



**FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL
E EQUAÇÕES EMPÍRICAS PARA A
ESTIMATIVA DA QUEDA DE PRESSÃO
EM CICLONES**

Thiago Koichi Anzai

Projeto Final de Curso

Orientadores:

Karolline Ropelato, D.Sc.

Ricardo de Andrade Medronho, Ph.D.

Fevereiro de 2010

FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL E EQUAÇÕES EMPÍRICAS PARA A ESTIMATIVA DA QUEDA DE PRESSÃO EM CICLONES

Thiago Koichi Anzai

Projeto de Final de Curso submetido ao Corpo Docente da Escola de Química, como parte dos requisitos necessários à obtenção do grau de Engenheiro Químico.

Aprovado por:

Heloísa Lajas Sanches, D.Sc.

André Gonçalves Oliveira, Eng.

Raphael David Aquilino Bacchi, M.Sc.

Orientado por:

Karolline Ropelato, D.Sc.

Prof. Ricardo de Andrade Medronho, Ph.D.

Rio de Janeiro, RJ – Brasil

Fevereiro de 2010

Anzai, Thiago Koichi.

Fluidodinâmica Computacional e equações empíricas para a estimativa da queda de pressão em ciclones / Thiago Koichi Anzai. Rio de Janeiro: UFRJ/EQ, 2010.

xv, 67f.

(Monografia) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola de Química, 2010.

Orientadores: Karolline Ropelato e Ricardo de Andrade Medronho.

1. Ciclone. 2. Queda de pressão. 3. CFD. 4. Monografia. (Graduação – UFRJ/EQ). 5.

Karolline Ropelato, D.Sc. e Ricardo de Andrade Medronho, Ph.D.

I. Título.

À minha família, sem a qual eu não estaria aqui.

You'll never find rainbows if you're looking down.

Charlie Chaplin, *The Circus*

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, Sonia e Kokichi, e à minha irmã, Tatiana, por me suportarem por todos esses anos com afinho e amor sincero. A dificuldade pelas quais passamos juntos certamente só fortifica a nossa estrutura. Tenho certeza disso.

Aos meus amigos, que fiz aqui e pretendo levar para sempre, e aos que já carrego comigo há um bom tempo: Beth, pelos ótimos conselhos e torcidas; Marcus, pelo companheirismo e pela cama em Búzios; Fernanda, por estar quase enquadrada no parágrafo anterior; Diego (Jaspion) por estar onde estou por tantos anos; Lucilla, pelas dicas em CFD e horas divertidas de almoço; Vitão, pelos abraços por demais carinhosos; Nicolas, por todas as caronas, incluindo as experimentais, e a ajuda nos relatórios de Ladeq; Camila, por ter sido aquela amiga de todas as horas, mas que curiosamente nunca estava na faculdade em hora nenhuma... Enfim, a listagem é grande, e não porque eu fiz tantos amigos assim: é só porque eu tenho muito o que dizer sobre os que eu fiz... Sinto orgulho disso. Sim, sinto orgulho de vocês.

Agradeço também os meus orientadores, Professor Ricardo Medronho e Karolline Ropelato, da ESSS, pelos valiosos conselhos e puxões de orelha nos momentos propícios. Saibam que eles foram muito valiosos para que eu chagasse até aqui.

Finalmente, um agradecimento especial à minha namorada, Clarissa Bergman Fonte, pelo companheirismo e amor incondicional em todos os momentos.

No mais, agradeço, sim, a todos que participaram dessa (imensa) jornada deliciosa comigo!

E que venha o mestrado!

Resumo do Projeto Final apresentado à Escola de Química como parte dos requisitos necessários para obtenção do grau de Engenheiro Químico

FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL E EQUAÇÕES EMPÍRICAS PARA A ESTIMATIVA DA QUEDA DE PRESSÃO EM CICLONES

Thiago Koichi Anzai

Fevereiro, 2010

Orientadores: Karolline Ropelato, D.Sc.

Prof. Ricardo de Andrade Medronho, Ph.D.

A produção de areia em poços produtores de óleo e gás é um problema técnico-econômico relevante na produção de petróleo, já que a presença desses sólidos, mesmo em quantidades relativamente baixas, pode ocasionar severo desgaste a jusante em válvulas, linhas, etc. Outro problema é que esta areia se deposita no separador de produção, o que irá requerer sua limpeza com relativa frequência. Em ambos os casos, a parada de produção para desobstrução dos vasos, reparo ou substituição de peças, implica em perdas econômicas e diminuição dos índices que indicam a eficiência operacional das plantas de processo.

Dessa forma, para se atenuar a produção de areia nos poços de petróleo, equipamentos baseados em separação ciclônica podem ser utilizados, pois são relativamente baratos, se comparados a outros separadores convencionais, além de serem normalmente menores e não necessitarem de quase nenhuma manutenção, já que não possuem partes móveis. Essa alternativa permite que o procedimento de retirada de sólidos seja feito durante a operação do sistema, fazendo com que a produção seja mantida enquanto os equipamentos à jusante são protegidos.

Apesar dessas características favoráveis, grandes razões gás-líquido tornam o problema complexo, uma vez que a natureza multifásica do escoamento dificulta o projeto de um dispositivo desse tipo.

O modelo de CFD avaliado se propõe a verificar a queda de pressão em um ciclone operando com uma mistura de ar e solução de CMC (carboxi metil-celulose). Os resultados numéricos obtidos foram comparados com resultados experimentais e

correlações empíricas para a estimativa da queda de pressão. Com o intuito de se estimar a aplicabilidade dessas equações, usaram-se estas correlações em escoamentos monofásicos e bifásicos.

As simulações foram avaliadas com a abordagem monofásica e bifásica. O modelo adotou a hipótese simplificadora de desconsiderar a presença de sólidos particulados, com o intuito de compreender melhor os fenômenos envolvidos no estudo de interesse. Todas as simulações foram realizadas em modo transiente, com passos de tempo de 10^{-4} segundos e utilizando um referencial Euler-Euler para ambas as fases. Malhas com elementos tetraédricos e hexaédricos foram avaliadas. O modelo de turbulência utilizado foi um parâmetro de estudo, bem como as condições de contorno e o próprio *software* de CFD.

O modelo empregado se mostrou capaz em reproduzir os principais fenômenos envolvidos em um escoamento ciclônico. Dessa forma, concluídas as etapas de simulação e de posse do modelo numérico, agora validado, é possível estudar, por exemplo, como o sistema se comporta sob eventuais modificações, quer seja na geometria dos aparelhos ou mesmo nas condições operacionais, sem a necessidade de novas corridas experimentais.

ÍNDICE

ÍNDICE DE FIGURAS	XI
ÍNDICE DE TABELAS	XII
NOMENCLATURA	XIII
CAPÍTULO I— INTRODUÇÃO	16
I.1 MOTIVAÇÃO	17
CAPÍTULO II— CICLONES	18
II.1 CLASSIFICAÇÃO	18
II.2 FUNCIONAMENTO.....	19
II.3 A QUEDA DE PRESSÃO EM CICLONES	20
II.4 PROCESSO DE SEPARAÇÃO.....	27
CAPÍTULO III— FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL.....	29
III.1 TURBULÊNCIA	31
III.2 ESCOAMENTO MULTIFÁSICO	34
III.2.1 Força de arrasto	35
III.3 SOFTWARES DE CFD	37
III.4 MALHA NUMÉRICA.....	38
CAPÍTULO IV— METODOLOGIA	40
IV.1 APARATO DE ESTUDO	40
IV.2 CARACTERIZAÇÃO DOS FLUIDOS ESTUDADOS	41
IV.3 ABORDAGEM NUMÉRICA	43
IV.3.1 Definição da geometria	43
IV.3.2 Casos de estudo e malhas utilizadas.....	44
IV.3.3 Definição dos parâmetros de simulação	46
CAPÍTULO V— RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	48
V.1 RESULTADOS EXPERIMENTAIS.....	48
V.2 RESULTADOS TEÓRICOS	48
V.3 RESULTADOS.....	50
V.3.1 Caso 1.....	51
V.3.2 Caso 2.....	52
V.3.3 Caso 3.....	52
V.3.4 Caso 4.....	54
V.3.5 Caso 5.....	56
V.4 EFICIÊNCIA DE SEPARAÇÃO	57

V.5	REAVALIAÇÃO DOS RESULTADOS TEÓRICOS	58
CAPÍTULO VI—	CONCLUSÕES	61
VI.1	PROPOSTAS PARA CONTINUAÇÃO DO TRABALHO	62
CAPÍTULO VII—	BIBLIOGRAFIA	64
CAPÍTULO VIII—	ANEXOS	66
VIII.1	ANEXO I.....	66

