borra de café no interior do ciclone, no entanto, este não foi obtido durante os experimentos de secagem, mas sim, em experimentos separados, tendo em vista que a metodologia adotada para esta determinação (descrita no Capítulo III) não pode ser utilizada a altas temperaturas. Sendo assim, procedeu-se à determinação do tempo de residência da borra de café a frio e em dois teores de umidade, anterior e posterior ao processo de secagem; podendo se admitir, então, que o tempo de secagem esteja entre esses dois limites.

## Resultados e Discussão

Os dados de vazão de ar de cada teste de secagem encontram-se na Tabela B.9 do Anexo B.

Os resultados obtidos nos testes de secagem são apresentados na Tabela 5.1, a seguir.

TABELA 5.1  
Resultados Experimentais da Secagem Ciclônica de Borra de Café

Teste	$m_{a,u}$ [kg/s]	$T_{a,*}$ [°C]	$T_{a,s}$ [°C]	$Y_*$	$Y_s$	$m_p$ [kg/s]	$T_{p,*}$ [°C]	$T_{p,s}$ [°C]	$X_*$	$X_s$
1	0,0911	165,4	118,9	0,0173	0,0247	0,0016	30,3	48,1	0,9531	0,5257
2	0,0902	165,0	84,2	0,0193	0,0325	0,0063	38,1	45,5	0,9461	0,7609
3	0,0907	162,9	78,2	0,0187	0,0333	0,0101	38,1	42,8	0,9461	0,8168
4	0,0950	97,4	72,6	0,0182	0,0223	0,0017	31,4	39,9	0,9820	0,7505
5	0,0952	96,1	58,5	0,0179	0,0252	0,0050	32,0	35,8	0,9820	0,8439
6	0,0953	97,7	50,1	0,0181	0,0391	0,0130	33,8	35,3	0,9820	0,8306

Observa-se na Tabela 5.1 o comportamento esperado do sistema, ou seja, para uma mesma vazão de sólidos, aumentando-se a temperatura do ar, aumenta-se a umidade retirada bem como a temperatura do sólido. Enquanto que para um mesmo nível de temperatura, aumentando-se a vazão de sólidos, aumenta-se a quantidade de energia cedida pelo ar e, conseqüentemente, a quantidade de água evaporada, que não é suficiente, no entanto, para se obter o nível de umidade final do sólido atingida quando se utilizou baixa concentração de sólidos.

É difícil comparar os resultados obtidos com outros da literatura, pois tem-se experimentos de secagem ciclônica com outros materiais, assim como se tem secagem de borra de café em outros tipos de secadores, mas não se tem dados a respeito de secagem deste material em ciclone.

Secadores ciclônicos combinados foram utilizados para secar materiais inorgânicos e polímeros, obtendo-se bons resultados [81, 83]. Enquanto um outro tipo de secador ciclônico foi utilizado para secar PVC, tendo sido recomendado para materiais sensíveis ao calor,

uma vez que a temperatura final alcançada pelo material é baixa [84].

Experimentos de secagem que utilizaram ciclone comum foram realizados por Fedosov et alli [4] que secou polímeros, por Nebra [3] que secou bagaço de cana, neste caso, o sistema de secagem estudado incluía um secador pneumático vertical; e foi verificado, embora não analisado, por Martin e Saleh [42] em secagem pneumática de carbonato de cálcio e de PVC.

A secagem de borra de café foi estudada em secador de leito fluidizado [123] e secador pneumático [124]. Estes autores, no entanto, utilizaram borra de café com teor de umidade inicial maior do que o utilizado no presente trabalho. Com o secador de leito fluidizado foi alcançado o nível de umidade desejado (33,3 % b.s.), mas o mesmo não ocorreu com o secador pneumático. Cabe ressaltar, entretanto, que o secador de leito fluidizado utilizado era em batelada, pois nas indústrias brasileiras de café solúvel, onde os secadores são contínuos não se atinge esse nível de umidade, mas sim, entre 42,85 e 81,82% de umidade, base seca [9].

A Tabela 5.2 mostra os resultados de secagem de borra de café obtidos no ciclone, em secador pneumático e em secador de leito fluidizado.

TABELA 5.2

Resultados de Secagem de Borra de Café em Diferentes Tipos de Secadores

Secador	$m_{a,u}$ [kg/s]	$T_{a,e}$ [°C]	$T_{a,s}$ [°C]	$m_p$ [kg/s]	$X_e$	$X_s$	redução de umid. [%]	$\eta$	$\eta_{max}$
ciclone	0,0911	165,4	118,9	0,0016	0,9531	0,5257	44,84	0,3384	0,8691
	0,0902	165,0	84,2	0,0063	0,9461	0,7609	19,58	0,5898	0,8686
	0,0907	162,9	78,2	0,0101	0,9461	0,8168	13,67	0,6279	0,8628
pneumat. [124]	0,0611	181,1	154,0	0,0033	1,3587	1,0190	25,00	0,1770	0,8793
	0,0739	179,7	140,0	0,0061	2,0046	1,5636	21,99	0,2617	0,8814
fluidiz. [123]	0,0743	184,0	115,0	0,0111	2,0122	1,6701	17,00	0,4423	0,8781
fluidiz. [123]	0,0238	130,0	36,8	(0,95)*	1,7857	0,3333	81,34	0,9137	0,9137

\* massa inicial = 0,95 kg de borra úmida.

Observando-se a Tabela 5.2, verifica-se que o ciclone apresenta resultados de eficiência térmica bem melhores do que o secador pneumático, bem como taxa de redução de umidade um pouco menor para vazões de sólidos média e alta e bem maior para pequenas vazões. Não deve ser comparado com o secador de leito fluidizado, uma vez que este sendo em batelada, o experimento era conduzido até se atingir o teor de umidade desejado o que ocorria em aproximadamente 14 minutos para uma massa inicial de 0,95 kg.

O tempo de residência da borra de café no interior do ciclone pode ser observado na Figura 5.1, sendo que os dados que deram origem a esta figura encontram-se na Tabela B.11 do Anexo B. Verifica-se que, exceto para um teste, o tempo de residência da borra de café, tanto úmida como já submetida a um processo de secagem, esteve sempre entre 2 e 3 segundos. Sendo assim, pode se admitir com segurança que o tempo de secagem de borra de café para a vazão de ar e para a faixa de vazão de sólidos utilizada está nesta faixa.

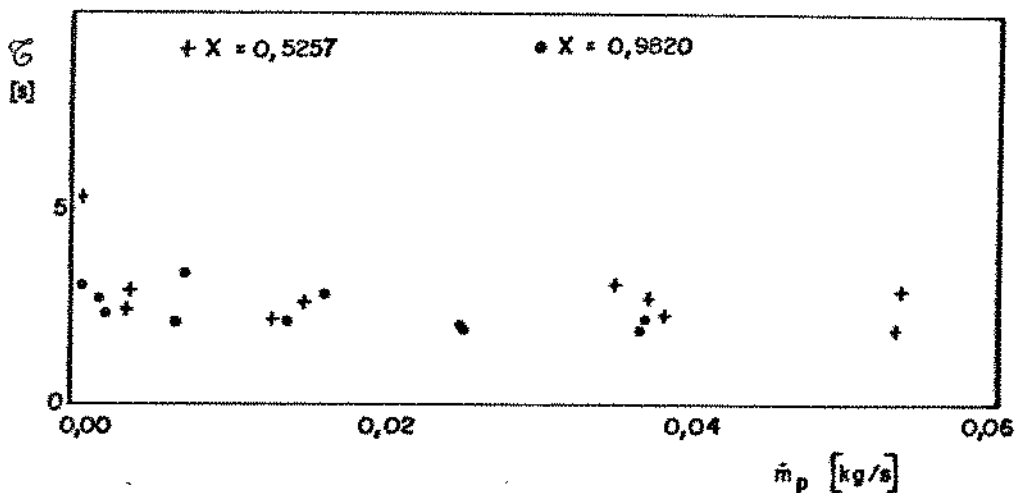


FIGURA 5.1 - Influência da vazão de sólidos e do teor de umidade no tempo de residência da borra de café no ciclone.

É interessante observar que a borra de café se comporta diferentemente das esferas de vidro no tocante à relação entre vazão de sólidos e tempo de residência, comparando-se as Figuras 3.8 e 5.1. Esta diferença poderia ser inicialmente atribuída à diferença no diâmetro e na estrutura dos materiais, no entanto, dados bem recentes [125] demonstram que a influência do diâmetro, da forma e da estrutura

do material tem pouca influência no tempo de residência, no entanto, a densidade do sólido exerce papel preponderante. É isto o que aqui se observa, pois as esferas de vidro possuem densidade, mais do que duas vezes maior que a borra de café, conforme os resultados apresentados no Capítulo II.

## MODELAGEM TEÓRICA

### Modelos da Literatura

Os autores que propuseram modelos para a transferência de calor no interior do ciclone, citados no Capítulo IV: Nebra [3], Fedosov et alli [4] e Lebedev et alli [81], o fizeram porque, na realidade, estavam estudando a secagem.

Então, como já foi mencionado no capítulo anterior, estes autores admitiram solução de partícula isolada e acompanharam a trajetória da partícula, obtendo os valores de temperatura e umidade ponto a ponto.

### Modelo Proposto - Ciclone

Apresenta-se, a seguir, o modelo completo para secagem no ciclone, incluindo, então, as equações e as hipóteses admitidas no estudo hidrodinâmico e de transferência de calor.

Assim, admitindo-se que:

- o fluxo está em regime estacionário, é incompressível e axissimétrico;
- o escoamento do fluido tem viscosidade turbulenta variável  $\mu_{eff}$ ;
- o escoamento do fluido é afetado pela presença de partículas;
- o efeito da gravidade sobre o escoamento das partículas não é desprezível;
- as partículas são esféricas e se distribuem em uma camada de concentração uniforme, junto à parede do ciclone e com uma concentração muito pequena no escoamento central, calculada com base na eficiência de separação;
- a transferência de calor é controlada pelas condições externas, ou seja, na superfície da partícula; dentro da mesma a temperatura tem o mesmo valor em todos os pontos, equivalente a dizer que as partículas



têm condutibilidade térmica infinita;

- a secagem ocorre no período de velocidade constante, ou seja, um filme de água recobre a superfície da partícula e, assim, a transferência de massa também é controlada pelas condições externas, tendo cada partícula a mesma umidade em todos os seus pontos;

- é desprezível o encolhimento da partícula no processo de secagem; e

- a água contida na partícula e o vapor contido no ar têm a mesma velocidade do material sólido seco e do ar seco, respectivamente, propõe-se as seguintes equações em coordenadas cilíndricas:

#### Conservação de momentum

##### Fase gás

$$\rho_{a,u} \left( u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial r} \right) = - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu_{eff} \nabla^2 u - \rho_p A_D (u - u_p) \quad (3.8)$$

$$\rho_{a,u} \left( u \frac{\partial v}{\partial x} - \frac{w^2}{r} + v \frac{\partial v}{\partial r} \right) = - \frac{\partial P}{\partial r} + \mu_{eff} \left( \nabla^2 v - \frac{v}{r^2} \right) - \rho_p A_D (v - v_p) \quad (3.9)$$

$$\rho_{a,u} \left( u \frac{\partial w}{\partial x} - \frac{vw}{r} + v \frac{\partial w}{\partial r} \right) = \mu_{eff} \left( \nabla^2 w - \frac{w}{r^2} \right) - \rho_p A_D (w - w_p) \quad (3.10)$$

$$\text{Equação da continuidade: } \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{v}{r} + \frac{\partial v}{\partial r} = 0 \quad (3.11)$$

$$\text{Condições de contorno: } r = 0 \quad \frac{\partial u}{\partial r} = \frac{\partial v}{\partial r} = \frac{\partial w}{\partial r} = 0$$

$$r = R_p \quad u = v = w = 0$$

Fase partículas

$$\rho_p \left( u_p \frac{\partial u_p}{\partial x} + v_p \frac{\partial u_p}{\partial r} \right) = - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu_p \nabla^2 u_p + \rho_p A_D (u - u_p) \quad (3.13)$$

$$\rho_p \left( u_p \frac{\partial v_p}{\partial x} - \frac{w_p^2}{r} + v_p \frac{\partial v_p}{\partial r} \right) = - \frac{\partial P}{\partial r} + \mu_p \left( \nabla^2 v_p - \frac{v_p}{r^2} \right) + \rho_p A_D (v - v_p) \quad (3.14)$$

$$\rho_p \left( u_p \frac{\partial w_p}{\partial x} - \frac{v_p w_p}{r} + v_p \frac{\partial w_p}{\partial r} \right) = \mu_p \left( \nabla^2 w_p - \frac{w_p}{r^2} \right) + \rho_p A_D (w - w_p) \quad (3.15)$$

Equação da continuidade:  $\frac{\partial u_p}{\partial x} + \frac{v_p}{r} + \frac{\partial v_p}{\partial r} = 0 \quad (3.16)$

Condições de contorno:  $r = 0 \quad \frac{\partial u_p}{\partial r} = \frac{\partial v_p}{\partial r} = \frac{\partial w_p}{\partial r} = 0$

$r = R_p \quad u_p = v_p = w_p = 0$

Conservação de energia

As paredes do ciclone foram consideradas adiabáticas no estudo da secagem, tendo em vista ter sido desprezível a perda de calor obtida pela resolução numérica do modelo proposto para transferência de calor no Capítulo IV.

Fase gás

$$\rho_{a,u} \left( u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial r} \right) = \alpha_t \nabla^2 T - \left( \frac{A}{V} \right)_p h (T - T_p) \frac{1}{C_{p,a,u}} \quad (4.1)$$

Condições de contorno:  $r = 0 \quad \frac{\partial T}{\partial r} = 0$

$r = R_p \quad \frac{\partial T}{\partial r} = 0$

Fase partícula

$$\rho_p C_{p,u} \left( u_p \frac{\partial T}{\partial x} + v_p \frac{\partial T}{\partial r} \right) = \left( \frac{A}{V} \right)_p h (T - T_p) + \rho_p (H_i - C_{p,og} T_p) \times \left( u_p \frac{\partial X}{\partial x} + v_p \frac{\partial X}{\partial r} \right) \quad (5.5)$$

Condições de contorno:  $r = 0 \quad \frac{\partial T}{\partial r} = 0$

$r = R_p \quad \frac{\partial T}{\partial r} = 0$

Conservação de massa de água

Fase gás

$$\rho_a \left( u \frac{\partial Y}{\partial x} + v \frac{\partial Y}{\partial r} \right) = \alpha_m \nabla^2 Y + K_m \left( \frac{A}{V} \right)_p (Y_{sat} - Y) \quad (5.6)$$

Condições de contorno:  $r = 0 \quad \frac{\partial Y}{\partial r} = 0$

$r = R_p \quad \frac{\partial Y}{\partial r} = 0$

onde  $\alpha_m = \mu_{eff} / Sc_t$  e  $Sc_t$  na faixa de 0,7 a 1,3.

Fase partícula

$$\rho_p \left( u_p \frac{\partial X}{\partial x} + v_p \frac{\partial X}{\partial r} \right) = - K_m \left( \frac{A}{V} \right)_p (Y_{sat} - Y) \quad (5.7)$$

Condições de contorno:  $r = 0 \quad \frac{\partial X}{\partial r} = 0$

$r = R_p \quad \frac{\partial X}{\partial r} = 0$

## Modelo Proposto - Pneumático

Como já foi mencionado nos Capítulos III e IV, os dados de entrada no ciclone não são conhecidos, devendo ser obtidos a partir da simulação numérica na parte de transporte pneumático horizontal, uma vez que as medidas de temperatura e umidade do ar e dos sólidos são anteriores a esta parte e alguma secagem deve ocorrer neste trajeto. Sendo assim, apresenta-se abaixo o conjunto de equações necessárias a esta simulação, considerando-se que o sistema está em regime estacionário, o fluxo é unidimensional, sendo a seção transversal variável e que a transferência de calor e massa ocorrem de acordo com as hipóteses admitidas para o ciclone.

### Conservação de momentum

#### Fase gás

$$u_n = \rho_{n-1}^* u_{n-1} A_{t,n-1} / \rho_n^* A_{t,n} \quad (3.18)$$

#### Fase partícula

$$\rho_p \left( u_p \frac{du_p}{dx} \right) = \rho_p A_D (u - u_p) \quad (3.19)$$

### Conservação de energia

#### Fase gás

$$\rho_{a,u} C_{p,a,u} \left( u \frac{dT}{dx} \right) = k \frac{d}{dx} \left( \frac{dT}{dx} \right) - \left( \frac{A}{V} \right)_p h (T - T_p) - \left( \frac{A}{V} \right)_{amb} U (T - T_{amb}) \quad (4.3)$$

### Fase partícula

$$\rho_p C_{p,u} \left( u_p \frac{dT_p}{dx} \right) = \left[ \frac{A}{V} \right]_p h (T - T_p) + \rho_p (H_1 - C_{p,ag} T_p) \left( u_p \frac{dX}{dx} \right) \quad (5.8)$$

Conservação de massa de água

### Fase gás

$$\rho_a \left( u \frac{dY}{dx} \right) = \rho_a D \frac{d}{dx} \left( \frac{dY}{dx} \right) + K_m \left[ \frac{A}{V} \right]_p (Y_{sat} - Y) \quad (5.9)$$

### Fase partícula

$$\rho_p \left( u_p \frac{dX}{dx} \right) = - K_m \left[ \frac{A}{V} \right]_p (Y_{sat} - Y) \quad (5.10)$$

### Solução Numérica

Em primeiro lugar, procedeu-se à resolução das equações 3.18, 3.19, 4.3, 5.8 a 5.10, usando-se o TDMA para a solução das equações discretizadas com dados de entrada obtidos experimentalmente.

Os resultados obtidos para valores de saída do trajeto horizontal foram utilizados como dados de entrada para a simulação do ciclone (equações 3.8 a 3.15, 4.1, 5.5 a 5.7), que foi realizada utilizando-se o algoritmo SIMPLE, conforme já mencionado nos Capítulos III e IV. No caso da equação de umidade das partículas também se utilizou o esquema "upwind", procedimento já adotado para a temperatura das mesmas no Capítulo IV.

O diâmetro médio utilizado para a borra de café foi o determinado no Capítulo II para um teor de umidade de 43,1% b.u. No processo de simulação não foi considerado o ganho de umidade pelo ar no cálculo da sua densidade, assim a densidade do ar úmido ( $\rho_{a,u}$ ) utilizada no equacionamento contém o teor de umidade inicial do ar, ou seja, a do ar ambiente.

As correlações utilizadas para obtenção dos coeficientes de

transferência de massa, bem como o procedimento adotado para o cálculo da temperatura e pressão de saturação, encontram-se no Anexo A.

A forma adotada para a sequência de resolução numérica das variáveis encontra-se no Anexo C, assim como os dados de entrada utilizados encontram-se na Tabela C.3 desse mesmo anexo.

## Resultados e Discussão

A Tabela 5.3 apresenta os resultados obtidos na simulação numérica de um teste de secagem de borra de café, correspondente ao teste experimental número 6. Foi escolhido um teste com baixa temperatura de aquecimento uma vez que, nesse nível de temperatura, a perda de calor experimental é desprezível, conforme verificado no Capítulo IV.

TABELA 5.3

Resultados da Simulação Numérica da Secagem de Borra de Café

Teste	$m_{a,u}$ [kg/s]	$T_{a,e}$ [°C]	$T_{a,s}$ [°C]	$Y_e$	$Y_s$	$m_p$ [kg/s]	$T_{p,e}$ [°C]	$T_{p,s}$ [°C]	$X_e$	$X_s$
exp.	0,0953	97,7	50,1	0,0181	0,0391	0,0130	33,8	35,3	0,9820	0,8306
num.	0,0953	97,7	71,5	0,0181	0,0311	0,0130	33,8	41,8	0,9820	0,8921

Observando-se a Tabela 5.3 verifica-se que há um desvio de 7,3% entre o valor experimental e o numérico da umidade final dos sólidos. A discrepância é maior em relação às temperaturas, pois no modelo supõe-se que os sólidos atingirão a temperatura de saturação adiabática do ar. A simulação numérica apresentou resultados em que o ar perde menos calor e, conseqüentemente, menos água é vaporizada do produto, fortes indícios de que os coeficientes de transferência de calor e massa utilizados na resolução numérica estejam subestimados. Além disso, há um certo desbalanço de energia e massa, menor do que 5% em ambos os casos, mas que indica a necessidade de otimizar a resolução numérica.

As Figuras 5.2 e 5.3 apresentam, para a simulação do teste 6, os perfis de temperatura e umidade do ar no interior do ciclone, respectivamente. Observa-se que tanto a temperatura como a umidade apresentam perfis coerentes e estão razoavelmente dentro do

esperado, sendo, no entanto, muito pequena a variação próxima à parede, onde efetivamente se encontram as partículas, reforçando a hipótese de que as transferências de calor e massa estão subestimadas nesta região, sendo menores do que realmente acontece.

O perfil de umidade do ar é de tendência contrária ao de temperatura, como era esperado, tendo em vista que o ar desce ganhando umidade (e perdendo calor) e, assim, o fluxo ascendente apresenta umidade maior (e temperatura menor) do que o descendente.

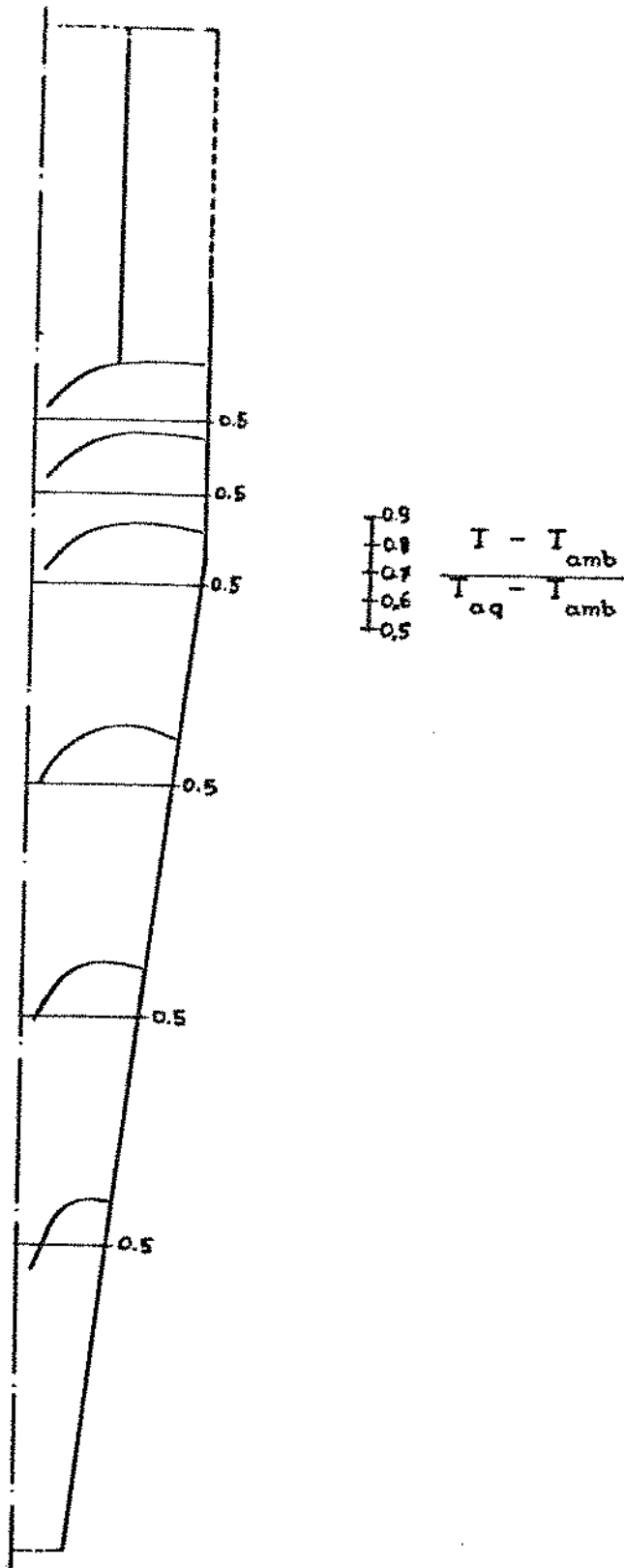


FIGURA 5.2 - Perfil numérico de temperatura do ar para o teste de secagem n<sup>o</sup> 6.  $v_o = 6,6$  m/s;  $T_{aq} = 97,7^{\circ}\text{C}$  e  $m_p = 0,013$  kg/s.



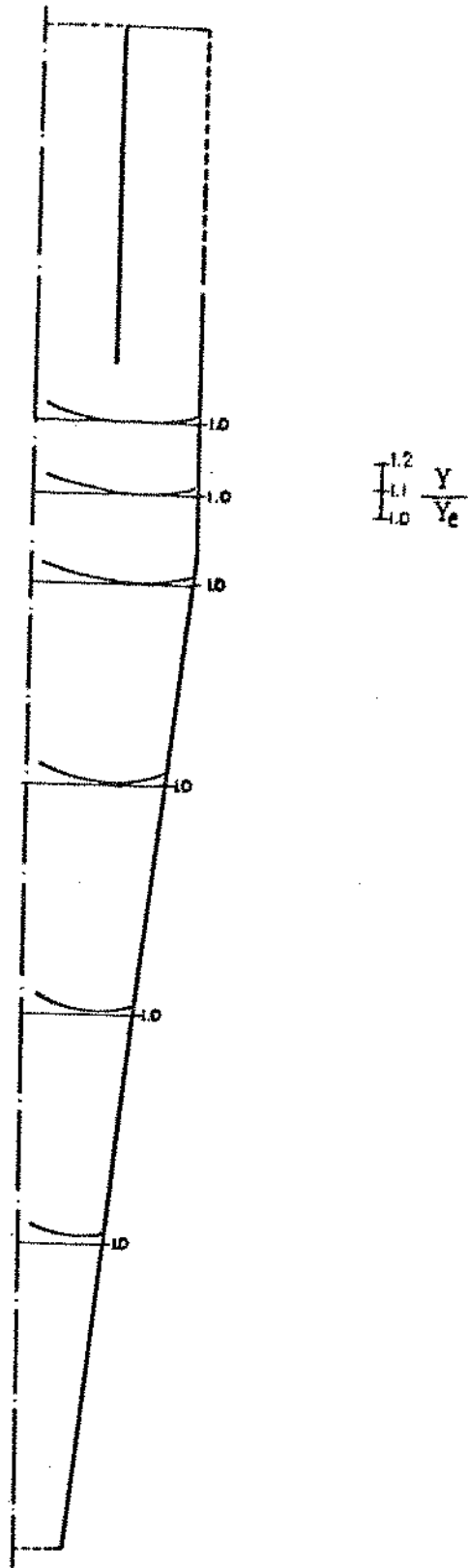


FIGURA 5.3 - Perfil numérico de umidade do ar para o teste de secagem n<sup>o</sup> 6.  $v_o = 6,6 \text{ m/s}$ ;  $T_{\text{aq}} = 97,7^\circ\text{C}$  e  $m_p = 0,013 \text{ kg/s}$ .