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Desenho esquemático de um ciclone com suas cotas básicas.....	18
Figura 2: Desenho esquemático do percurso do fluido no interior de um ciclone convencional.....	20
Figura 3: Razão entre as quedas de pressão com e sem a presença de particulados predita pelos modelos de Smolik, Briggs e Baskakov.	23
Figura 4: Vista superior de um ciclone com entrada tangencial e suas cotas.....	25
Figura 5: Variação temporal da velocidade em um dado ponto sob regime transiente..	30
Figura 6: Coeficiente de arrasto para uma esfera versus Número de Reynolds (Versteeg & Malalasekera, 1995).	36
Figura 7: Etapas da resolução de um problema utilizando CFD.	38
Figura 8: Tipos comuns de elementos em uma malha para CFD.....	38
Figura 9: Desenho esquemático da unidade experimental.	40
Figura 10: Comportamento reológico da suspensão de CMC em água.	42
Figura 11: Ciclone utilizado nas simulações em CFD com suas respectivas cotas.....	43
Figura 12: Casos propostos para a análise em CFD.	44
Figura 13: Geometrias com as respectivas malhas dos ciclones estudados.	45
Figura 14: Comparação entre os números de Euler monofásico para as diferentes correlações.....	49
Figura 15: Elevações monitoradas do ciclone com seus respectivos gráficos de valor absoluto da velocidade tangencial.	53
Figura 16: Árvore de estados enfatizando os casos escolhidos.	55
Figura 17: Caso monofásico escolhido com (A) linhas de correntes, evidenciando o vórtice ascendente, (B) perfil de pressão e (C) perfil de velocidades tangenciais.	55
Figura 18: Parâmetros do modelo de Muschelknautz obtidos por CFD.	59

INDICE DE TABELAS

Tabela 1: Regiões de um ciclone convencional.....	19
Tabela 2: Valores das constantes para o modelo SSG.	33
Tabela 3: Constantes do modelo SSG para o termo de pressão-deformação.....	33
Tabela 4: Exemplo de métodos para o tratamento da turbulência.....	34
Tabela 5: Propriedade dos fluidos utilizados.....	41
Tabela 6: Dimensões do ciclone utilizado (cm).	44
Tabela 7: Número de nós das malhas.	46
Tabela 8: Modelagem empregada nas simulações.	47
Tabela 9: Resultados dos experimentos para o ciclone em estudo.....	48
Tabela 10: Razões entre as quedas de pressão com e sem a presença de particulados. .	49
Tabela 11: ΔP_c para diferentes correlações.	50
Tabela 12: Casos de estudo.	51
Tabela 13: Resultados monofásicos comparativos para o Caso 1.....	51
Tabela 14: Resultados monofásicos comparativos para o Caso 2.....	52
Tabela 15: Resultados monofásicos comparativos para o Caso 3.....	53
Tabela 16: Resultados monofásicos comparativos para o Caso 4.....	54
Tabela 17: Resultados comparativos para o Caso 5.....	57
Tabela 18: Queda de pressão prevista pelo modelo de Muschelknautz com e sem a utilização de CFD.....	59
Tabela 19: Queda de pressão para o ciclone bifásico, comparando os dados experimentais, simulados e teórico modificado.	59

NOMENCLATURA

Letras latinas

a	≡	altura da seção de entrada do ciclone
b	≡	largura da seção de entrada do ciclone
B	≡	diâmetro do <i>underflow</i> do ciclone
c	≡	concentração mássica de particulados
d	≡	comprimento de escala interfacial
D	≡	diâmetro do ciclone ou transporte difusivo
E	≡	Eficiência do ciclone
Eu	≡	número de Euler
f	≡	fator de atrito
F	≡	Força
Fr	≡	número de Froude
g	≡	aceleração da gravidade
h	≡	altura do corpo cilíndrico ou entalpia do fluido
H	≡	altura do ciclone
K	≡	índice de consistência do fluido
n	≡	Índice de comportamento do escoamento
P	≡	pressão ou taxa de produção de R
Q	≡	vazão volumétrica
r	≡	fração volumétrica
R	≡	raio do ciclone ou componente do tensor de Reynolds
Re	≡	número de Reynolds
R_f	≡	razão de fluido
s	≡	altura do <i>vortex finder</i>
S	≡	tensor de deformação
T	≡	Temperatura
v	≡	Velocidade
W	≡	Vorticidade

Letras gregas

α	≡	termo de constrição
γ	≡	taxa de deformação
δ	≡	delta de Kronecker
ε	≡	termo de dissipação
η	≡	viscosidade aparente
κ	≡	energia cinética turbulenta
μ	≡	viscosidade dinâmica
ρ	≡	massa específica
τ	≡	tensor tensão
Φ	≡	termo de pressão-deformação

Sobrescritos

'	≡	relacionado à eficiência reduzida
D	≡	Arrasto
T	≡	Transposta

Subscritos

0	≡	condição pura
α	≡	fase α
β	≡	fase β
θ_{cs}	≡	componente tangencial no interior do vórtice
θ_w	≡	componente tangencial
c	≡	relativo ao concentrado ou região cônica
e	≡	relativo ao <i>overflow</i>
in	≡	relativo à entrada do ciclone
m	≡	médio
p	≡	presença de particulados
r	≡	rugosidade do material
s	≡	resultado em base mássica

sm	≡	parede lisa
su	≡	relativo ao <i>underflow</i> em base mássica
T	≡	total
u	≡	relativo ao <i>underflow</i>
v	≡	resultado em base volumétrica
x	≡	relativo ao <i>vortex finder</i>
vu	≡	relativo ao <i>underflow</i> em base volumétrica
zw	≡	componente axial

CAPÍTULO I – INTRODUÇÃO

Ciclones têm sido utilizados na indústria como separadores gás-sólido desde o final do século XIX, devido, principalmente, à elevada eficiência de separação obtida para partículas com diâmetro na faixa de 5 a 100 μm e à baixa queda de pressão provocada pelo equipamento (Meier, 2000). Além disso, assim como acontece com os hidrociclones, ciclones têm baixo custo de construção e manutenção e podem operar sob severas condições de temperatura e pressão. Todas estas características os tornam equipamentos bastante utilizados em processos do tipo *upstream*, como na pré-separação de areia em poços produtores de petróleo, até *downstream* na indústria do petróleo, como no craqueamento catalítico (FCC).

O sucesso no uso desses equipamentos está associado a sua alta eficiência na remoção de sólidos de forma contínua, controlada e sem que seja necessária a interrupção da produção. Essas paradas não agendadas são traduzidas diretamente em perdas, e foram estimadas, para uma única plataforma da PETROBRAS, em cerca de US\$ 3.000.000,00 durante o ano de 1998 (Dantas, 1999). Além disso, o peso e o tamanho desses equipamentos estão usualmente abaixo de 10% dos equipamentos gravitacionais convencionais e seu custo é proporcionalmente mais baixo.

Apesar dessas características favoráveis, porém, é inevitável que tais equipamentos, normalmente operados sob condições rígidas de operação, sofram desgastes que acabem por inutilizá-los. Um dos grandes problemas concernentes tanto para ciclones como hidrociclones é exatamente a erosão causada pelos particulados no seu impacto com as paredes do equipamento.

Dessa forma, é de fundamental importância o entendimento do processo de separação que ocorre nesses equipamentos, e que envolve a dinâmica das partículas sob a ação das forças que atuam sobre elas.

Com o avanço do poder computacional, contudo, estes estudos, que antes se resumiam à heurística e a conhecimentos empíricos sobre o equipamento, agora podem ser abordados sob uma visão matemática, com a utilização da Fluidodinâmica Computacional (CFD).

Essa ferramenta tem como grande vantagem a reprodutibilidade do que se espera encontrar na prática, sem os custos associados a experimentos. A partir da validação do

modelo, o uso de CFD permite estudar diversos equipamentos ou modificações geométricas nos mesmos sem ser necessário um estudo experimental envolvendo cada um deles.

I.1 Motivação

A dificuldade inerente na previsão de parâmetros como a queda de pressão associados a projetos de ciclones leva à necessidade de uma abordagem prática ou, como mencionado anteriormente, de estudos com CFD. O problema associado ao primeiro caso é exatamente o dispêndio econômico e de mão-de-obra requeridos para uma bateria de testes, enquanto o segundo, peca pelo alto custo computacional, fato que o leva a simplificações na modelagem que nem sempre são fisicamente coerentes e o deixa, necessariamente, a mercê de experimentos para validação.

O objetivo desse trabalho, portanto, foi o de validar a modelagem matemática implementada pelos *softwares* comerciais de CFD a um determinado ciclone otimizado, em um trabalho anterior, para a pré-separação de areia em poços produtores de petróleo (Carvalho, 2008), comparando os resultados obtidos numericamente com os experimentais e teóricos disponíveis na literatura, sob uma mesma faixa de operação, obtendo-se, dessa forma, uma metodologia para a simulação deste tipo de equipamento.

CAPÍTULO II – CICLONES

II.1 Classificação

Grande parte dos ciclones existentes atualmente foram projetados usando-se o método da “tentativa e erro”, onde o único objetivo era solucionar problemas operacionais específicos e pontuais de um determinado processo. Dessa forma, atualmente, existem tantas variedades de geometrias distintas de ciclones que faz com que seja difícil classificá-los em categorias bem definidas (Nebresky, 1980). Apesar disso, é possível dividi-los didaticamente em:

- a) Separadores;
- b) Classificadores.

A primeira categoria pode ser caracterizada por tratar elevadas vazões, com relativamente baixas quedas de pressão. O desempenho é geralmente descrito em termos da recuperação da fase mais pesada no *underflow*. A vazão da fase contínua mais leve no *underflow* é nula ou, usualmente, insignificante.

Na segunda categoria a fase contínua é dividida entre o *overflow* e o *underflow* e o principal objetivo é dividir a fase dispersa mais pesada em duas classes. Neste caso, os ciclones atuam como “classificadores” de partículas no qual, para um dado ciclone, as partículas grandes serão capturadas e as partículas pequenas serão arrastadas.

A Figura 1 mostra esquematicamente um ciclone, na qual suas partes constituintes são destacadas, bem como as suas influências no desempenho do equipamento, descritas a seguir (Rawlins, 2000).

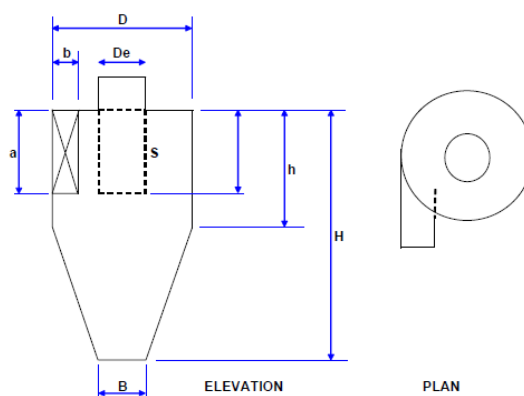


Figura 1: Desenho esquemático de um ciclone com suas cotas básicas.

Tabela 1: Regiões de um ciclone convencional.

a	Altura da seção de entrada
b	Largura da seção de entrada
D	Diâmetro do ciclone
D_e	Diâmetro do <i>overflow</i>
s	Altura do <i>vortex finder</i>
h	Altura do corpo cilíndrico
H	Altura do ciclone
B	Diâmetro do <i>underflow</i>

- *Área da entrada:* para uma dada queda de pressão, a diminuição da área de entrada irá aumentar a velocidade do fluido. O aumento da velocidade do fluido aumenta a recuperação de partículas pequenas, aumentando, portanto, a eficiência de coleta;
- *Vortex finder (D_e):* diminui o *bypass*, ou seja, o fluxo de fluido da entrada diretamente para o *overflow*. O diâmetro do *vortex finder* tem usualmente uma relação diretamente proporcional com o d_{50} , que é definido como o tamanho de partícula que tem uma probabilidade de captura de 50%, já que ele irá afetar o tempo de residência da partícula. Contudo, nem todos os ciclones possuem *vortex finder*;
- *Seção cilíndrica (h):* a seção cilíndrica é localizada entre a entrada e a seção cônica do ciclone. O comprimento da seção cilíndrica também afeta diretamente o tempo de residência, tendo uma relação inversamente proporcional com o d_{50} ;
- *Seção cônica:* a seção cônica tem normalmente um ângulo de até 20° para grandes ciclones e de 6-12° para ciclones menores. Ângulos menores aumentam o tempo de retenção, apresentando uma relação inversamente proporcional com o d_{50} .

II.2 Funcionamento

O processo de funcionamento de um ciclone convencional é análogo ao de um hidrociclone, ou seja, a corrente de alimentação entra no equipamento através de uma entrada tangencial. As mudanças na direção do fluxo forçam a mistura a girar, formando um vórtice externo descendente. O fluxo no vórtice é acelerado à medida que o diâmetro interno é reduzido ao longo do comprimento do cone. Devido a esse movimento circular, forças centrífugas atuam na fase dispersa, mais densa, direcionando-a em direção à parede do ciclone. Uma vez na parede, ela tende a caminhar na direção do orifício de saída do coletado (*underflow*). Devido à

convergência do cone, o fluxo de fluido é invertido e forma um vórtice interno ascendente, saindo do equipamento através do tubo de *overflow*. A Figura 2 mostra de forma esquemática o vórtice interno ascendente e o vórtice externo descendente.

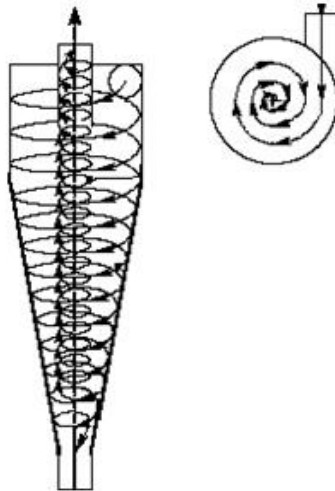


Figura 2: Desenho esquemático do percurso do fluido no interior de um ciclone convencional.

Não é incomum, porém, ciclones onde não haja a presença de particulados propriamente ditos, ou, se existem, há também líquido presente. Tal conformação, entretanto, não implica necessariamente em um hidrociclone. Um equipamento separador onde a corrente de entrada é, em sua fração mais rica, gás, é classificado como um ciclone. Alguns equipamentos separadores que se encaixam nos casos supracitados, por exemplo, podem ter utilidade na separação completa de uma determinada fase para a subsequente entrada dessa fase em algum outro processo ou em algum outro equipamento à jusante.

Esta é precisamente uma das aplicabilidades dos ciclones separadores na indústria de óleo e gás. Mais especificamente, na pré-separação de areia em poços produtores de petróleo, visando remover inicialmente a corrente de gás do óleo e particulados.

II.3 A queda de pressão em ciclones

A queda de pressão (ΔP) é definida como o diferencial de pressão entre a entrada e o *overflow* do ciclone. Esse parâmetro é o mais usual no controle operacional

para alterar o desempenho do equipamento, mostrando a importância desta variável no projeto em si.

Um aumento na velocidade acarreta em maiores forças centrífugas, e na recuperação de partículas menores. Isto irá resultar no aumento da eficiência global de separação.

De maneira geral, a queda de pressão em ciclones pode ser relacionada ao número de Euler (Gimbun, 2004), adimensional, definido pela Equação (1).

$$Eu = \frac{\Delta P}{\frac{\rho v^2}{2}} \quad (1)$$

Esse número relaciona a queda de pressão (ΔP) com a energia cinética por unidade de volume e constitui-se num dos números adimensionais mais importantes em projetos e escalonamento de ciclones.

Existem inúmeras correlações empíricas para a determinação de Eu. Todas, porém, foram validadas apenas para determinados tipos de ciclones, sob determinadas condições, e são, portanto, muito restritivas.

Algumas das mais importantes correlações são mostradas a seguir:

- Shepherd e Lapple (Shepherd, 1939):

$$Eu = 16 \frac{ab}{D_e^2} \quad (2)$$

- Casal e Martinez (Casal & Martinez, 1989):

$$Eu = 11,3 \left(\frac{ab}{D_e^2} \right)^2 + 3,33 \quad (3)$$

- Dirgo (Dirgo, 1988):

$$Eu = 20 \left(\frac{ab}{D_e^2} \right) \left[\frac{s/D}{(H/D)(h/D)(B/D)} \right]^{1/3} \quad (4)$$

- Coker (Coker, 1993):

$$Eu = 9,47 \frac{ab}{D_e^2} \quad (5)$$

É importante ressaltar, porém, que as correlações anteriores foram testadas para ciclones monofásicos. A inserção de uma segunda fase dispersa tende a alterar esse comportamento. De fato, a queda de pressão é alta quando o escoamento está livre de sólidos e decresce com a sua alimentação até um limite de aproximadamente 3 kg/m^3 de

gás. A partir desse ponto, a queda de pressão começa a aumentar novamente (Perry, 1999).

A causa do decréscimo inicial nos valores de ΔP é que a presença de particulados no sistema ameniza o perfil de velocidade tangencial do gás, reduzindo também a queda de pressão.

Smolik (Hoffmann & Stein, 2008) propôs um modelo empírico para contabilizar o efeito global da presença de sólidos na queda de pressão em ciclones, relacionando-a com o escoamento em condições monofásicas, ou seja, livre de particulados, como mostra a equação (6).

$$\frac{\Delta P_c}{\Delta P} = (1 - \psi c^\beta) \quad (6)$$

onde:

ΔP \equiv queda de pressão para o sistema monofásico;

ΔP_c \equiv queda de pressão para o sistema concentrado.

Nesta equação, ψ e β são parâmetros que valem, respectivamente, 0,02 e 0,6, se a concentração (c) for expressa em g/m^3 .

Hoffmann & Stein citam ainda uma série de trabalhos recentes, comparando não somente o modelo empírico de Smolik, mas também os propostos por Briggs (1946):

$$\frac{\Delta P_c}{\Delta P} = \frac{1}{1 + 0,0086c^{0,5}} \quad (7)$$

e por Baskakov (1990):

$$\frac{\Delta P_c}{\Delta P} = \frac{1}{1 + 3,1c_0^{0,7}} + 0,67c_0 \quad (8)$$

onde c_0 é a concentração de sólidos em fração mássica.

Das equações (6) e (7) anteriores, pode-se observar a limitação em descrever a queda de pressão dos modelos, uma vez que todos prevêem uma inevitável diminuição do valor em relação ao escoamento monofásico, sendo o modelo de Smolik, inclusive, limitado por um valor, a partir do qual a razão se torna negativa. Essa hipótese vai contra a física do processo, onde, como já foi mencionado, há um limite no qual a queda de pressão diminui em detrimento da adição da fase dispersa ao sistema, isto é, sob uma curva de $\Delta P_c/\Delta P$, esperar-se-ia um mínimo, o que não é observado pelos modelos fornecidos por Smolik ou Briggs.

A Figura 3 ilustra esse comportamento, comparando as equações (6), (7) e (8) até um limite de 4 kg/m^3 de gás de concentração de particulados, englobando, assim, o limite médio fornecido pelo Perry, de 3 kg/m^3 de gás.