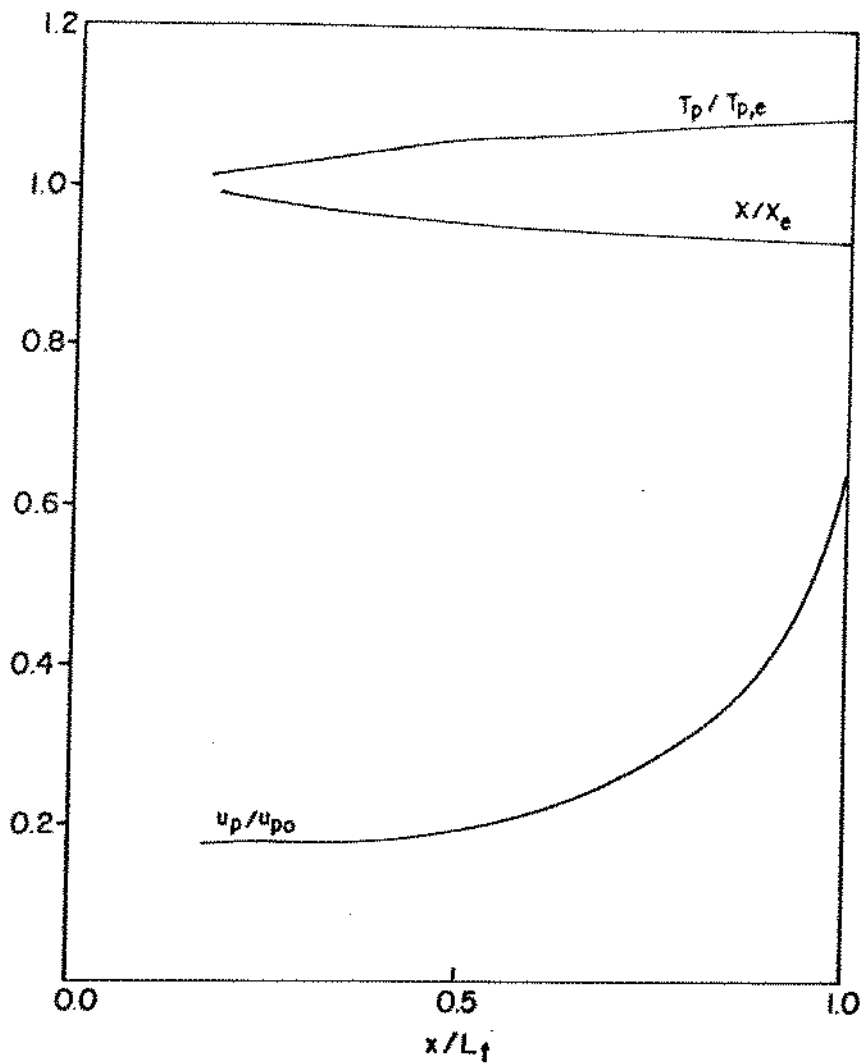


FIGURA 5.4 - Velocidade, temperatura e umidade da borra de café ao longo do ciclone, para o teste de secagem n<sup>o</sup> 6.  
 $v_o = 6,6 \text{ m/s}$ ;  $T_{aq} = 97,7^\circ\text{C}$  e  $m_p = 0,013 \text{ kg/s}$ .

Na Figura 5.4 pode se observar a variação da velocidade, da temperatura e da umidade da borra de café ao longo do ciclone, também para o teste 6. Os perfis obtidos demonstram coerência quando se compara as variáveis entre si, demonstrando que o modelo proposto representa qualitativamente o que ocorre no processo de secagem no interior do ciclone.

Não foi possível comparar estes resultados com os de outros autores devido à inexistência, na literatura atual, de solução numérica de um modelo semelhante de secagem em ciclone ou em qualquer

outro tipo de secador tangencial.

Os perfis de velocidade, temperatura e umidade do ar e da borra de café na parte pneumática do sistema, para o teste 6, podem ser visualizados na Figura 5.5. Observa-se uma grande coerência no comportamento das variáveis das duas fases, sendo que os perfis obtidos são bastante semelhantes àqueles apresentados por Martin e Saleh [42] para secadores pneumáticos. Cabe ressaltar que no caso pneumático, a solução numérica não apresenta desbalanço de energia e/ou massa.

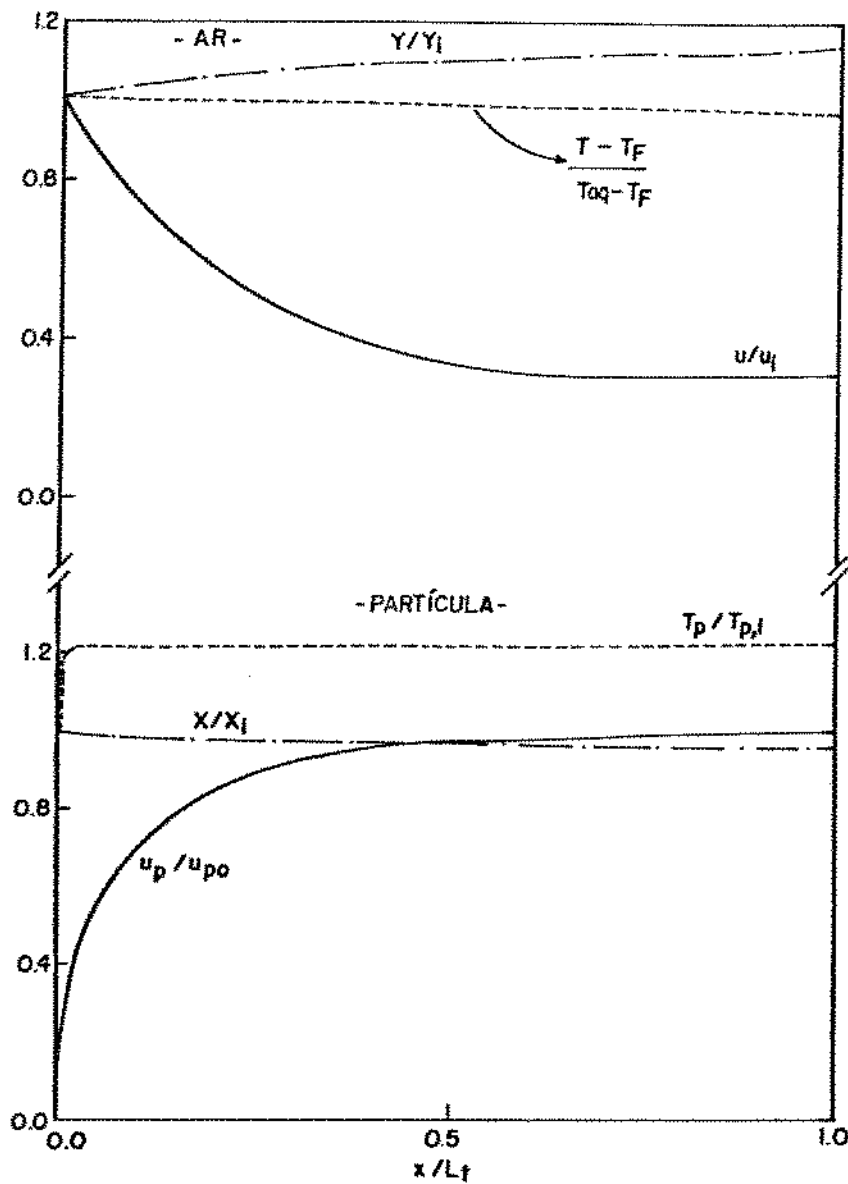


FIGURA 5.5 - Perfil das variáveis envolvidas na secagem pneumática.  
 $v_o = 27,5 \text{ m/s}$ ,  $T_{aq} = 97,7^\circ\text{C}$  e  $m_p = 0,013 \text{ kg/s}$ .

Os resultados obtidos numericamente, apesar da concordância em pequena escala com os perfis encontrados, concordam relativamente bem com os resultados experimentais de uma forma global, sendo, portanto, bastante animadores. Indicam, na realidade, que este tipo de modelo pode ser aperfeiçoado, considerando a possibilidade de se simular a voluta, conforme discutido no Capítulo III, bem como a necessidade de se determinar correlações experimentais para os coeficientes de transferência de calor e massa específicas para o ciclone. Um estudo recente [126] demonstrou que um mesmo modelo teórico de secagem pode apresentar resultados bastante distintos dependendo das correlações utilizadas para transferência de calor e massa gás-partícula e, ainda nesse estudo, as correlações testadas tinham sido obtidas para o mesmo tipo de equipamento. Nesse momento, não se dispõe de nenhuma correlação adequada para transferência de calor e/ou massa que tenha sido obtida em ciclone, a não ser correlações obtidas em função da concentração de sólidos em um estudo preliminar [121] a este trabalho.

É importante salientar que no presente modelo nenhum dos parâmetros foi ajustado com resultados experimentais, considerando este fato na análise dos resultados obtidos, pode se admitir que esses foram bastante razoáveis.

## CONCLUSÕES

### TRABALHO REALIZADO

Em relação ao trabalho experimental, o mesmo mostrou-se adequado à finalidade proposta, necessitaria, no entanto, ser ampliado no que se refere à obtenção de correlações para coeficiente de arraste, de transferência de calor e massa ar-partículas, bem como utilização de faixas amplas de vazão de ar e de concentração de sólidos, de diferentes densidades e tamanhos.

Quanto ao modelo teórico desenvolvido, é necessário aperfeiçoá-lo utilizando concentração de partículas variável nos diferentes pontos do escoamento, bem como utilizar uma grade mais refinada junto à parede, tendo em vista ser esta a região onde as partículas mais se concentram, além disso, levar em conta a variação das propriedades físicas do ar com a temperatura. A fase partículas deveria ser modelada considerando-se o deslizamento na parede, bem como para o ar poderia se utilizar modelos de escoamento turbulento mais refinados.

### CICLONE SECADOR

O estudo do ciclone como secador se justifica em qualquer caso, tendo em vista a sua utilização como separador de partículas em sistemas de secagem. Os resultados obtidos demonstraram que o ciclone pode ser usado como secador de partículas que tenham alto teor de umidade livre, bem como para materiais sensíveis ao calor, tendo em vista o curto tempo de secagem. Quando comparado com secador pneumático na secagem do mesmo material e vazões similares de ar e sólidos, mostrou melhor eficiência. Este fato indica a necessidade de se proceder a uma melhor análise comparativa com sistemas de secagem em uso, como o pneumático e o de leito fluidizado, analisando, inclusive, a possibilidade de combinações destes secadores. Nesta análise, deveria ser feita uma comparação de custos e de consumo energético para projetos previamente otimizados, levando em conta as características do material, como umidade inicial e final desejada,

tamanho e densidade.

## PROPOSTAS DE ESTUDOS FUTUROS

Um estudo que pode ser muito interessante do ponto de vista energético, é o de aquecer as paredes do ciclone com mantas térmicas ou encamisamento de vapor, utilizando o ar apenas como transportador, tendo em vista o fato do contato permanente das partículas com a parede. Pode-se, também, utilizar o encamisamento para retirar calor de partículas nos casos de utilização de ciclone em caldeira de leito recirculante, ou na saída de caldeira de leito fluidizado, onde é utilizado para separar finos arrastados.

Outra possibilidade é o estudo de torres de ciclones para secagem, a exemplo do que ocorre na indústria de cimento, onde tais torres são utilizadas para pré-aquecimento das partículas. Comparar-se-ia, então, o desempenho dessas torres com o de um único ciclone.

## ANEXO A

### EQUAÇÕES E EXPRESSÕES AUXILIARES

#### CÁLCULO DA DENSIDADE DO AR ÚMIDO

Para se obter a densidade do ar úmido nas condições em que este atravessa a placa-orifício, foi utilizada a seguinte equação:

$$\rho_{a,u} = \frac{P_{abs} M_{a,u}}{R T} \quad (A.1)$$

onde a pressão  $P_{abs}$  foi o valor obtido na tomada de pressão antes da placa (pressão estática absoluta do escoamento) e  $T$  foi medida, também, pouco antes da placa utilizando-se um termopar.

Sendo:

$$M_{a,u} = \frac{1 + Y}{\frac{1}{M_a} + \frac{Y}{M_v}} \quad (A.2)$$

onde  $Y$ , umidade do ar, foi calculada considerando o processo de saturação adiabática do ar:

$$Y = \frac{C_p \times (T_{bu} - T_{bs}) + M_v / M_a \left[ P_v / (P_{atm} - P_v) \right] \times H_{lv}}{H_v(T_{bs}) - H_{ag}(T_{bu})} \quad (A.3)$$

sendo  $T_{bs}$  e  $T_{bu}$  medidas em um psicrômetro, nas condições ambientais,

$$M_v = 18,016 \quad \text{e} \quad M_a = 28,97 \quad \text{e}$$

$P_v$  = pressão de saturação do vapor à temperatura de bulbo úmido, calculada utilizando-se a equação de Antoine [3]:

$$P_v = A - B/(T + C) \quad (A.4)$$

onde,  $P_v$  em mm Hg,  $T$  em Kelvin,  $A = 18,3036$ ,  $B = 3816,44$  e  $C = -46,13$

$$H_{lv} = H_v(T_{bu}) - H_{ag}(T_{bu}) \quad (A.5)$$

$$H_v = 2505,3 + 1,892 T \quad (A.6)$$

com  $T$  em  $^{\circ}C$  e  $H_v$  em  $kJ/kg$  [3].

$$H_{og} = 4,186 T \quad (A.7)$$

com  $T$  em  $^{\circ}C$  e  $H_v$  em  $kJ/kg$  [106].

#### OBTENÇÃO DA VELOCIDADE NO INTERIOR DO CICLONE

Para cada ponto de medida eram feitas leituras da pressão em diferentes ângulos. O ângulo característico da sonda, ou seja, onde é medida a pressão estática do escoamento, foi determinado através de calibração em túnel de vento, tendo sido obtido o valor de  $46^{\circ}$ .

Assim, a partir da pressão máxima procedia-se à leitura da pressão a  $-46^{\circ}$  e  $+46^{\circ}$  em relação a este ângulo, no entanto, não se encontrava um único ponto de pressão máxima, mas sim, um patamar. Então, era necessário realizar um número maior de leituras, obtendo-se uma curva como a mostrada na Figura A.1.

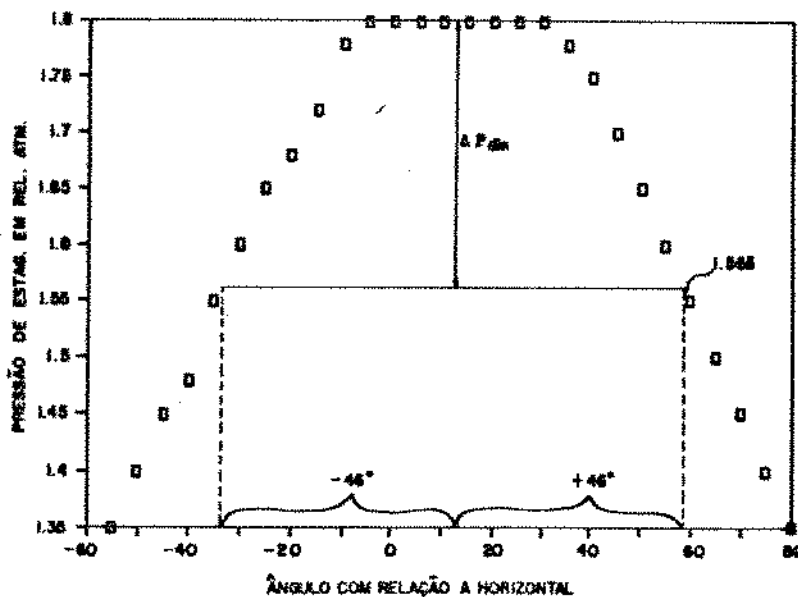


FIGURA A.1 - Determinação da pressão do ar em um ponto no interior do ciclone.



Adotava-se o ponto médio do patamar como sendo o ângulo do escoamento e, a partir dele, lia-se o valor da pressão estática a  $-45^\circ$  e  $+45^\circ$ . A diferença entre o valor máximo e a pressão estática fornecia o  $\Delta P_{din}$  necessário para o cálculo da velocidade.

#### COEFICIENTE DE ARRASTE

O coeficiente de arraste foi determinado a partir da expressão proposta por Arastoopour e Gidaspow [127] para transporte pneumático, uma vez que não se encontrou na literatura correlações que levassem em conta um efeito de parede tão acentuado como o que ocorre no ciclone.

$$C_D = \frac{24}{Re_p} (1 + 0,15 Re_p^{0,087}) \quad (A.8)$$

para  $Re_p < 1000$

onde,

$$Re_p = \frac{\rho_{a,u} D_p (v - v_p)}{\mu} \quad (A.9)$$

sendo,

$$v - v_p = \sqrt{(u - u_p)^2 + (v - v_p)^2 + (w - w_p)^2}$$

#### VISCOSIDADE DA FASE PARTÍCULAS

Adotou-se  $\mu_p = 1,85 \times 10^{-4}$  kg/m s, dentro da faixa de valores sugerida por Soo [119].

#### COEFICIENTES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

##### Radiação e Convecção Natural

Para a obtenção dos coeficientes de transferência de calor por radiação e por convecção natural é necessário conhecer a temperatura

da parede externa. Através de um balanço de calor, obtém-se essa temperatura em função dos coeficientes e, assim, por recorrência, chega-se ao valor ajustado final.

O coeficiente de transferência de calor por radiação pode ser obtido através da expressão clássica:

$$h_r = \frac{\sigma \epsilon_1 (T_v^4 - T_{amb}^4)}{T_v - T_{amb}} \quad (A.10)$$

onde:  $\epsilon_1$  = emissividade do alumínio corrugado, admitida como 0,3, de acordo com Kreith [128].

Os coeficientes de transferência de calor por convecção natural dependem da forma e da posição da parede, assim, segundo Holmann [129], tem-se:

para cilindros e placas planas verticais

$$Nu = 0,59 (Gr_L Pr)^{1/4} \quad \text{para } 10^4 < Gr_L Pr < 10^9 \quad (A.11)$$

$$Nu = 0,10 (Gr_L Pr)^{1/3} \quad \text{para } Gr > 10^9 \quad (A.12)$$

onde, L = altura do cilindro ou placa.

para placas e discos horizontais

face aquecida voltada para cima

$$Nu = 0,15 (Gr_L Pr)^{1/3} \quad \text{para } 8 \times 10^6 < Gr_L Pr < 10^{11} \quad (A.13)$$

$$Nu = 0,54 (Gr_L Pr)^{1/4} \quad \text{para } 2 \times 10^4 < Gr_L Pr < 8 \times 10^6 \quad (A.14)$$

face aquecida voltada para baixo

$$Nu = 0,58 (Gr_L Pr)^{1/3} \quad \text{para } 10^5 < Gr_L Pr < 10^{11} \quad (A.15)$$

onde, L = 0,9\*(diâmetro)<sub>disco</sub> ou L = 0,5(lado maior + lado menor)<sub>placa</sub>

para cones verticais com ângulo do vértice entre 3 e 12 graus [130]

$$Nu = 0,63 Gr_L^{1/4} + 0,9072/\text{tang } \theta_c \quad (\text{A.16})$$

onde, L = geratriz do cone.

Sendo,

$$Nu = \frac{h_{CN} L}{k} \quad (\text{A.17})$$

$$Gr_L = \frac{\rho^2 g \beta (T_v - T_{amb}) L^3}{\mu^2} \quad (\text{A.18})$$

e as propriedades físicas do ar obtidas à temperatura média de película.

#### Ar-Partículas

O coeficiente de transferência de calor ar-partículas no interior do ciclone foi obtido a partir da equação apresentada por Frolov [35]:

$$Nu = 2 (1 - \varphi^{0,33})^{-1} + \frac{2}{3} (1 - \varphi) Re_p^{0,55} Pr^{0,33} \quad (\text{A.19})$$

onde,  $\varphi$  = concentração volumétrica de partículas em uma camada junto à parede do ciclone de espessura igual a um diâmetro.

Para a parte pneumática horizontal do sistema, utilizou-se a correlação proposta por Martin e Saleh [42]:

$$Nu = 2 + 0,664 Pr^{1/3} Re_p^{1/2} \quad (\text{A.20})$$

Nos dois casos,

$$Nu = \frac{h D_p}{k} \quad (\text{A.21})$$

PROPRIEDADES FÍSICAS

Ar

Adotou-se, para o calor específico do ar seco, um valor médio na faixa de 40 - 180°C, calculado com base nos dados tabelados por Kreith [128], assim  $\overline{C_{p_a}} = 1013,5$  [J/kg °C].

O calor específico do ar úmido foi assim obtido:

$$C_{p_{a,u}} = C_{p_a} + Y C_{p_v} \quad (A.22)$$

Tanto o calor específico do vapor como a viscosidade do ar variam com a temperatura, no entanto, para diminuir o tempo de execução dos programas referentes ao ciclone, não se usou expressões polinomiais para essas propriedades e, sim, faixas de valores; assim, de acordo com os dados reportados por Kreith [128], montou-se a Tabela A.1.

TABELA A.1

Calor específico do vapor de água e viscosidade do ar utilizados na simulação numérica

T [°C]	C <sub>p<sub>v</sub></sub> [J/kg °C]	T [°C]	μ [kg/m s]
100,0	2097,2	27,0	1,856x10 <sup>-5</sup>
120,0	2034,4	55,0	1,986x10 <sup>-5</sup>
140,0	2000,9	64,0	2,029x10 <sup>-5</sup>
160,0	1984,2	80,0	2,099x10 <sup>-5</sup>
		86,0	2,126x10 <sup>-5</sup>
		93,0	2,157x10 <sup>-5</sup>
		97,5	2,177x10 <sup>-5</sup>
		131,0	2,319x10 <sup>-5</sup>
		145,0	2,374x10 <sup>-5</sup>

A viscosidade do ar seco, na simulação da parte pneumática, foi obtida através da expressão proposta por Rohsenow e Hartnett [131]:

$$\mu = 4,0201 + 7,4582 \times 10^{-4} T - 5,7171 \times 10^{-4} T^2 + 2,9928 \times 10^{-7} T^3 - 6,2524 \times 10^{-11} T^4) \times 10^{-7} \quad (A.23)$$

sendo T em Kelvin e μ em kg/m s.

A condutibilidade do ar seco foi obtida utilizando-se a expressão apresentada por Rohsenow e Hartnett [131]:

$$k = \left[ 0,632 T^{0,5} / \left( 1 + \frac{245}{T} 10^{-12/T} \right) \right] \times 0,4186 \times 10^{-3} \quad (\text{A. 24})$$

sendo T em Kelvin e k em W/m°C.

Nos cálculos com ar úmido utilizou-se os valores de condutibilidade térmica e viscosidade do ar seco, pois o erro máximo por não considerar o vapor de água contido é de 2,8 e 2,4 %, respectivamente, na faixa de temperatura utilizada.

A difusividade do vapor de água no ar seco foi obtida a partir da expressão proposta por Bird et alii [132]:

$$\frac{P_{\text{abs}} \mathcal{D}}{\left( P_{c,v} P_{c,a} \right)^{1/3} \left( T_{c,v} T_{c,a} \right)^{5/12} \left( \frac{1}{M_v} + \frac{1}{M_a} \right)^{1/2}} = 3,64 \times 10^{-4} \left( \frac{T}{(T_{c,v} T_{c,a})^{0,5}} \right)^{2,334} \quad (\text{A. 25})$$

sendo P em atm, T em Kelvin e  $\mathcal{D}$  em cm<sup>2</sup>/s.

A temperatura e a pressão críticas do ar seco foram calculadas fazendo-se uma média ponderada a partir dos valores tabelados de seus componentes (Argônio, Dióxido de Carbono, Nitrogênio e Oxigênio), por Van Wylen [106].

#### Esferas de vidro

O calor específico utilizado para as esferas de vidro foi obtido em tabela [128], sendo  $C_p = 837,2$  [J/kg °C].

#### Borra de café

O calor específico utilizado para a borra de café foi obtido a partir dos dados apresentados por Raemy e Lambelet [133], para calor

específico do café em grão e do café solúvel. Assim, adotou-se  $C_{p_p} = 1554,0 \text{ [J/kg } ^\circ\text{C]}$ .

Sendo o calor específico úmido obtido a partir da expressão:

$$C_{p_{p,u}} = C_{p_p} + X C_{p_{ag}} \quad (\text{A. 26})$$

adotando-se para o  $C_{p_{ag}}$ , um valor médio na faixa de  $30 - 80^\circ\text{C}$ , sendo  $4186 \text{ J/kg } ^\circ\text{C}$ .

#### OBTENÇÃO DA EFICIÊNCIA TÉRMICA

No diagrama de Mollier apresentado na Figura A.3, tem-se um exemplo de obtenção de eficiência térmica. A linha 1-2 indica um processo de aquecimento do ar, a linha 2-3 o processo de secagem adiabática real e a linha 2-4 o processo de secagem adiabática ideal, ou seja, com o ar saindo do secador completamente saturado, sendo assim,

$$\eta = \frac{T_2 - T_3}{T_2 - T_1} \quad \text{e} \quad \eta_{\text{max}} = \frac{T_2 - T_4}{T_2 - T_1} \quad (\text{A. 27})$$

Nesta análise considera-se o calor absorvido pelo sólido como uma perda, o que é correto do ponto de vista de eficiência de secagem.

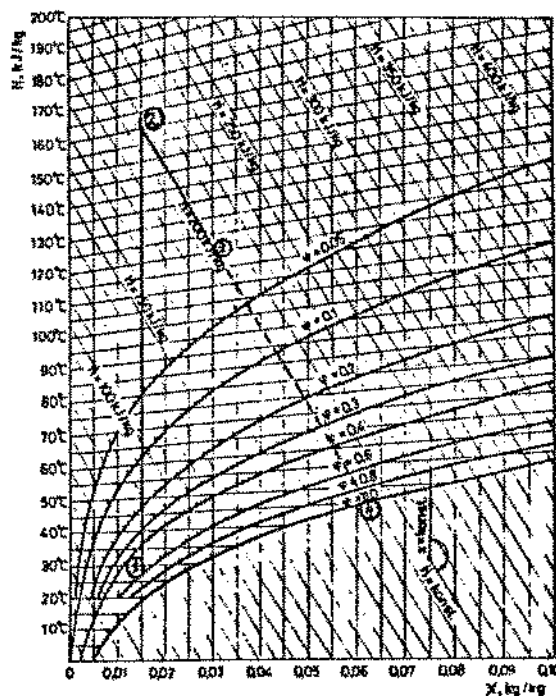


FIGURA A.2 - Diagrama de Mollier.

## COEFICIENTES DE TRANSFERÊNCIA DE MASSA

Na falta de dados específicos, os coeficientes de transferência de massa ar-partículas foram obtidos aplicando-se a analogia de Chilton-Colburn. Assim, para o ciclone obteve-se, a partir da equação (A.19):

$$Sh = 2 (1 - \varphi^{0,33})^{-1} + \frac{2}{3} (1 - \varphi) Re_p^{0,55} Sc^{0,33} \quad (A.28)$$

Para a parte pneumática, a partir da equação (A.20), obteve-se:

$$Sh = 2 + 0,664 Sc^{1/3} Re_p^{1/2} \quad (A.29)$$

Sendo,

$$Sh = \frac{K_{m,p} \cdot D}{\rho_{a,u} \cdot \mathcal{D}} \quad (A.30)$$

$$Sc = \frac{\mu}{\rho_a \cdot \mathcal{D}} \quad (A.31)$$

## UMIDADE, TEMPERATURA E PRESSÃO DE SATURAÇÃO

A umidade de saturação, necessária aos cálculos de transferência de massa, foi obtida da expressão clássica da psicrometria [106]:

$$Y = 0,622 \frac{P_{sat}}{P_{abs} - P_{sat}} \quad (A.32)$$

Sendo que a pressão de saturação ( $P_{sat}$ ) foi obtida da conhecida equação de Antoine, eq. (A.4).