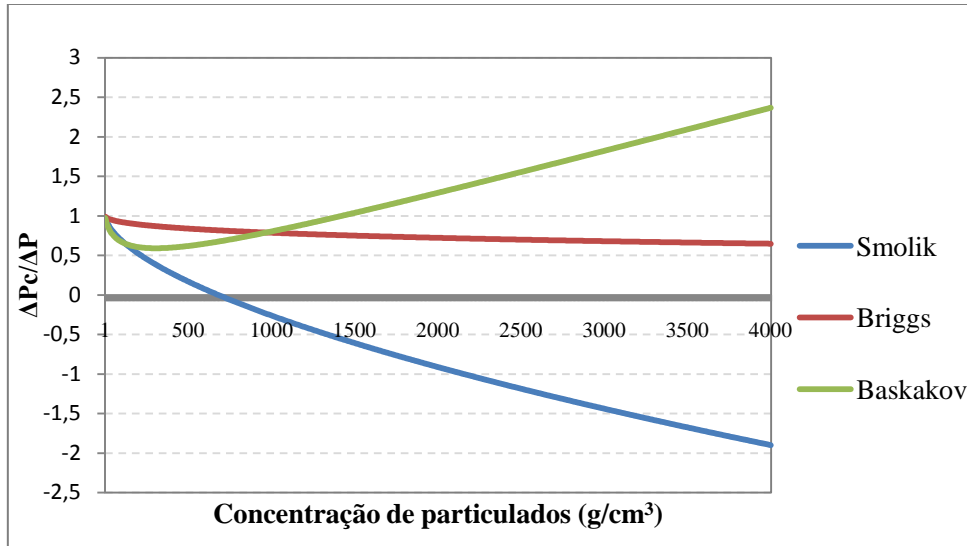


Figura 3: Razão entre as quedas de pressão com e sem a presença de particulados predita pelos modelos de Smolik, Briggs e Baskakov.

Das curvas descritas pela figura anterior, observa-se que apenas a de Baskakov prevê um mínimo para a razão entre as quedas de pressão em um valor próximo de 300 g/cm^3 , um valor exatamente 10 vezes menor que o citado no Perry (Perry, 1999), sendo, portanto, provavelmente o melhor dentre os três modelos (Hoffmann & Stein, 2008). O valor de Smolik, por sua vez, alcança valores não físicos a partir de uma carga de sólidos de 680 g/cm^3 , ou seja, está limitado apenas a escoamentos mais diluídos, limite no qual seus valores coincidem com a curva de Baskakov.

Ainda assim, todos os modelos descritos anteriormente, mesmo o melhor deles, são limitados, cerceados pela condição de baixas concentrações ou pela a fixação de alguma geometria específica, ou mesmo por condições de operação que nem sempre são factíveis de serem estendidas a qualquer ciclone industrial, normalmente muito maiores que os utilizados academicamente.

De maneira geral, portanto, o número de Euler pode então ser reescrito, englobando todas as contribuições que de fato o afetam, como mostrado a seguir:

$$Eu \equiv \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho v_i^2} = f(\text{ geometria, Fr, c, Re, } \rho_s / \rho) \quad (9)$$

Contudo, como normalmente é assumido pelos modelos empíricos para queda de pressão até então apresentados, a dependência com o número de Froude ($Fr = \frac{v}{\sqrt{Dg}}$) e a razão entre as massas específicas dos componentes (ρ_s/ρ), onde ρ_s é a massa específica das partículas, são normalmente negligenciáveis sob certas condições, como por exemplo, em escoamentos diluídos (Cortés & Gil, 2007). Isso corrobora a limitação dos modelos em prever quedas de pressão sob regimes mais concentrados e influi em uma reestruturação do próprio número de Euler para:

$$Eu = Eu_g Eu_p Eu_c \quad (10)$$

onde,

Eu_g ≡ número de Euler para o escoamento livre de particulados;

Eu_p ≡ número de Euler para o escoamento diluído;

Eu_c ≡ correção do número de Euler para escoamentos concentrados.

Tendo em vista tais limitações, Muschelknautz *et al.* (1972) *apud* (Hoffmann & Stein, 2008) desenvolveram o que hoje é considerado o método mais acurado e prático para a modelagem de ciclones.

De maneira geral, esse método se distingue dos outros já citados exatamente por levar em consideração fatores como a concentração de sólidos ou até mesmo a rugosidade da parede do equipamento. Dessa forma, a queda de pressão é contabilizada como sendo um somatório de duas contribuições: das perdas atribuídas às paredes do ciclone com a associada ao vórtice central e *vortex finder* como mostrado a seguir:

$$\Delta P = \Delta P_{\text{corpo}} + \Delta P_x + \Delta P_{\text{ac}} \quad (11)$$

onde o primeiro termo do lado direito da igualdade refere-se às perdas no corpo do ciclone, o segundo às perdas ao longo do vórtice e o último, normalmente negligenciado, às perdas devidas a aceleração da mistura gás-particulados.

Cada termo da equação (11) engloba muitos outros termos, que por sua vez dependem de outros parâmetros. Dessa forma, a metodologia para o cálculo desenvolvido por Muschelknautz será apresentada gradualmente, iniciando-se pelo termo de constrição, α , mostrado a seguir:

$$\alpha = \frac{1}{\xi} \left\{ 1 - \sqrt{1 + 4 \left[\left(\frac{\xi}{2} \right)^2 - \frac{\xi}{2} \right]} \sqrt{1 - \frac{(1 - \xi^2)(2\xi - \xi^2)}{1 + c_0}} \right\} \quad (12)$$

onde:

$$\xi = b/(1/2D);$$

$c_0 \equiv$ razão entre a massa de particulados e da fase gasosa na alimentação.

De posse de α , a próxima etapa consiste no cálculo da velocidade tangencial próxima à parede, dada por:

$$v_{\theta w} = \frac{v_{in} R_{in}}{\alpha R} \quad (13)$$

onde v_{in} é a velocidade média de entrada computada através da vazão volumétrica (Q),

por:

$$v_{in} = \frac{Q}{ab} \quad (14)$$

e tanto R_{in} com o R são ilustrados na figura a seguir (Hoffmann & Stein, 2008):

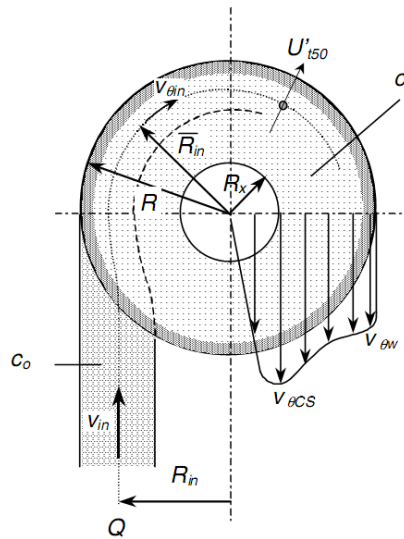


Figura 4: Vista superior de um ciclone com entrada tangencial e suas cotas.

Segue-se então cálculo do raio médio, definido como $R_m = \sqrt{R_x R}$, com R_x mostrado na figura anterior, utilizado para obtenção da velocidade axial no interior do ciclone:

$$v_{zw} = \frac{0,9Q}{\pi(R^2 - R_m^2)} \quad (15)$$

Para o cálculo de algumas propriedades-chaves de um dado ciclone, como a velocidade tangencial no interior do vórtice, ou mesmo o diâmetro de corte do equipamento, é necessário primeiramente mensurar os fatores de atrito da fase gasosa com a parede, f_{ar} , ou adicionalmente com os particulados, f . Esse coeficiente, por sua vez, é uma função do número de Reynolds e da rugosidade relativa da parede do ciclone. Muschelknautz definiu o número de Reynolds no corpo do equipamento como sendo:

$$Re_R = \frac{R_{in} R_m v_{zw} \rho}{H \mu} \quad (16)$$

com μ e ρ representando, respectivamente, a viscosidade dinâmica do gás e sua massa específica.

Para o coeficiente de atrito assume-se a contribuição de três componentes em específico:

$$f = f_{sm} + f_r + f_p \quad (17)$$

onde f_{sm} é a parcela associada ao atrito em uma parede lisa (*Smooth Wall*), f_r leva em consideração a rugosidade do material, e o último termo contabiliza a presença de particulados no sistema.

Em sua forma final, o coeficiente de atrito é dado por:

$$f = 0,323 Re_R^{-0,623} + \left(\log \left(\frac{1,60}{\frac{k_s}{R} - 0,000599} \right) \right)^{2,38} \left(1 + \frac{2,25 \times 10^5}{Re_R^2 \left(\frac{k_s}{R} - 0,000599 \right)^{0,213}} \right)^{-1} \quad (18)$$

$$+ 0,25 \left(\frac{R}{R_x} \right)^{-0,625} \sqrt{\frac{\eta c_0 Fr_x \rho}{\rho_{str}}}$$

onde k_s é a rugosidade da parede do ciclone e depende unicamente do material, Fr_x é o número de Froude do escoamento à jusante do *vortex finder*, isto é, referente ao *overflow*, dado por:

$$Fr_x = \frac{v_x}{\sqrt{2R_x g}} \quad (19)$$

e ρ_{str} representa a densidade *bulk* próxima à parede e pode ser aproximada por $\rho_{str} \approx 0,4\rho_{bulk} \approx 0,2\rho_s$ (Hoffmann & Stein, 2008).