Para a obtenção da temperatura de saturação adiabática, partiu-se do balanço de energia para um processo de saturação adiabática do ar, conforme proposto por Van Wylen [106].

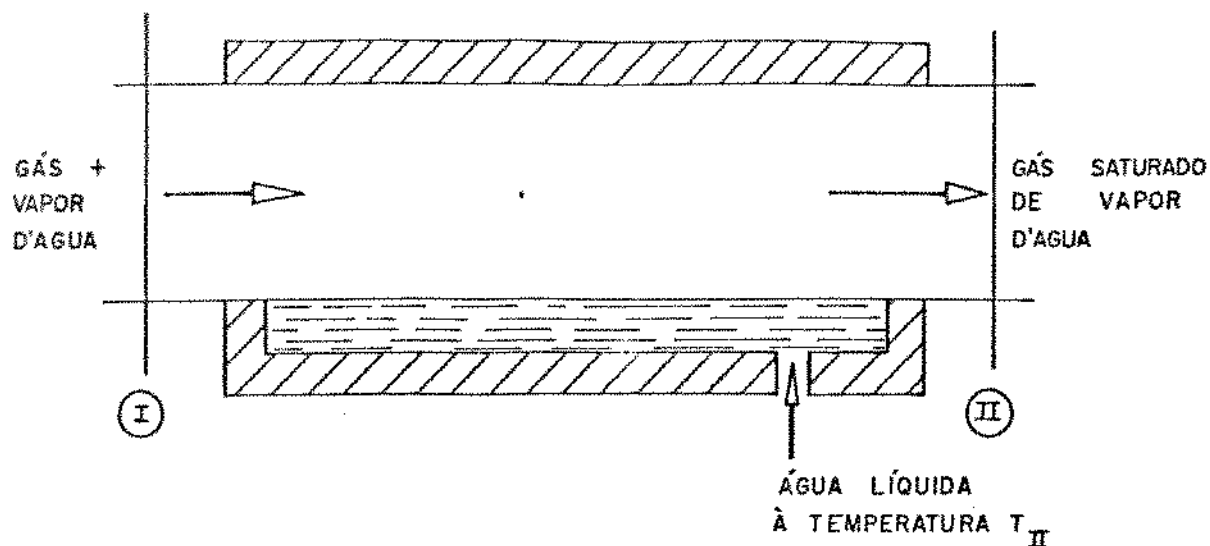


FIGURA A.3 - Esquema do processo de saturação do ar com vapor de água.

Pela equação de conservação de energia:

$$H_{a,I} + Y_I H_{v,I} + (Y_{sat} - Y_I) H_{og,II} = H_{a,II} + Y_{sat} H_{v,II} \quad (A.33)$$

sendo que para os gases ideais:  $H_a = \overline{Cp}_a T$

Assim, substituindo e reordenando, tem-se:

$$T_{sat} = \frac{Y_I}{Cp_a} (H_{v,I} - H_{og,II}) - 0,622 \frac{P_{sat}}{P - P_{sat}} \frac{(H_{v,II} - H_{og,II})}{Cp_a} + T_a \quad (A.34)$$

A equação acima é a própria eq. (A.3) reordenada e com  $T_{bu} = T_{sat}$ . Foi resolvida por prova-e-erro para cada iteração do processo de simulação.



## ANEXO B

### TABELAS COM DADOS E RESULTADOS EXPERIMENTAIS

TABELA B.1

Determinação da vazão de ar para cada teste no ciclone operando apenas com ar

orif. vert.	$T_{bu}$ [°C]	$T_{bs}$ [°C]	$P_{atm}$ [kPa]	$Y$	$M_{a,u}$	$P_{abs}$ [kPa]	$T_{pl}$ [°C]	$\rho_{a,u}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$\Delta P$ [kPa]	$Q$ [m <sup>3</sup> /s]
1*	21,4	24,6	94,7	0,016	28,70	95,82	33,4	1,079	0,366	0,089
2*	21,1	26,2	95,1	0,015	28,72	96,11	35,2	1,077	0,331	0,085
2	22,0	24,8	94,6	0,017	28,67	95,71	33,3	1,077	0,361	0,088
3	22,4	25,4	94,5	0,017	28,68	95,60	34,8	1,071	0,359	0,089
4	22,4	25,6	94,5	0,017	28,68	95,60	35,4	1,069	0,359	0,089
5	22,3	25,6	94,5	0,017	28,68	95,59	35,6	1,068	0,354	0,088
6	22,2	25,6	94,5	0,017	28,69	95,58	34,2	1,073	0,361	0,088
7	22,2	26,7	94,4	0,017	28,69	95,51	34,3	1,072	0,361	0,089

\* Teste realizado com ar aquecido,  $T = 159,9^{\circ}\text{C}$ .

TABELA B.2

Perfil de velocidades no ciclone operando apenas com ar

orif. vert.	$m_{a,u}$ [kg/s]	Re	$v_o$ [m/s]	Pontos Horizontais			
				1	2	3	4
Componente vertical da velocidade [m/s]							
1	0,0961	62739	6,35	-5,93	-2,79	-1,38	0,89
2*	0,0914	47970	8,21	-5,55	-3,80	-2,35	0,00
2	0,0954	62287	6,33	-3,64	-1,66	-1,33	1,74
3	0,0948	61569	6,32	-3,34	-2,12	-0,59	0,86
4	0,0947	61526	6,33	-2,34	-1,88	0,00	0,00
5	0,0940	61052	6,29	-3,37	-1,64	-1,11	--
6	0,0939	61173	6,25	-5,14	-2,05	--	--
7	0,0952	61980	6,34	-10,50	-8,32	--	--
Componente tangencial da velocidade [m/s]							
1				10,28	12,58	15,73	20,30
2*				9,61	12,06	17,83	23,44
2				9,99	12,57	15,21	19,84
3				10,61	12,04	15,74	19,71
4				10,56	14,27	19,08	24,61
5				12,57	18,79	25,36	--
6				9,88	23,42	--	--
7				18,18	22,85	--	--

\* Teste realizado com ar aquecido,  $T = 158,9$  C.

TABELA B.3

Determinação da vazão de ar para cada teste no ciclone operando com diferentes concentrações de sólidos

orif. vert.	$T_{bu}$ [°C]	$T_{bs}$ [°C]	$P_{atm}$ [kPa]	Y	$M_{a,u}$	$P_{abs}$ [kPa]	$T_{pl}$ [°C]	$\rho_{a,u}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$\Delta P$ [kPa]	Q [m <sup>3</sup> /s]
1	21,0	28,9	94,5	0,013	28,74	95,57	37,4	1,064	0,349	0,088
2	21,0	28,4	94,5	0,014	28,74	95,57	37,0	1,065	0,349	0,088
2	21,1	28,2	94,5	0,014	28,73	95,59	36,8	1,066	0,354	0,088
2	21,4	27,7	94,6	0,014	28,72	95,68	35,8	1,070	0,351	0,088
3	20,5	25,6	95,1	0,014	28,73	96,18	34,1	1,082	0,351	0,087
4	21,0	26,8	95,1	0,014	28,73	96,19	35,9	1,075	0,354	0,088
5	21,2	27,7	95,1	0,014	28,73	96,19	37,5	1,070	0,354	0,088
6	21,4	27,9	95,1	0,014	28,73	96,18	37,4	1,070	0,351	0,088
7	21,4	28,0	95,1	0,014	28,73	96,18	38,1	1,068	0,351	0,088

TABELA B. 4

Perfil de velocidades no ciclone operando com diferentes concentrações de sólidos

orif. vert.	$m_{a,u}$ [kg/s]	$v_o$ [m/s]	$m_p$ [kg/s]	Pontos Horizontais			
				1	2	3	4
				Componente vertical da velocidade [m/s]			
1	0,0932	6,26	0,035	-3,45	-2,35	-1,10	0,62
2	0,0932	6,26	0,040	-3,59	-2,32	-0,52	0,00
2	0,0939	6,30	0,021	-5,12	-2,54	-0,57	0,00
2	0,0938	6,26	0,015	-4,05	-2,69	-0,59	0,00
3	0,0943	6,23	0,034	-4,38	-2,78	-0,53	0,61
4	0,0944	6,27	0,035	-1,65	-3,12	-2,07	-0,63
5	0,0941	6,28	0,038	-4,21	-4,05	-2,13	--
6	0,0938	6,26	0,038	-3,97	-5,87	--	--
7	0,0937	6,27	0,037	-13,71	-10,50	--	--
				Componente tangencial da velocidade [m/s]			
1				12,88	10,59	12,60	14,28
2				9,85	10,45	11,94	14,29
2				10,99	11,47	13,07	15,75
2				11,13	12,14	13,62	15,47
3				10,58	10,36	12,23	14,00
4				6,15	9,90	11,73	14,38
5				5,49	11,12	16,17	--
6				4,73	12,58	--	--
7				9,60	18,18	--	--

TABELA B. 5

Tempo de residência para diferentes vazões de esferas de vidro  
Velocidade do ar = 6,3 m/s

vazão mássica [kg/s]	$\tau$ [s]
0,0016	50,9
0,0023	35,7
0,0085	15,2
0,0087	16,6
0,0148	9,3
0,0150	9,5
0,0354	6,1
0,0373	5,2
0,0700	4,2
0,0703	4,0

TABELA B. 6

Determinação da vazão de ar para os testes de transferência de calor  
no ciclone

Teste	$T_{bu}$ [°C]	$T_{be}$ [°C]	$P_{atm}$ [kPa]	Y	$M_{a,u}$	$P_{abs}$ [kPa]	$T_{pl}$ [°C]	$\rho_{a,u}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$\Delta P$ [kPa]	Q [m <sup>3</sup> /s]
1	23,5	29,1	94,3	0,017	28,68	95,17	38,6	1,053	0,284	0,080
2	23,8	28,7	94,2	0,018	28,66	95,15	38,3	1,053	0,311	0,083
3	22,9	28,7	95,0	0,016	28,69	96,00	36,9	1,068	0,326	0,860

TABELA B. 7

Perfil de temperatura do ar no ciclone para temperatura de aquecimento de 98,1°C

orif. vert.	Pontos Horizontais										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	99,0	100,0	100,8	101,3	102,0	101,0	100,5	99,3	97,5	97,0	96,3
2	97,7	99,0	100,0	100,7	101,7	100,7	100,5	99,2	97,2	96,7	96,2
3	95,1	97,0	98,1	99,0	100,4	99,7	99,6	98,4	96,1	95,9	95,5
4	94,3	95,9	97,0	98,8	99,8	99,6	99,6	98,3	96,6	96,6	96,3
5	96,8	97,9	98,6	99,2	99,7	98,9	98,4	97,3	95,5	95,5	94,9
6	95,1	96,6	97,5	98,1	99,0	98,4	97,9	96,9	95,0	95,0	--
7	95,1	96,4	97,3	98,0	98,7	98,0	97,7	96,7	94,6	--	--

Comentário: As temperaturas efetivamente medidas não apresentaram essa discrepância entre as temperaturas dos pontos e a de aquecimento, isto ocorreu após a correção das temperaturas medidas com as respectivas curvas de calibração dos termopares, o que indica um provável erro nessas curvas, ou seja, na própria calibração.