Na equação (19), v_x representa a velocidade axial através da qual o fluido, ou a mistura, adentra o *vortex finder* e é computada por:

$$v_x = \frac{4abv_{in}}{\pi D_x^2} \quad (20)$$

De posse dessas informações pode-se então calcular o último termo desconhecido a adentrar os cálculos de queda de pressão propostos por Muschelknautz: a velocidade tangencial referente ao vórtice central, dada por:

$$v_{\theta CS} = v_{\theta w} \left[\frac{(R/R_x)}{1 + \frac{fA_R v_{\theta w} \sqrt{R/R_x}}{2Q}} \right] \quad (21)$$

onde A_r é a área interna total em contato com o fluido e particulados, calculada por:

$$A_R = \pi \left[R^2 - R_x^2 + 2R(H - H_c) + (R + R_u) \sqrt{H_c^2 + (R - R_u)^2} + 2R_x S \right] \quad (22)$$

Finalmente, substituindo-se na equação (11), os termos que definem a queda de pressão podem então ser definidos como:

$$\Delta P_{corpo} = \frac{fA_R \rho (v_{\theta w} v_{\theta CS})^{1.5}}{1,8Q} \quad (23)$$

$$\Delta P_x = \left[2 + \left(\frac{v_{\theta CS}}{v_x} \right)^2 + 3 \left(\frac{v_{\theta CS}}{v_x} \right)^{\frac{4}{3}} \right] \frac{1}{2} \rho v_x^2 \quad (24)$$

e

$$\Delta P_{ac} = (1 + c_0) \frac{\rho(v_u^2 - v_e^2)}{2} \quad (25)$$

onde v_u e v_e representam, respectivamente, a velocidade do fluido no *underflow* e no *overflow*.

A queda de pressão total, contabilizada pela soma das equações (23) e (24) e (25), é aquela decorrente do escoamento da entrada do ciclone até o seu *overflow*, contabilizando também as perdas ao longo do mesmo.

II.4 Processo de separação

Com a entrada de uma segunda fase no sistema, fica implícita a necessidade de se quantificar a separação do equipamento em termos de eficiência. A forma mais

simples de se definir essa eficiência é levando-se em conta o quanto da fase dispersa é recuperada pelo *underflow* sobre a quantidade total que entra no equipamento, ou seja:

$$E_T = \frac{W_{su}}{W_s} \quad (26)$$

onde:

$E_T \equiv$ eficiência total;

$W_{su} \equiv$ vazão mássica de sólidos no *underflow*;

$W_s \equiv$ vazão mássica de sólidos na alimentação.

Da equação anterior, observa-se que a eficiência é calculada levando-se em conta a quantidade total da fase dispersa coletada no *underflow*, incluindo os particulados que não foram separados devido à ação centrífuga. Isso acontece porque o ciclone, mesmo sem estar separando pela ação centrífuga, ainda assim terá parte dos sólidos saindo pelo *underflow* em uma vazão proporcional a razão de fluido, R_f . Pode-se imaginar, portanto, que esses equipamentos, nestas condições limites, atuam como um divisor de fluxo, tal qual uma conexão "T" em tubulações.

A razão de fluido é definida como:

$$R_f = \frac{Q_u(1 - C_{vu})}{Q(1 - C_v)} \quad (27)$$

onde:

$Q_u \equiv$ vazão volumétrica da suspensão concentrada;

$Q \equiv$ vazão volumétrica da suspensão de alimentação;

$C_{vu} \equiv$ concentração volumétrica de sólidos na suspensão concentrada;

$C_v \equiv$ concentração volumétrica de sólidos na alimentação.

Para se levar em consideração esta “eficiência mínima” de separação, garantida pela divisão do fluxo de entrada em duas correntes de saída, a contribuição da razão de fluido deve ser descontada dos cálculos de eficiência, que, do contrário, acabariam sendo superestimados.

Define-se, portanto, a eficiência total reduzida:

$$E'_T = \frac{E_T - R_f}{1 - R_f} \quad (28)$$

onde:

$E'_T \equiv$ eficiência total reduzida;

$E_T \equiv$ eficiência total;

$R_f \equiv$ razão de líquido.

CAPÍTULO III – FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL

A abordagem de escoamentos, sejam eles monofásicos ou multifásicos, se faz pela representação matemática de campos macroscópicos e relações constitutivas baseadas na hipótese do contínuo, onde toda mecânica dos fluidos se baseia. Dessa forma, se torna possível uma formulação matemática a nível macromolecular, o que, do contrário, tornaria qualquer espécie de simulação computacional proibitiva (Maliska, 2004).

Nesse aspecto, a fundamentação da dinâmica dos fluidos computacional está calcada no sistema de equações não-determinísticas relacionadas à conservação de momento (2º lei de Newton), massa (Princípio da conservação de Lavoisier) e energia (1º lei da termodinâmica), conhecidas, impropriamente, como as equações de Navier-Stokes, e podem ser escritas como mostrado nas equações a seguir (Bird, 2006):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v}) = 0 \quad (29)$$

$$\frac{\partial (\rho \mathbf{v})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v} \otimes \mathbf{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} + S_M \quad (30)$$

$$\frac{\partial (\rho h)}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v} h) = \nabla \cdot (\lambda \nabla \mathbf{T}) + \nabla \cdot (\mathbf{v} \cdot \boldsymbol{\tau}) + \mathbf{v} \cdot S_M + S_E \quad (31)$$

onde:

$\rho \equiv$ massa específica do fluido;

$\mathbf{v} \equiv$ velocidade instantânea do fluido;

$p \equiv$ pressão;

$\boldsymbol{\tau} \equiv$ tensor tensão;

As equações (29), (30) e (31) são representações, respectivamente, da conservação de massa, momento e energia e o termo $\boldsymbol{\tau}$ é dado por:

$$\boldsymbol{\tau} = \mu (\nabla \mathbf{v} + (\nabla \mathbf{v})^T - \frac{2}{3} \boldsymbol{\delta} \nabla \cdot \mathbf{v}) \quad (32)$$

onde,

$\mu \equiv$ viscosidade dinâmica do fluido;

$\mathbf{T} \equiv$ operador de transposição de matrizes;

$\boldsymbol{\delta} \equiv$ delta de Kronecker.

Os termos S_M e S_E das equações (30) e (31) representam, respectivamente, os termos fontes de momento e energia. Esses termos fontes são termos extras adicionados às equações de Navier-Stokes e que, no caso da equação de conservação de momento, inclui, por exemplo, as forças de arrasto ou a de dispersão turbulenta. Como o caso em estudo considera apenas a fluidodinâmica do escoamento, a equação (31) não será aqui contabilizada.

De maneira geral, as equações de Navier-Stokes são capazes de descrever qualquer espécie de escoamento, seja ele laminar ou turbulento, já que sua fundamentação é puramente matemática, isto é, leva em conta balanços de grandeza em um determinado volume de controle. Entretanto, ao se lidar com as escalas necessárias para o cálculo desse sistema de equação em regime turbulento, o custo computacional se torna proibitivo, e acaba sendo preciso lançar mão de modelos, normalmente empíricos ou restritivos demais, para a resolução do sistema (Maliska, 2004).

Os modelos mais clássicos buscam resolver as equações de Navier-Stokes, substituindo a variável instantânea por sua média e flutuação ao longo do tempo, como ilustrado pela Figura 5, onde a linha horizontal que corta as flutuações é a média do escoamento e qualquer pico acima, ou abaixo desta média, são flutuações. As equações escritas dessa forma caracterizam as chamadas equações RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes).

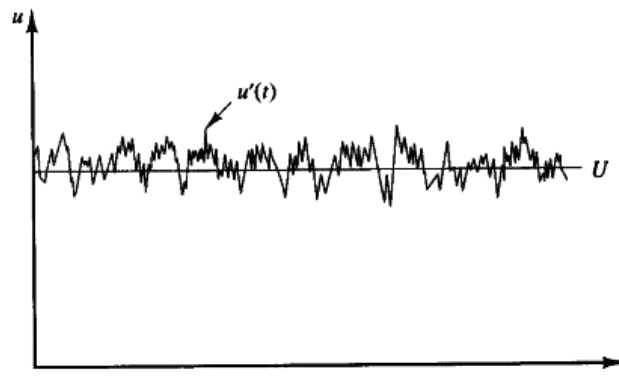


Figura 5: Variação temporal da velocidade em um dado ponto sob regime transiente.

A utilização das equações RANS diminui muito o esforço computacional, em detrimento da introdução de um componente a mais no sistema, a flutuação turbulenta.

$$\mathbf{v} = \bar{\mathbf{v}} + \mathbf{v}' \quad (33)$$

onde,

$\bar{\mathbf{v}}$ \equiv velocidade média do fluido;

v' ≡ flutuação da velocidade.

Essas flutuações ao longo do tempo, denominadas normalmente de Tensores de Reynolds, são difíceis de determinar diretamente, e devem ser, portanto, modeladas de forma a dar um fechamento ao sistema e torná-lo consistente e determinado.

III.1 Turbulência

São vários os modelos que levam em conta os efeitos turbulentos disponíveis atualmente, cada um com uma vantagem sobre os demais; seja na robustez, na capacidade de resolver escoamentos próximos à parede, ou mesmo se adequar melhor a casos com alta vorticidade.

Neste último caso, é sabido que o modelo $k-\varepsilon$, um modelo baseado na viscosidade turbulenta de Boussinesq, e que modela a turbulência com apenas duas equações de transporte, não é adequado (Slack & Boysan, 2000), visto que ele não leva em conta a anisotropia da turbulência, que intrinsecamente constitui um fenômeno tridimensional e transiente.

De forma a contornar tais problemas associados aos modelos de duas equações, parâmetros de correção têm sido implementados à modelagem de alguns desses casos, em especial ao *Shear Stress Transport* (SST). Esse modelo é, na verdade, uma combinação entre os modelos $k-\varepsilon$ e $k-\omega$ e sua correção consiste em um algoritmo para modificação da curvatura que engloba os termos referentes à vorticidade e deformação. Essa correção é adicionada como um termo fonte nas equações de transporte, dando origem ao chamado SST-CC.