TABELA B. 8

Perfil de temperatura do ar no ciclone para temperatura de aquecimento de 164,8°C

orif. vert.	Pontos Horizontais										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	145,3	148,3	149,9	151,4	152,4	153,5	153,1	151,2	149,7	148,3	146,8
2	144,5	146,7	148,5	150,2	151,6	152,9	152,8	150,8	148,9	147,6	146,3
3	138,9	142,7	146,8	148,1	150,4	152,3	152,7	150,7	148,8	147,4	146,3
4	133,7	138,4	142,0	143,9	146,5	148,6	149,0	147,3	146,2	145,9	144,6
5	142,0	144,5	146,4	147,5	148,2	149,1	148,6	147,2	146,3	145,7	144,1
6	139,4	142,0	145,0	146,3	148,0	148,9	148,6	147,3	146,4	145,6	--
7	138,6	141,7	144,5	145,7	147,2	148,2	148,2	147,1	146,0	--	--

TABELA B.9

Perfil de temperatura do ar com partículas no ciclone

$$T_{aq} = 159,7^{\circ}\text{C} \quad e \quad m_p = 0,0072 \text{ kg/s}$$

orif. vert.	Pontos Horizontais										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	119,7	121,1	122,7	123,3	124,7	125,6	125,7	125,4	124,9	122,4	121,3
2	117,1	120,1	121,8	122,6	124,0	125,3	125,3	124,8	124,3	121,5	120,9
3	114,2	116,9	120,2	120,6	122,7	124,7	125,0	124,3	123,2	121,6	121,0
4	112,0	114,7	116,4	117,7	119,7	121,5	122,7	121,0	120,5	119,8	119,7
5	117,1	119,0	120,1	120,2	120,7	120,3	121,0	120,4	120,1	119,6	119,9
6	118,2	119,5	120,3	120,4	120,9	121,3	121,1	120,6	120,3	119,7	--
7	120,9	121,5	121,5	121,2	121,4	121,5	121,0	120,7	120,5	--	--

TABELA B.10

Determinação da vazão de ar para os experimentos de secagem

Teste	$T_{bu}$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	$T_{bs}$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	$P_{atm}$ [kPa]	$Y$	$M_{a,u}$	$P_{abs}$ [kPa]	$T_{pl}$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	$\rho_{a,u}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$\Delta P$ [kPa]	$Q$ [m <sup>3</sup> /s]
1	25,0	29,8	94,6	0,019	28,64	95,61	38,3	1,057	0,329	0,085
2	24,6	29,6	94,6	0,019	28,65	95,62	37,7	1,060	0,331	0,086
3	23,4	28,0	95,0	0,017	28,67	95,02	36,2	1,070	0,331	0,085
4	24,1	28,6	94,9	0,018	28,66	95,01	36,9	1,067	0,361	0,089
5	24,0	29,1	94,8	0,018	28,66	95,92	37,2	1,065	0,364	0,089
6	24,2	29,4	94,8	0,018	28,66	95,92	38,7	1,060	0,366	0,090

TABELA B.11

Tempo de residência para diferentes vazões de borra de café  
 Velocidade do ar = 7,1 m/s

X = 0,5257		X = 0,9820	
vazão mássica [kg/s]	$\tau$ [s]	vazão mássica [kg/s]	$\tau$ [s]
0,0008	5,3	0,0007	2,5
0,0037	2,7	0,0021	2,7
0,0040	2,9	0,0023	2,3
0,0129	2,2	0,0070	2,1
0,0149	2,6	0,0075	3,3
0,0353	3,1	0,0141	2,1
0,0376	2,7	0,0162	2,8
0,0386	2,3	0,0251	2,0
0,0535	1,9	0,0252	1,9
0,0538	2,9	0,0370	1,9
		0,0372	2,2

## ANEXO C

### DETALHAMENTO DA SIMULAÇÃO NUMÉRICA

#### EQUAÇÕES

A equação geral que é resolvida pelo algoritmo SIMPLE tem a forma:

$$\rho \operatorname{div}(\vec{u} \phi) = \Gamma \nabla^2 \phi + S \quad (\text{C.1})$$

onde  $\phi$  é a variável de interesse,  $\Gamma$  é o coeficiente difusivo correspondente a esta variável e  $S$  é o termo fonte.

A forma genérica de uma equação discretizada para uma situação bidimensional, em regime permanente, é apresentada abaixo:

$$a_P \phi_P = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + b \quad (\text{C.2})$$

onde,

$$a_E = D_e A (|P_e|) + \llbracket -F_e, 0 \rrbracket \quad (\text{C.3})$$

$$a_W = D_w A (|P_w|) + \llbracket F_w, 0 \rrbracket \quad (\text{C.4})$$

$$a_N = D_n A (|P_n|) + \llbracket -F_n, 0 \rrbracket \quad (\text{C.5})$$

$$a_S = D_s A (|P_s|) + \llbracket F_s, 0 \rrbracket \quad (\text{C.6})$$

$$b = S_c \Delta V \quad (\text{C.7})$$

$$a_P = a_E + a_W + a_N + a_S - S_P \Delta V \quad (\text{C.8})$$

$$F \equiv \rho u \quad (\text{C.9})$$

$$D \equiv \Gamma / \delta x_j \quad (\text{C.10})$$



$$P = F/D \quad (C.11)$$

$$AC(P) = \llbracket 0, (1 - 0.1 |P|)^5 \rrbracket \quad \text{para o esquema "power-law"} \quad (C.12)$$

$$AC(P) = 1 \quad \text{para o esquema "upwind"} \quad (C.13)$$

sendo  $P$  o ponto em apreço e  $E$ ,  $W$ ,  $N$ , e  $S$  os pontos a leste, oeste, norte e sul deste ponto, respectivamente; enquanto  $e$ ,  $w$ ,  $n$ , e  $s$  são as respectivas faces do volume de controle que contem o ponto  $P$ , conforme pode ser observado na Figura C.1.  $S_c$  e  $S_p$  formam as partes constante e variável do termo fonte, respectivamente.

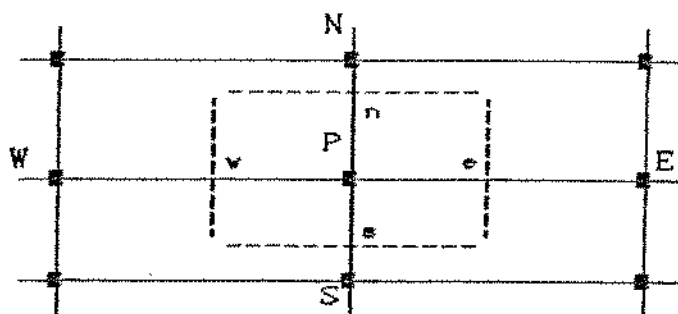


FIGURA C.1 - Volume de controle para uma situação bidimensional.

Para coordenadas cilíndricas:

$$\Delta V = \Delta x * \Delta r * 1(\text{radiano}) * r_p \quad (C.14)$$

No caso de coordenadas cilíndricas, aparecem termos fontes nas equações de conservação de momentum característicos deste sistema de coordenadas. Assim,

na componente radial: 
$$S = \rho \frac{(r \omega)^2}{r^3} - \mu_{\text{eff}} \frac{v}{r^2} \quad (C.15)$$

$$\therefore S_c = \rho \frac{(\Gamma w)^2}{r_p^3} \quad \text{e} \quad S_p = - \frac{\mu_{eff}}{r_p^2}$$

A equação da componente tangencial foi devidamente transformada, utilizando-se para isso  $\phi = r w$ . Sendo assim, o termo fonte dessa componente ficou:

$$S = - \frac{2}{r} \mu_{eff} \frac{\partial \phi}{\partial r}, \quad \text{ou seja,} \quad S = - \frac{2 \mu_{eff}}{r_p \Delta y} [\phi_p - \phi_s] \quad (C.16)$$

$$\therefore S_c = - \frac{2 \mu_{eff}}{r_p \Delta y} \phi_s \quad \text{e} \quad S_p = - \frac{2 \mu_{eff}}{r_p \Delta y}$$

A expressão para viscosidade efetiva foi assim discretizada:

$$\mu_{eff} = \rho_{a,u} C^2 r_p^2 \left| \frac{\phi_p - \phi_s}{r_p \Delta y} - \frac{2 \phi_p}{r_p^2} \right| \quad (C.17)$$

#### DOMÍNIO DE CÁLCULO

O domínio de cálculo utilizado para as simulações do ciclone operando com ar puro é mostrado na Figura C.2, constando de uma grade uniforme de 53 x 17 pontos. Enquanto a Figura C.3 apresenta o domínio de cálculo utilizado nas simulações do ciclone operando com ar e partículas, compondo-se de uma grade uniforme de 52 x 12 pontos.

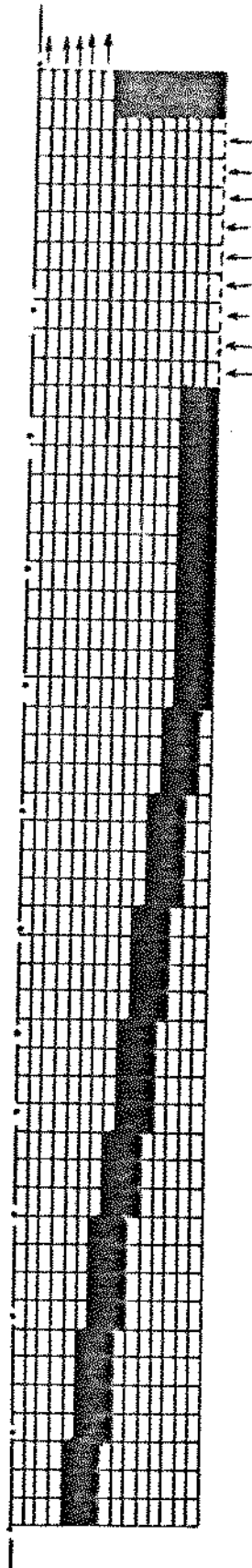


FIGURA C.2 Domínio de cálculo utilizado na simulação numérica do ciclone operado com ar.

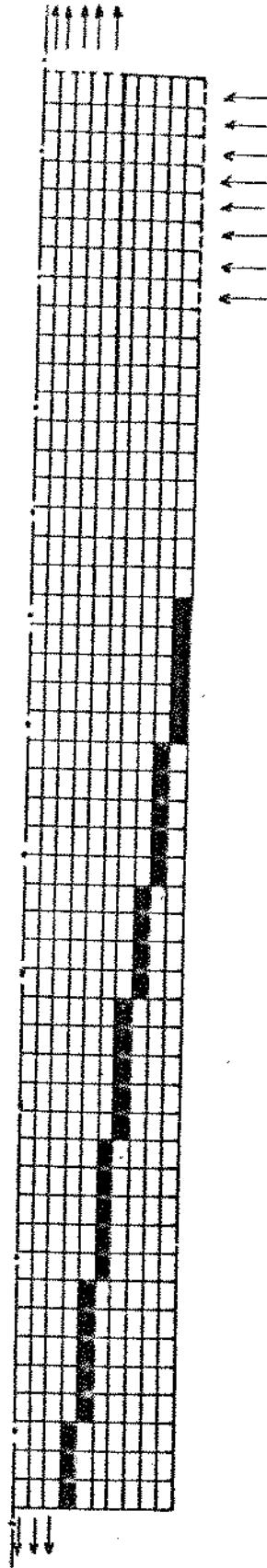


FIGURA C.3 Domínio de cálculo utilizado na simulação numérica do ciclone operado com ar e partículas.

## VARIÁVEIS DO SIMPLE

A ordem das variáveis utilizadas na simulação foram:

- 1 - velocidade axial do ar;
- 2 - velocidade radial do ar;
- 3 - solução da equação da continuidade para o ar;
- 4 - velocidade tangencial do ar;
- 5 - temperatura do ar;
- 6 - umidade do ar;
- 7 - velocidade axial das partículas;
- 8 - velocidade radial das partículas;
- 9 - solução da equação da continuidade para as partículas;
- 10- velocidade tangencial das partículas;
- 11- temperatura das partículas; e
- 12- umidade das partículas.

Para resolver as equações das partículas foi introduzida na Sub-rotina USER uma Sub-rotina denominada DENSEPAR para calcular o campo de concentração de sólidos, sendo que a concentração no volume de controle junto à parede era calculada supondo-se uma eficiência de separação de 99%, ou seja, 99% da massa de sólidos ocupava uma camada de espessura igual a de um volume de controle junto à parede e 1% o restante do ciclone.

## RESOLUÇÃO NUMÉRICA - CONSERVAÇÃO DE MOMENTUM

$$\Gamma = \mu_{eff} \quad (C.18)$$

A sequência utilizada na resolução numérica das equações 3.8 a 3.15, análoga ao procedimento adotado por Hong e Zhou [134], foi a seguinte:

- resolveu-se as equações de conservação de momentum e massa do fluido com  $\mu_{eff}$  constante, da ordem de grandeza de viscosidade turbulenta;
- introduziu-se a variação da viscosidade turbulenta;
- resolveu-se as equações de conservação de momentum e de massa da fase partículas, sem considerar o arraste pelo fluido;
- considerou-se o arraste pelo fluido; e

- resolveu-se simultaneamente as equações da fase gás e fase partículas.

TABELA C.1

Dados de entrada utilizados na simulação numérica do perfil de velocidades

Dado	pneumático				ciclone			
	1	2	3	4	1	2	3	4
$\rho_{a,u}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	--	1,070	1,066	1,071	1,073	1,070	1,066	1,071
$\dot{m}_{a,u}$ [kg/s]	--	0,0938	0,0939	0,0938	0,0949	0,0938	0,0939	0,0938
Y	--	0,0140	0,0140	0,0139	0,0169	0,0140	0,0140	0,0139
$\dot{m}_p$ [kg/s]	--	0,0150	0,0210	0,0357	0,0000	0,0150	0,0210	0,0357
u [m/s]	--	23,191	23,303	23,170	--	--	--	--
v [m/s]	--	--	--	--	-0,3007	-0,2990	-0,2995	-0,2978
$w_1$ [m/s]	--	--	--	--	0,6317	0,6262	0,6292	0,6256
$w_{10}$ [m/s]	--	--	--	--	6,317	6,262	6,292	6,256
$u_p$ [m/s]	--	0,0145	0,0203	0,0355	--	--	--	--
$v_p$ [m/s]	--	--	--	--	--	-0,2154	-0,2137	-0,2077
$w_{p1}$ [m/s]	--	--	--	--	--	0,3685	0,3666	0,3585
$w_{p10}$ [m/s]	--	--	--	--	--	3,685	3,666	3,585
$\rho_p$ [kg/m <sup>3</sup> ]	--	Calculada p/ eq. (3.20)			--	0,2815	0,3971	0,7141

Nota:  $v_1$  e  $v_{p1}$  = velocidade tangencial na primeira iteração;

$v_{10}$  e  $v_{p10}$  = velocidade tangencial na décima iteração.

A velocidade inicial das partículas no trajeto pneumático foi calculada considerando-se que as partículas ocupam 10% da seção transversal ao escoamento do ar.  $A_1 = (0,075 \times 0,056)$  m<sup>2</sup>.

#### RESOLUÇÃO NUMÉRICA - CONSERVAÇÃO DE ENERGIA

$$\Gamma_{\alpha} = \mu_{\text{eff}} / Pr_t \quad (C.19)$$

Para obtenção do perfil de temperatura do fluido sem partícula, resolveu-se as equações de conservação de momentum e de massa utilizando-se a densidade a uma temperatura média no interior do ciclone, baseada em dados experimentais e, a partir do campo de

velocidades convergido, resolveu-se a equação de energia. Ou seja,  
 - resolveu-se as equações de conservação de momentum e de massa para a fase fluida;

- resolveu-se a equação de conservação de energia para a fase fluida.