Este modelo vem sendo extensivamente estudado (Smirnov (2008), Knight (1978), Spalart (1997)), principalmente por aliar a robustez e a velocidade dos modelos de duas equações a características intrínsecas de outros mais sofisticados. Ainda assim, como reportado em Smirnov (2008), para simulações tridimensionais, ainda que o modelo SST-CC demonstre uma melhora significativa em comparação com ao seu análogo convencional, o fator de correção imposto às equações de transporte é limitado, principalmente no que tange a escoamentos altamente rotativos como os encontrados em ciclones.

Para tais casos, os modelos RSM (*Reynolds Stress Model*), que utilizam equações aproximadas para o transporte de cada uma das componentes independentes

do tensor de Reynolds, além de uma equação adicional de transporte, devem ser utilizados, em detrimento do custo computacional mais elevado.

O equacionamento exato para o transporte dos componentes dos tensores de Reynolds assume a seguinte forma (Versteeg & Malalasekera, 1995):

$$\frac{DR_{ij}}{Dt} = P_{ij} + D_{ij} + \phi_{ij} - \varepsilon_{ij} + \Omega_{ij} \quad (34)$$

onde,

R_{ij} \equiv componente do tensor de Reynolds;

P_{ij} \equiv taxa de produção de R_{ij} ;

D_{ij} \equiv transporte de R_{ij} por difusão;

ϕ_{ij} \equiv termo de pressão-deformação;

ε_{ij} \equiv taxa de dissipação de R_{ij} ;

Ω_{ij} \equiv transporte de R_{ij} devido à rotação.

A equação (34) descreve seis equações diferenciais parciais ao todo: uma para o transporte de cada componente independente dos tensores de Reynolds.

No software comercial ANSYS-CFX esse cálculo é feito através das seguintes equações para os tensores (Ansys, Theory Guide, 2009):

$$\frac{\partial(\rho \overline{v_i v_j})}{\partial t} + \frac{\partial(v_k \rho \overline{v_i v_j})}{\partial x_k} = P_{ij} + \phi_{ij} + \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\left(\mu + \frac{2}{3} c_s \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \right) \frac{\partial \overline{v_i v_j}}{\partial x_k} \right] - \frac{2}{3} \delta_{ij} \rho \varepsilon \quad (35)$$

onde,

ε \equiv taxa de dissipação turbulenta;

k \equiv energia cinética turbulenta por unidade de massa;

c_s é uma constante e P_{ij} é o termo exato de produção, dado por:

$$P_{ij} = -\rho \overline{(\mathbf{v}' \otimes \mathbf{v}') (\nabla \mathbf{v})^T} + \overline{(\nabla \mathbf{v}) \mathbf{v}' \otimes \mathbf{v}'} \quad (36)$$

O outro termo de grande importância da Equação (35), ϕ_{ij} , que é o termo de pressão-deformação, pode ser expresso na seguinte forma geral:

$$\phi_{ij} = \phi_{ij1} + \phi_{ij2} \quad (37)$$

onde:

$$\phi_{ij1} = -\rho \varepsilon (C_{s1} \alpha + C_{s2} (\alpha \alpha - \frac{1}{3} \alpha \cdot \alpha \delta)) \quad (38)$$

$$\phi_{ij2} = C_{r1}\rho\alpha + C_{r2}\rho kS - C_{r3}\rho kS\sqrt{\alpha\cdot\alpha} + C_{r4}\rho k(\alpha S^T + S\alpha^T - \frac{2}{3}\alpha\cdot S\delta) + C_{r5}\rho k(\alpha W^T + W\alpha^T) \quad (39)$$

e:

$$\alpha = \frac{\mathbf{v}' \otimes \mathbf{v}'}{k} - \frac{2}{3}\delta \quad (40)$$

$$\mathbf{S} = \frac{1}{2}(\nabla\mathbf{v} + (\nabla\mathbf{v})^T) \quad (41)$$

$$\mathbf{W} = \frac{1}{2}(\nabla\mathbf{v} - (\nabla\mathbf{v})^T) \quad (42)$$

Das equações anteriores, observa-se a existência de várias constantes cujos valores precisam ser eventualmente estimados. Nesta formulação, α é o tensor anisotrópico, e nada tem a ver com o termo de constrição de Muschelknautz para ciclones, \mathbf{S} representa o tensor taxa de deformação e \mathbf{W} a vorticidade.

Para casos de ciclones, onde o escoamento é altamente rotativo, a literatura recomenda (Cortés & Gil, 2007) o uso do modelo de Speziale, Sarkar and Gatski - SSG (Ansys, Theory Guide, 2009) cujas constantes estão listadas na Tabela 2 e Tabela 3.

Tabela 2: Valores das constantes para o modelo SSG.

Modelo	$C_{\mu RS}$	S_{eRS}	C_s	C_ϵ	C_{e2}
SSG	0,1	1,36	0,22	1,45	1,83

Tabela 3: Constantes do modelo SSG para o termo de pressão-deformação.

Modelo	C_{S1}	C_{S2}	C_{r1}	C_{r2}	C_{r3}	C_{r4}	C_{r5}
SSG	1,7	-1,05	0,9	0,8	0,65	0,625	0,2

Outro modelo de turbulência que vem ganhando cada vez mais importância no estudo de escoamentos ciclônicos, e que apresenta um grau de complexidade maior que os modelos RSM, é o LES (*Large-Eddy Simulation*). Esse modelo resolve os grandes turbilhões, modelando os menores. Em consequência disso, as simulações envolvendo esse tipo de modelo requerem uma malha suficientemente refinada, principalmente perto da parede, bem como pequenos passos de tempo. Com o aumento da capacidade computacional e o uso de *clusters* o uso de LES vem se tornando aceitável. No entanto, em função do alto custo computacional a sua aplicação em casos industriais, na grande maioria, ainda é inviável.

Outro método para simulação em CFD e que dispensa a promediação das variáveis instantâneas, estando, portanto, acima dos modelos RANS convencionais ou mesmo do LES, é o DNS (*Direct Numerical Simulation*). Esse método resolve de fato o escoamento principal e todas as flutuações turbulentas. As equações de Navier-Stokes transientes são calculadas em malhas suficientemente refinadas de modo que consigam resolver as escalas de tamanho de Kolmogorov, nas quais a maior parte da dissipação de energia ocorre, e com passos de tempo suficientemente pequenos para captar o período das flutuações mais rápidas (Almeida, 2009).

Evidentemente o custo computacional associado ao DNS ainda é proibitivo, de forma que apenas alguns poucos casos mais simples foram atacados sob esta ótica, ainda assim requerendo malhas tão refinadas quanto algumas centenas de milhões de nós.

A Tabela 4 a seguir agrupa de forma didática os métodos dispostos até então em ordem crescente de complexidade e, conseqüentemente, de custo computacional.

Tabela 4: Exemplo de métodos para o tratamento da turbulência.

Modelos Clássicos	Baseados na promediação das equações de Navier-Stokes (RANS)	
	Zero equação	Modelo de comprimento de mistura de Prandtl
	Uma equação	Modelo de Spalart-Allmaras
	Duas equações	Modelo $k-\varepsilon$
		Modelo $k-\omega$
		SST
Sete equações	Modelo SSG	
<i>Large Eddy Simulation</i> (LES)	Resolução das grandes escalas e modelagem das menores	
<i>Direct Numerical Simulation</i> (DNS)	Resolução das escalas de Kolmogorov	

III.2 Escoamento multifásico

Os modelos e equações apresentados até então, fazem referência a uma fase especificamente, isto é, a um fluido em escoamento apenas. Para os casos estudados, porém, onde há mais de um fluido presente no sistema, a modelagem do escoamento multifásico faz-se necessária.

Nesse aspecto, o termo fonte da Equação (30), por exemplo, deve levar em conta termos como o coeficiente de arrasto e o empuxo, inseridos no parâmetro S_M e que serão discutidos posteriormente.

Neste ponto, vale também ressaltar a diferença existente entre um sistema multifásico e um sistema multicomponente. No último, assume-se que as espécies que compõem o sistema estão misturadas a nível molecular. Assim, apenas um campo médio para velocidade, temperatura, etc. é resolvido para o fluido. Já para escoamentos multifásicos, os fluidos não estão misturados em uma escala microscópica, mas sim separados visivelmente por uma interface discernível que deve ser modelada. Nesse caso, é necessário resolver os diferentes campos do escoamento para cada fluido envolvido, levando em consideração a possibilidade de interação entre as fases (Ansys, Theory Guide, 2009).

De maneira geral, há duas abordagens para se retratar um escoamento multifásico na mecânica dos fluidos: a abordagem Euler-Euler ou a abordagem Euler-Lagrange.

No primeiro caso, todas as fases são consideradas como fases contínuas, possuindo propriedades distintas na mesma localização do espaço-tempo, interagindo entre si e induzindo à interpenetrabilidade das fases (Ansys, 2009).

Já na abordagem Lagrangeana, as fases interagem entre si por meio de forças de interação, como as de arrasto. A fase contínua é modelada por equações clássicas de conservação baseadas na mecânica do contínuo, e as partículas como entidades individuais, tratadas pela mecânica clássica do corpo sólido, especificamente pela aplicação da 2ª Lei de Newton. O fato de o cálculo ser feito para cada taxa de partícula injetada no sistema, contudo, leva à limitação computacional do modelo Lagrangeano a escoamentos diluídos. Em outras palavras, em uma simulação utilizando a abordagem Lagrangeana o referencial move-se ao longo do escoamento da fase contínua, seguindo cada partícula individualmente.