Para o perfil de temperatura das duas fases, procedeu-se da seguinte maneira:

- resolveu-se as equações de conservação de momentum e massa para o fluido;

- resolveu-se as equações de conservação de momentum e massa para as partículas;

- resolveu-se simultaneamente essas equações para as duas fases; e

- resolveu-se simultaneamente as equações de conservação de energia para as duas fases.

TABELA C.2

Dados de entrada utilizados na simulação numérica do perfil de temperatura

Dado	pneumático			ciclone		
	1	2	3	1	2	3
$\rho_{a,u}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	0,886	0,758	0,765	0,885	0,785	0,842
$m_{a,u}$ [kg/s]	0,0877	0,0838	0,0903	0,0877	0,0838	0,0903
Y	0,018	0,017	0,016	0,018	0,017	0,016
$m_p$ [kg/s]	0,0000	0,0000	0,0072	0,0000	0,0000	0,0072
$u_p$ [m/s]	23,568	26,322	31,227	--	--	--
$v_p$ [m/s]	--	--	--	-0,3369	-0,3629	-0,3646
$w_1$ [m/s]	--	--	--	0,7078	0,7625	0,7660
$w_{10}$ [m/s]	--	--	--	7,078	7,625	7,660
$u_p$ [m/s]	--	--	0,00696	--	--	--
$v_p$ [m/s]	--	--	--	--	--	-0,2085
$w_{p1}$ [m/s]	--	--	--	--	--	0,3685
$w_{p10}$ [m/s]	--	--	--	--	--	3,685
$\rho_p$ [kg/m <sup>3</sup> ]	--	Calc. p/ eq. (3.20)		--	--	0,1396
$T_p$ [°C]	98,1	164,8	159,7	97,4	163,4	157,2
$T_p$ [°C]	--	--	28,4	--	--	47,9

## RESOLUÇÃO NUMÉRICA - SECAGEM

$$\Gamma_a = \mu_{\text{eff}} / Sc_t \quad (C.20)$$

A sequência utilizada na resolução numérica do modelo de secagem foi a seguinte:

- resolveu-se as equações de conservação de momentum e massa para o fluido;
- resolveu-se as equações de conservação de momentum e massa para as partículas;
- resolveu-se simultaneamente essas equações para as duas fases; e
- resolveu-se simultaneamente as equações de conservação de energia para as duas fases e a equação de conservação de massa para o vapor de água e a água líquida.

Obteve-se, assim, além dos perfis de velocidade e temperatura, os perfis de umidade do ar e das partículas.



TABELA C.3

Dados de entrada utilizados na simulação numérica da secagem

Dado	pneumático	ciclone
$\rho_{a,u}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	0,902	1,007
$m_{a,u}$ [kg/s]	0,0936	0,0936
$Y$	0,0183	0,0209
$m_p$ [kg/s]	0,013	0,013
$u$ [m/s]	27,452	--
$v$ [m/s]	--	-0,3160
$w_1$ [m/s]	--	0,6639
$w_{10}$ [m/s]	--	6,639
$u_p$ [m/s]	0,0258	--
$v_p$ [m/s]	--	-0,3361
$w_{p1}$ [m/s]	--	0,5939
$w_{p10}$ [m/s]	--	5,939
$\rho_p$ [kg/m <sup>3</sup> ]	Calc. p/ eq. (3.20)	0,1564
$T$ [°C]	97,7	94,8
$T_p$ [°C]	33,8	38,5
$X$	0,9820	0,9611

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- 1- ter Linden, A. J. Investigations into cyclone dust collectors. *Proc. of the Institution of Mech. Engrs. J.* 160:233-251, 1949.
- 2- Stairmand, C. J. The design and performance of cyclone separators. *Trans. Inst. Chem. Eng.* 29: 356-383, 1951.
- 3- Nebra, S. A. *Secagem pneumática de bagaço de cana*. Tese de Doutorado. FEC/UNICAMP, Campinas (SP), 1985. 121p.
- 4- Fedosov, S. V.; Lebedev, V. Ya. and Barulin, E. P. *Izv. Vuzov. Energetika.* (10): 61-65, 1982.
- 5- Sivetz, M. and Desrosier N. W. *Coffee technology*. AVI Pub. Co., Westport, 1979. 716 p.
- 6- ABICS (Associação Brasileira das Indústrias de Café Solúvel). *Comunicação pessoal*. São Paulo (SP), 1990.
- 7- Nogueira, L. A. H. e Flores, L. F. V. Potencialidade energética da borra de café para as indústrias de café solúvel. *Pesquisa e Desenvolvimento Tecnológico* 13(4): 15-25, 1987.
- 8- Adams, M. R. and Dougan, J. Waste products. In: Clarke, R. J. and Macrae, ed. *Coffee. v.II - Technology*. Elsevier Applied Sci. Pub., London, 1985. p.283-291.
- 9- Silva, M. J. M. e Perez, S. A. N. de, Análise de caldeiras de combustível misto (óleo combustível e borra de café). Relatório CNPq, proc. n.º 802376/88-6, 1990.
- 10- Keey, R. B. Recent progress in solids processing: some current developments in drying. *Chem. Engng. Res. Des.* 64(2): 83-88, 1984.
- 11- Romankov, P. G. Theory and practice of drying and adsorption. *Theor. Found. Chem. Engng.* 21(1):9-16, 1987.
- 12- Cermák, B.; Houska, K.; Choc, M.; Karger, M.; Valchár, J. and Viktorin, Z. Recent development of drying theory and computing methods in Czeschoslovakia. *Drying Tech.* 7(1):101-128, 1989.
- 13- Moynes, C. and Roques, M. *Realités et perspectives du séchage*. Centre de Perfectionnement des Industries Chimiques, Nancy, 1989. 22p.
- 14- Meiering, A. G.; Daynard, D. T. B.; Brown, R. and Otten, L. *Drier*

- performance and energy use in corn drying. *Can. Agr. Engng* 19(1):49-54, 1977.
- 15- Pierce, R. O. and Thompson, T. L. Energy use and performance related to crossflow dryer design. *Transactions of the ASAE* 24:215-220, 1981.
- 16- Sokhansanj, S. Grain drying simulation with respect to energy conservation and grain quality. In: Mujumdar, A.S. ed. *Advances in drying*. V. 3. Hemisphere Pub. Co., Washington, 1982. p.121-180.
- 17- Zabrenski, J. and Thygeson, J. R. Drying effectiveness - the total energy concept. *Energy Prog.* 3(1):16-19, 1983.
- 18- Deich, V. G.; Stal'skii, V. V. and Venger, M. I. Optimal stochastic control of the drying process. One-step algorithm. *Theor. Found. Chem. Engng.* 17(4):307-312, 1984.
- 19- Kaminskii, W.; Zbicinski, I.; Grabowski, S. and Srumillo, C. Multiobjective optimization of drying process. *Drying Tech.* 7(1):1-16, 1989.
- 20- Reay, D. *Proc. 4th Internat. Drying Symp.*, Kyoto. 1:77-84, 1984.
- 21- Keey, R. B. *Drying: principles and practice*. Pergamon Press, Oxford, 1972, 358 p.
- 22- Fortes, M. and Okos, M. R. Drying theories; their bases and limitations as applied to foods and grains. In: Mujumdar, A. S. ed. *Advances in drying* V. 1. Hemisphere Pub. Co., Washington, 1980. p. 117-154.
- 23- Bories, S. and Moyne, C. *Transferts couplés chaleur-masse internes*. Curso Internacional de Secagem, IPT, São Paulo, 1989. 35p.
- 24- Whitaker, S. Heat and mass transfer in granular porous media. In: Mujumdar, A. S. ed. *Advances in drying* V. 1. Hemisphere Pub. Co., Washington, 1980. p. 23-61.
- 25- Fortes, M. and Okos, M. R. A non-equilibrium thermodynamics approach to transport phenomena in capillary porous media. *Transactions of the ASAE* 24:756-760, 1981.
- 26- Fortes, M. and Okos, M. R. Non-equilibrium thermodynamics approach to heat and mass transfer in corn kernels. *Transactions of the ASAE* 24:761-769, 1981.
- 27- Fortes, M. and Okos, M. R. Heat and mass transfer analysis of

- intra-kernel wheat drying and rewetting. *J. Agric. Engng. Res.* 26:109-125, 1981.
- 28- Fioreze, R. *The intermittent drying of agricultural crops with particular reference to energy requirements.* Ph.D. Thesis, Cranfield Institute of Technol., Silsoe, England, 1986. 153 p.
- 29- Silva, M. A. and Nebra, S. A. The calculation of moisture distribution in a drying process. *Proc. 6th Internat. Drying Symp.*, Versailles. OP:145-150, 1988.
- 30- Puigalli, J. R.; Quintard, M. and Whitaker, S. Drying granular porous media: gravitational effects in the isenthalpic regime and the role of diffusion models. *Drying Tech.* 6(4):601-629, 1988.
- 31- Ben Nasrallah, S. and Perre, P. Detailed study of a model of heat and mass transfer during convective drying of porous media. *Int. J. Heat Mass Transfer* 31(5):957-967, 1988.
- 32- Robbins, M. C. and Ozisik, M. N. Drying in capillary-porous cylindrical media. *Proc. 10th Brazilian Congress of Mechanical Engineering*, Rio de Janeiro. 1:391-394, 1989.
- 33- Fortes, M. *Comunicação pessoal.* UNICAMP, Campinas, 1990.
- 34- Strumillo, C. and Kudra, T. *Drying: principles, applications and design.* Gordon and Breach Sci. Pub., Montreaux, 1986. 448p.
- 35- Frolov, V. F. (*Modelling of drying of dispersed materials*). Leningrad, 1987. 208p. (in Russian)
- 36- Bakker-Arkema, F. W.; Lerew, L. E.; De Boer, S. F. and Roth, M. G. Grain drier simulation. *Mich. State Univ., Agr. Exp. Sta., Res. Rep.* 224, 1974. 23 p.
- 37- Sharples, K.; Glikin, P. G. and Warne, R. Computer simulation of rotary driers. *Trans. Inst. Chem. Engrs* 42:T275-T284, 1964.
- 38- Davidson, J. F.; Robson, M. W. L. and Roesler, F. C. Drying of granular solids subjected to alternating boundary conditions. *Chem. Eng. Sci.* 24:815-828, 1969.
- 39- Kelly, J. J. and O'Donnell, P. Residence time model for rotary dryers. *Trans. Inst. Chem. Engrs.* 55:243-252, 1977.
- 40- Mujumdar, A. S. *Personal communication.* São Paulo, 1983. 148 p.
- 41- Mendes, M. de J. Über die berechnung von stromtrocknekn vt. *Verfahrenstechnik* 12(12):791-794, 1978.
- 42- Martin, H. and Saleh, A. H. The drying of fine granular material

- in a pneumatic drier. *Intern. Chem. Engng.* 24(1): 13-22, 1984.
- 43- Santana, C. C. Fenômenos de transporte no contato gás-sólido: leitos móveis em fase diluída. In: Freire, J. T. e Gubulin, J. C. ed. *Tópicos especiais de sistemas particulados*. V. 2. UFScar, São Carlos, 1986.
- 44- Paláncz, B. A mathematical model for continuous fluidized bed drying. *Chem. Eng. Sci.* 38(7):1045-1059, 1983.
- 45- Bohnet, M. Cyclone separation of gas/solids mixtures. *Ger. Chem. Eng.* 6(4): 211-220, 1983.
- 46- Ogawa, A. Estimation of the collection efficiencies of three types of the cyclone dust collectors from the standpoint of the flow patterns in the cylindrical cyclone dust collectors. *Bulletin of JSME* 21(223): 64-69, 1984.
- 47- Heumann Jr., M. Understanding cyclone dust collectors. *Plant Engineering* 37(11): 79-82, 1983.
- 48- Patterson, P. A. and Munz, R. J. Cyclone collection efficiencies at very high temperatures. *Can. J. of Chem. Eng.* 67(2): 321-328, 1989.
- 49- Boysan, F.; Weber, R. and Swithenbank, J. Modeling coal-fired cyclone combustors. *Combustion and Flame* 64: 73-86, 1986.
- 50- Hitchon, J. W. Cyclones as liquid-liquid contactor-separators. *Atomic Energy Research Establishment, Harwell*, 1959. 17 p.
- 51- IPT (Instituto de Pesquisas Tecnológicas). Manual de recomendações para um programa de redução do consumo de energia na indústria de cimento. *Publicação IPT n° 1112*, 1978.
- 52- Biffin, M.; Syred, N. and Sage, P. Enhanced collection efficiency for cyclone dust separators. *Chem. Eng. Res. Des.* 62(4): 261-265, 1984.
- 53- Yakuba, A. R. ; Sazhin, B. S.; Galich, V. N. and Sotnikova, T. M. Calculation of the critical size of particles collected by cyclones. *Journal of Appl. Chem. USSR* 57(4), part 2: 880-882, 1984.
- 54- Dirgo, J. and Leith, D. Cyclone collection efficiency: comparison of experimental results with theoretical predictions. *Aerosol Sci. and Tech.* 4: 401-415, 1985.
- 55- Kochergina, N. N. and Kuznetsov, M. D. Determination of dust separation efficiency in cyclones. *Journal of Appl. Chem USSR*

- 58(10), part 1: 2052-2056, 1985.
- 56- Aklyama, T.; Marul, T. and Kono, M. Experimental investigation on dust collection efficiency of straight-through cyclone with air suction by means of secondary rotational air charge. *Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev.* 25(4): 814-818, 1986.
- 57- Artamonov, N. A. and Bakirov, M. S. Improvement of the operating efficiency of hydrocyclones. *Chem. Pet. Eng.* 22(3-4): 93-94, 1986.
- 58- Li, P. M.; Lin, S. and Vatistas, G. H. Predicting collection efficiency of separation cyclones: a momentum analysis. *Can. J. of Chem. Eng.* 65(5): 730-735, 1987.
- 59- Mothes, H. and Löffler, F. Prediction of particle removal in cyclone separators. *Int. Chem. Eng.* 28(2): 231-240, 1988.
- 60- Enliang, L. and Yingmin, W. A new collection theory of cyclone separators. *AIChE Journal* 35(4): 666-669, 1989.
- 61- Napier-Munn, T. J. Pressure drop in dense-medium cyclones. *Int. J. of Min. Processing* 16(3-4): 209-230, 1986.
- 62- Beeckmans, J. M. and Morin, B. The effect of particulate solids on pressure drops across a cyclone. *Powder Tech.* 52(3): 227-232, 1987.
- 63- Yuu, S.; Jotaki, T.; Tomita, Y. and Yoshida, K. The reduction of pressure drop due to dust loading in a conventional cyclone. *Chem. Eng. Sci.* 33: 1573-1580, 1978.
- 64- Ernst, M.; Hoke, R. C.; Siminski, V. J.; McCain, J. D.; Parker, R. and Drehmel, D. C. Evaluation of a cyclone dust collector for high-temperature, high-pressure particulate control. *Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev.* 21(1): 158-161, 1982.
- 65- Biffin, M. and Syred, N. A novel design of cyclone dust separator. *Filtration and Separation* 20(3): 189-191, 1983.
- 66- Stefanenko, V. T.; Voronkoya, T.I.; Lisenko, T. V. and Novikov, L. M. Cyclones for recovery of coke breeze. *Coke and Chem. USSR* (5): 51-53, 1985.
- 67- Swift, P. An empirical approach to cyclone design and application. *Filtration and Separation* 23(1): 24-27, 1986.
- 68- Karpukhovich, D. T. Effect of the relative height of the cylindrical part of cyclone housings on their characteristics. *Chem. Pet. Eng.* 22(9-10): 504-506, 1987.

- 69- Vaughan, N. P. The design, construction and testing of an axial flow cyclone pre-separator. *J. Aerosol Sci.* 18(6): 789-791, 1987.
- 70- Sumner, R. J.; Briens, C. L. and Bergougnov, M. A. Study a novel uniflow cyclone design. *Can. J. of Chem. Eng.* 65(3): 470-475, 1987.
- 71- Silva, R. J. da *Análise teórico-experimental do desempenho de ciclones*. Tese de mestrado, EFEI, Itajubá (MG), 1988. 118p.
- 72- Daniels, T. C. Investigation of a vortex air cleaner. *Engineer*: 358-367, 1957.
- 73- Davies, C. N. The separation of air borne dust and particles. *Proc. of the Institution of Mech. Engineers.* 1B: 185-213, 1952.
- 74- Bloor, M. L. G. and Ingham, D. B. Turbulent spin in a cyclone. *Trans. Inst. Chem. Engrs.* 53: 1-6, 1975.
- 75- Bloor, M. L. G. and Ingham, D. B. The flow in industrial cyclones. *Fluid Mechanics* 178: 507-519, 1987.
- 76- Broer, L. J. F. Flow phenomena in cyclones. In: Rietema, K. and Verver, C. G. ed. *Cyclones in industry*. Elsevier Pub. Co., Amsterdam, 1961. p. 32-45.
- 77- Bloor, M. L. G. and Ingham, D. B. Theoretical investigation of the flow in a conical hydrocyclones. *Trans. Inst. Chem. Engrs.* 51: 36-41, 1973.
- 78- Bloor, M. L. G. and Ingham, D. B. On the efficiency of the industrial cyclones. *Trans. Inst. Chem. Engrs.* 51: 173-178, 1973.
- 79- Bloor, M. L. G. and Ingham, D. B. Theoretical analysis of the conical cyclones. *Proc. of the First European Conf. on Mixing and Centrifugal Separation*, 9-11 sept, 1974. Bedford, England. E 6.95-E 6.106.
- 80- Boysan, F.; Ayers, N. H. and Swithenbank, J. A fundamental mathematical modelling approach to cyclone design. *Trans. Inst. Chem. Engrs.* 60: 222-230, 1982.
- 81- Lebedev, V. Ya.; Barulin, E. P.; Romanov, V. S. and Kisel'nikov, V. N. Combined drying of a granulated material in a fluidized bed apparatus. *Journal of Applied Chemistry of USSR* 60(7): 1450-1454, 1987.
- 82- Parida, A. and Chand, P. Turbulent swirl with gas-solid flow in

- cyclone. *Chem. Eng. Sci.* 35(4): 945-954, 1980.
- 83- Osinskii, V. P.; Yitoya, N. V. and Khaustov, I. P. Experience of use of combined cyclone dryers. *Chem. Pet. Eng.* 18(5-6): 215-218, 1982.
- 84- Heinze, C. A new cyclone dryer for solid particles. *Ger. Chem. Eng.* 7:274-279, 1984.
- 85- Kumar, K.; Bal, S. and Ojha, T. P. Fuel characteristics of agricultural residues. *Agricultural Mechanization in Asia, Africa and Latin America* 15(4): 61-64, 1984.
- 86- Jenkins, B. M. and Summer, H. R. Harvesting and handling agricultural residues for energy. *Transactions of the ASAE* 29(3): 824-836, 1986.
- 87- Tango, J. S. Utilização industrial do café e dos seus subprodutos. *Bol. do Inst. de Tec. de Alimentos.* (28): 49-73, 1971.
- 88- Gopalakrishna Kao, N. and Natarajan, C. P. Utilization of coffee by-products. *Indian Coffee.* 38(1): 3-5, 1974.
- 89- Sivetz, M. *Coffee processing technology.* AVI Pub. Co., Westport, 1963. V. 2. 379 p.
- 90- Pfluger, R. A. Soluble coffee processing. In: Mantell, C. L. ed. *Solid wastes: origin, collection, processing and disposal.* Wiley InterSci. Pub., Toronto, 1975. p.365-376.
- 91- Landais, C. Charbon et marc de café. *Revue de l'énergie* (384): 339-341, 1986.
- 92- Dutra, A. C. *Comunicação pessoal.* Nestlé, Araras (SP), 1988.
- 93- Sivetz, M. and Foot, H. E. *Coffee processing technology.* AVI Pub. Co., Westport, 1963. V. 1, 598 p.
- 94- Clarke, R. J. and Macrae, R. *Coffee. Volume I - Chemistry.* Elsevier Applied Sci. Pub., London, 1985. 306 p.
- 95- Marins, J. M. Borra de café. *Anais do Seminário sobre Biomassa como Energia na Indústria, 1.* Rio de Janeiro, 1980, p.12.01-04.
- 96- Anonimus. Let residue disposal pay for itself. *Power* (Feb.): 60-61, 1971.
- 97- Gregg, S. J. and Sing, K. S. W. *Adsorption surface area and porosity.* Academic Press, London, 1982. 303 p.
- 98- Foust, A.S. et alli. *Princípios das operações unitárias.* Guanabara Dois, Rio de Janeiro, 1982. 670 p.



- 99- Mohsenin, N. N. *Physical properties of plant and animal materials*. V. I: Structure, physical characteristics and mechanical properties. Gordon and Beach Sci. Pub., New York, 1970. 734 p.
- 100-Shubert, H. Food particle technology. Part I: Properties of particles and particulate food systems. *J. of Food Eng.* 6(1): 1-32, 1987.
- 101-Kunii, D and Levenspiel, O. *Fluidization engineering*. Robert E. Krieger, Huntington, 1977. 534p.
- 102-Morsi, S. A. and Alexander, A. J. An investigation of particles trajectories in two-phase flow systems. *J. Fluid Mech.* 55, part 2:193-208, 1972.
- 103-Hardman, J. S.; Street, P. J. and Twamley, C. S. Studies of spontaneous combustion imbeds of activated carbon. *Fuel* 59:151-155, 1980.
- 104-Clo, G. and Voilley, A. Evaluation of ground coffee particles for optimum extraction. *Lebensmittel-Wissenschaft und-Technologie* 16(1): 39-42, 1983.
- 105-Delmée, J. P. *Manual de medição de vazão*. Ed. Edgard Blücher, São Paulo, 1983. 476 p.
- 106-Van Wylen, G. J. and Sonntag, R. E. *Fundamentos da termodinâmica clássica*. Ed. Edgard Blucher, São Paulo. 1976. 2<sup>a</sup> ed.
- 107-Szekely, J. and Carr, R. Heat transfer in a cyclone. *Chem. Eng. Sci.* 21:1119-1132, 1966.
- 108-Godoy, A. L. *Estudo teórico e experimental do tempo de permanência de partículas em ciclones de gás*. Tese de mestrado. FEM/Unicamp, Campinas, 1989. 91p.
- 109-Ayers, W. H.; Boysan, F.; Swithenbank, J. and Ewan, B. C. R. Theoretical modelling of cyclone performance. *Filtration & Separation* 22(1): 39-43, 1985.
- 110-Zhou, L. X. and Soo, S. L. Gas-solid flow and collection of solids in a cyclone separator. *Powder Technology* 63: 45-53, 1990.
- 111-Silva, M. A. e Nebra, S. A. Estudo experimental da variação do campo de velocidades do fluido no ciclone com a concentração de sólidos. *Anais do COBEM* 1: 351-354, 1989.
- 112-Davidson, M. R. Similarity solutions for flow in hydrocyclones. *Chem. Eng. Sci.* 43(7): 1499-1505, 1988.
- 113-Ivanov, A. A. and Kudryavtsev, N. A. Calculation of the velocity

- field in a hydrocyclone. *Theoretical Foundations of Chemical Engineering* 21(2): 157-163, 1987.
- 114-Ternovskii, I. G.; Lazutkin, M. G. and Tsyganov, L. G. Determination of the coefficient of turbulent viscosity in hydrocyclones of various types. *J. Appl. Chem. USSR* 59(7), part 2: 1510-1512, 1986.
- 115-Duggins, R. K. and Frith, P. C. W. Turbulence anisotropy in cyclones. *Filtration & Separation* 24(6): 394-397, 1987.
- 116-Davidson, M. R. Numerical calculations of flow in a hydrocyclone operating without an air core. *Appl. Math. Modelling* 12(2): 119-128, 1988.
- 117-Ranz, W. E. Wall flows in cyclone separator: a description of internal phenomena. *Aerosol Science and Technology* 4: 417-432, 1985.
- 118-White, B. R. Particle dynamics in two-phase flows. In: Cheremisinoff, N. P. ed. *Encyclopedia of fluid mechanics. V. 4. Solids and gas-solids flows*. Gulf Pub. Co., Houston, 1986. p. 239-282.
- 119-Soo, S. L. *Particulates and continuum. Multiphase fluid dynamics*. Hemisphere Pub. Co., New York, 1989. 400 p.
- 120-Patankar, S. V. *Numerical heat transfer and fluid flow*. Hemisphere Pub. Co., Washington, 1980.
- 121-Silva, M. A. and Nebra, S. A. Drying on cyclones - an experimental study. Presented in IDS'90 (*International Drying Symposium*), Prague, 1990. 10 p.
- 122-Flick, D.; Lenoir, Ph. and Gibert, H. Drying of liquids on inert particles circulating in a cyclonic device. Presented in IDS'90 (*International Drying Symposium*), Prague, 1990. 11p.
- 123-Viotto, L. A. e Menegalli, F. C. Secagem de borra de café em secador de leite fluidizado. *XVII Encontro Sobre Escoamento em Meios Porosos, São Carlos (SP)*, 1989.
- 124-Viotto, L. A. e Menegalli, F. C. Secagem de borra de café em secador pneumático. *XVII Encontro Sobre Escoamento em Meios Porosos, São Carlos (SP)*, 1989.
- 125-Godoy, A. L., Silva, M. A. y Nebra, S. A. Tiempo de residencia de partículas en reactores ciclónicos. A ser apresentado no IV Congreso Latinoamericano de Transferencia de Calor y Materia,

28 a 31/10/1991, La Serena, Chile.

- 126-Rocha, S. C. S. Contribuição ao estudo da secagem pneumática vertical: simulação e influência dos coeficientes de transferência de calor gás-partícula. Tese de Doutorado, USP, 1988. 257 p.
- 127-Arastoopour, H. and Gidaspow, D. Vertical pneumatic conveying using four hydrodynamic models. *Ind. Eng. Chem. Fundam.* 18(2): 123-130, 1979.
- 128-Kreith, F. *Princípios da transmissão de calor*. Ed. Edgard Blücher, São Paulo, 1977. 550 p. 3<sup>a</sup> ed.
- 129-Holmann, J. P. *Transferência de calor*. McGraw-Hill, São Paulo, 1983. 639 p.
- 130-Oosthuizen, P. H. and Donaldson, E. Free convective heat transfer from vertical cones. *Trans. ASME J. Heat Transfer* 94: 330-331, 1972.
- 131-Rohsenow, N. M. and Hartnett, J. P. *Handbook of heat transfer*. McGraw-Hill, New York, 1973.
- 132-Bird, B. R.; Stewart, W. E. and Lightfoot, E. N. *Transport phenomena*. John Wiley & Sons, New York, 1960. 780 p.
- 133-Raemy, A. and Lambelet, P. A calorimetric study of self-heating in coffee and chicory. *J.Fd. Technol.* 17(4): 451-460, 1982.
- 134-Hong, T. and Zhou, L. Numerical simulation of three dimensional turbulent gas-particle flows in boiler furnaces by a continuum model of particle phase. *Proceedings of the First Asian-Pacific International Symposium on Combustion and Energy Utilization*, Beijing, 1990. 184-189.