III.2.1 Força de arrasto

Como mencionado anteriormente, outra propriedade importante quando há interação entre dois ou mais fluidos, e que adentra as equações de Navier-Stokes como um termo fonte de momento, é a força de arrasto entre as fases.

Esta força pode ser estimada de acordo com a seguinte equação:

$$\mathbf{F}_{\alpha\beta}^D = \frac{1}{2} C_D \rho_{\alpha\beta} A_{\alpha\beta} \left| \langle \mathbf{v}_\beta \rangle - \langle \mathbf{v}_\alpha \rangle \right| \left(\langle \mathbf{v}_\beta \rangle - \langle \mathbf{v}_\alpha \rangle \right) \quad (43)$$

onde C_D é o coeficiente de arrasto dependente do número de Reynolds, $\rho_{\alpha\beta}$ a massa específica da mistura calculada por:

$$\rho_{\alpha\beta} = x_\alpha \rho_\alpha + x_\beta \rho_\beta \quad (44)$$

com x_α e x_β representando as frações das fases α e β , respectivamente; $A_{\alpha\beta}$ é a área interfacial por unidade de volume e a diferença $\left(\langle \mathbf{v}_\beta \rangle - \langle \mathbf{v}_\alpha \rangle \right)$, por sua vez, é uma velocidade relativa denominada velocidade de escorregamento (*Slip Velocity*).

Da Equação (44) pode-se observar a hipótese de idealidade da mistura. Além disso, o coeficiente de arrasto, C_D , juntamente com a área interfacial, $A_{\alpha\beta}$, são termos desconhecidos e precisam ser calculados à priori para que a força de arrasto adentre as equações de balanço propriamente ditas.

São inúmeros os modelos para coeficiente de arrasto existente. Todos, entretanto, estão sujeitos às limitações impostas pelas condições experimentais nos quais foram feitos. Dessa forma, existem correlações mais adequadas para bolhas, sólidos dispersos, correções para sistemas concentrados, etc.. Sob este aspecto, o livro de Crowe, Sommerfeld e Tsuji (2006) fornece uma série de correlações e suas respectivas aplicações.

Para uma esfera sólida, por exemplo, o diagrama C_D versus Reynolds assume a seguinte forma:

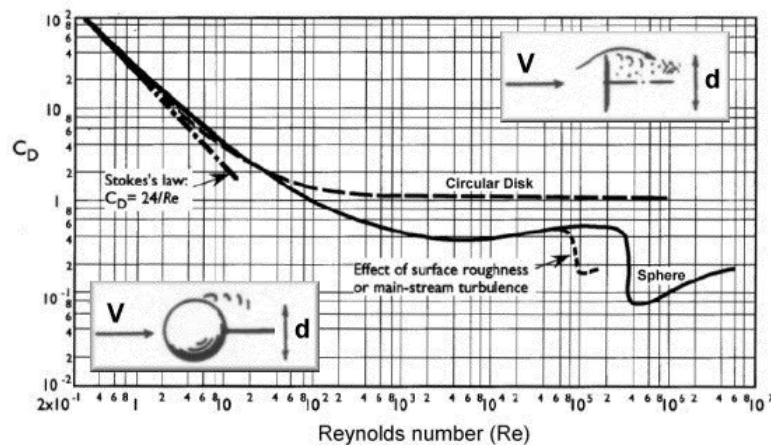


Figura 6: Coeficiente de arrasto para uma esfera versus Número de Reynolds (Versteeg & Malalasekera, 1995).

Pode-se observar, da figura anterior, que por uma faixa relativamente extensa, referente a Reynolds elevados, os valores de C_D permanecem praticamente inalteráveis, estáveis em 0,44.

Admitindo-se a dificuldade em se mensurar o coeficiente de arrasto entre duas fases contínuas sob o intenso movimento rotatório imposto pelo ciclone, esse valor referente ao escoamento perfeitamente turbulento foi utilizado.

Uma dificuldade semelhante acontece para o cálculo da densidade de área interfacial, $A_{\alpha\beta}$, obtida aqui através do modelo de mistura (Ansys, Theory Guide, 2009):

$$A_{\alpha\beta} = \frac{r_\alpha r_\beta}{d_{\alpha\beta}} \quad (45)$$

onde,

$r_\alpha \equiv$ fração volumétrica da fase α ;

$r_\beta \equiv$ fração volumétrica da fase β ;

e $d_{\alpha\beta}$ representa o comprimento de escala interfacial (*interface length scale*), que deve ser especificado a priori.

III.3 Softwares de CFD

Os programas de CFD, em geral, possuem em sua estrutura básica um pré-processador, onde as condições de contorno, iniciais, bem como todas as informações necessárias para o cálculo numérico são fornecidas, um *solver*, que resolve o sistema de equações de balanço em si no domínio previamente discretizado, utilizando os métodos de volumes finitos, e um pós-processador, que se dispõe a dar informações inteligíveis aos valores obtidos pelo solver. De maneira geral, tendo-se em mente a discussão realizada nos itens anteriores, podem-se esquematizar as etapas a serem seguidas para a resolução de um problema com o auxílio de CFD como na Figura 7 abaixo:

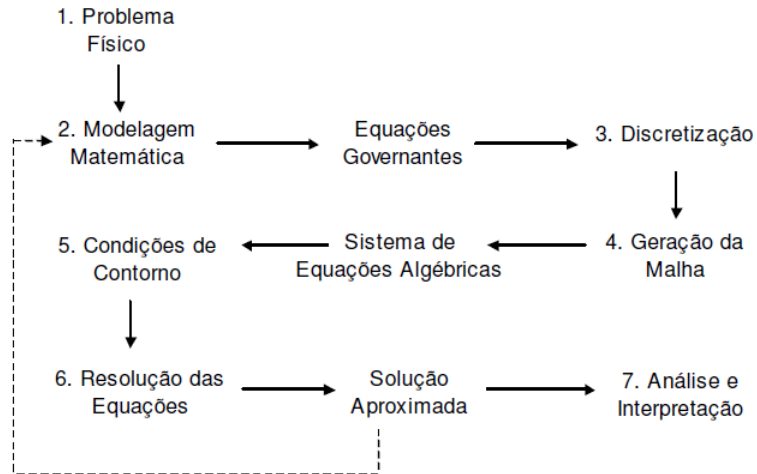


Figura 7: Etapas da resolução de um problema utilizando CFD.

onde a etapa 5 refere-se ao pré-processador, a 6 ao *solver* e a 7 ao pós-processador.

III.4 Malha numérica

Assumindo-se que os cálculos numéricos das equações de balanço são resolvidos para cada volume de controle, para cada passo de tempo até atingir um dado critério de convergência, é de se imaginar a relevância que a malha impõe ao resultado final convergido, bem como o tempo gasto para tal.

De maneira geral, existem basicamente dois tipos de malha: a estruturada, que apresenta uma regularidade na distribuição espacial de seus pontos, e a não-estruturada, onde tal característica não existe. Na prática, porém, há ocorrência de quatro tipos de elementos ao todo, como ilustra a Figura 8 a seguir.

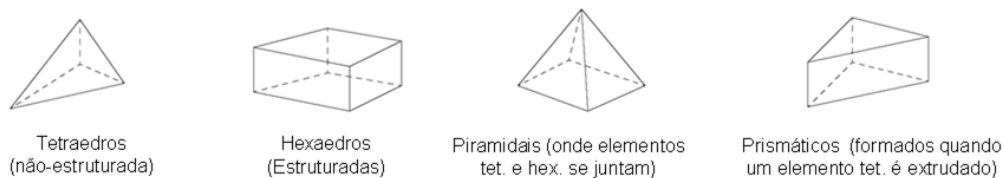


Figura 8: Tipos comuns de elementos em uma malha para CFD.

Os elementos prismáticos normalmente estão relacionados à condição de parede, já que eles capturam de forma mais eficaz os fenômenos relacionados à camada limite, por estarem alinhados com o escoamento. A eficácia em captar tais fenômenos, ou seja, a capacidade da malha para capturá-los, é normalmente descrita em termos de um

parâmetro adimensional, o y^+ , que deve ser atentado, dependendo do modelo de turbulência empregado (Ansys, Theory Guide, 2009) e é definido como a distância adimensional do primeiro elemento da parede.

Os elementos piramidais aparecem normalmente em malhas híbridas, isto é, em geometrias onde hajam regiões com malha estruturada e não-estruturada. Os elementos piramidais interligam tais regiões, isto é, estão presentes no encontro das malhas tetraédricas (exemplo de não estruturadas) com as malhas hexaédricas (exemplo de estruturadas).

CAPÍTULO IV – METODOLOGIA

IV.1 Aparato de estudo

A unidade experimental, em escala piloto, montada para o projeto e utilizada como validação para as simulações em CFD encontra-se no LADEQ – Laboratórios do Departamento de Engenharia Química da Escola de Química/UFRJ.

A Figura 9 mostra o desenho esquemático do aparato experimental e do ciclone estudado. Além do separador ciclônico (1), foco do presente trabalho, unidade experimental é também composta por dois tanques (2), uma bomba de deslocamento positivo (3), um sistema de pulverização de líquido (4), um soprador de ar (5), dois medidores de vazão (6), dois transdutores de pressão (7-A e 7-C), um manômetro tipo Bourdon (7-B), válvulas do tipo esfera e uma válvula de segurança (8).

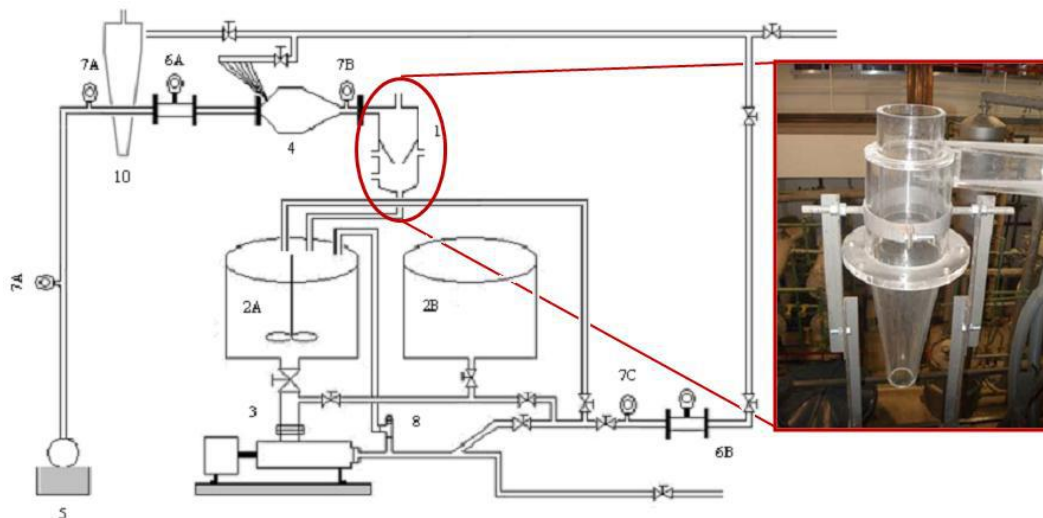


Figura 9: Desenho esquemático da unidade experimental.

De maneira geral, a bomba, alimentada com a suspensão do tanque 2A, injeta a mistura água/CMC no sistema, percorrendo toda tubulação até o equipamento 4, onde o líquido é então pulverizado e carreado pelo ar advindo do soprador em 5. As medidas correspondentes a queda de pressão são então contabilizadas pelo transdutor 7-B e pela hipótese de que o fluido deixa o *overflow* do ciclone direto para a atmosfera. Por se tratar de uma aquisição visual, os valores para queda de pressão possuem uma incerteza

associada relativamente grande. Neste trabalho, foi considerado um erro médio de $\pm 10\%$ dos valores experimentais.

IV.2 Caracterização dos fluidos estudados

Ao longo do processo de pré-separação de areia em poços de petróleo, a corrente que adentra o separador trifásico convencional, ou mesmo a bateria de ciclones proposta em “Projeto de Desenvolvimento de Ciclones para Remoção de Sólidos em Fluxo Multifásico”, Relatório Final do Projeto, 2008, é em suma trifásica. Isto quer dizer que a corrente à montante do ciclone é constituída de particulados, líquido e gás.

Por questões de simplificação numérica e levando-se em consideração que a massa específica dos sólidos é muito superior a do líquido e do gás, assumiu-se que uma separação completa entre ambos acarretaria em uma consequente separação entre o particulado e o gás.

Dessa forma as simulações processaram-se bifásicas, contendo somente gás e líquido. Para a fase gasosa, contínua, utilizou-se ar a 25°C , cujas propriedades e condições operacionais são mostradas na Tabela 5. Já para a fase dispersa um fluido com as mesmas propriedades do utilizado experimentalmente foi usado. Tal solução, na prática, buscava simular as propriedades de uma mistura água/óleo, assim como advinda dos poços de petróleo. Para isso, preparou-se uma suspensão polimérica de carboximetil-celulose (CMC), que aumenta a viscosidade do fluido, sob a pena de conferir-lhe propriedades pseudoplásticas. As propriedades e as condições de operação desse fluido estão dispostas Tabela 5.

Tabela 5: Propriedade dos fluidos utilizados.

Propriedade	Dados à 25°C e 1 bar
Massa específica do gás	$1,185 \text{ kg/m}^3$
Viscosidade dinâmica do gás	$1,831 \times 10^{-5} \text{ Pa.s}$
Massa específica do CMC	1000 kg/m^3

Para a viscosidade de CMC em água, testes reológicos foram feitos em uma amostra padrão, simulando seu comportamento até a elevadas taxas de cisalhamento, como aquelas encontradas em ciclones. A Figura 10 mostra a curva de reologia obtida ao fim de uma corrida.

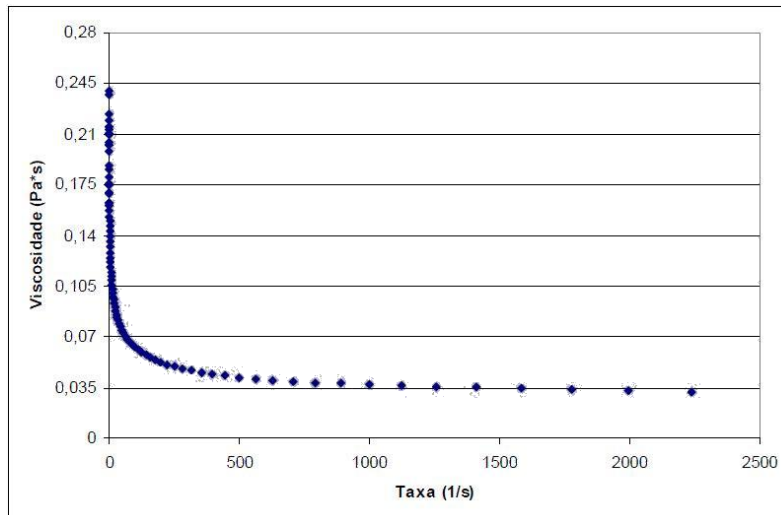


Figura 10: Comportamento reológico da suspensão de CMC em água.

Como se pode observar da figura acima, a viscosidade aparente da mistura diminui com o aumento das taxas cisalhantes, revelando seu caráter pseudoplástico. De maneira geral, a maioria dos fluidos não-newtonianos se enquadra nesta classe, sendo um dos exemplos, suspensões poliméricas (Fox, 2006), como é o caso em questão.

Utilizando-se um *software* comercial pode-se aproximar este comportamento por uma função apropriada.

Para este caso, em específico, o modelo de potência de Ostwald-de-Waele ajustou-se especialmente bem, obtendo um R^2 de 0,98. O equacionamento é dado a seguir.

$$\eta = K\gamma^n \quad (46)$$

onde:

η = viscosidade aparente do fluido;

K = índice de consistência do fluido;

n = índice de comportamento do escoamento;

γ = taxa de deformação.

A equação com os respectivos parâmetros ajustados fica:

$$\eta = 0.1911823\gamma^{-0.23574403} \quad (47)$$

De posse dessa função, a viscosidade aparente do fluido pode então ser determinada para cada ponto do domínio, sabendo-se, a priori, o valor da variável γ neste local.

IV.3 Abordagem Numérica

Assim como já foi comentado, a resolução dos sistemas de equação de balanço está diretamente ligada não somente à discretização do domínio e do tempo em si, mas também à modelagem do sistema em estudo, ou seja, uma boa resposta utilizando CFD está atrelada necessariamente à malha utilizada nos cálculos numéricos, aos critérios impostos para os cálculos e às condições de contorno e iniciais do problema. Tendo-se em mente a relevância de tais critérios, parâmetros como o tipo de malha, sua qualidade, critérios do solver e as condições de contorno do sistema foram aqui estudadas, inicialmente para casos monofásicos, com o interesse de desenvolver uma condição inicial e de malha suficientemente boas para a posterior validação da simulação bifásica em CFD utilizando ciclones separadores, para dois *softwares* distintos: o ANSYS-CFX e o ANSYS-FLUENT, ambos em suas versões 12.0. Cada critério usado, por sua vez, é discutido a seguir.

IV.3.1 Definição da geometria

A geometria utilizada na abordagem em CFD foi a representação do ciclone utilizado na prática, previamente otimizado para as condições de campo a partir de um ciclone Stairmand HE convencional.

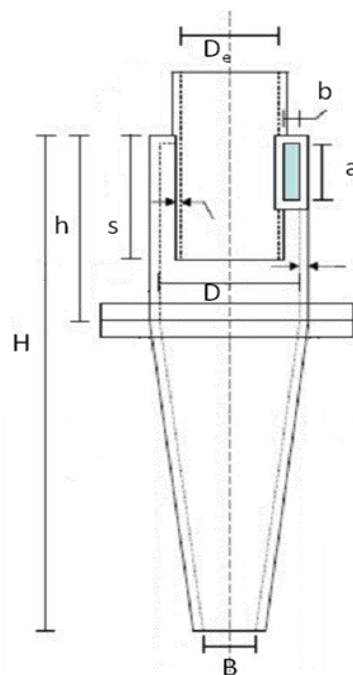


Figura 11: Ciclone utilizado nas simulações em CFD com suas respectivas cotas.

Tabela 6: Dimensões do ciclone utilizado (cm).

a	6,90
b	1,70
D	15,00
D_e	10,50
s	15,00
h	22,50
H	60,00
B	5,64

IV.3.2 Casos de estudo e malhas utilizadas

Neste trabalho, testou-se a influência tanto de uma malha tetraédrica como de uma hexaédrica na qualidade dos resultados finais, bem como a correta reprodução das condições de contorno concernentes ao ciclone, utilizando-se para isso uma geometria curta convencional e uma alongada (Figura 13). Dessa forma, os casos de estudo podem ser agrupados conforme a Figura 12 a seguir.

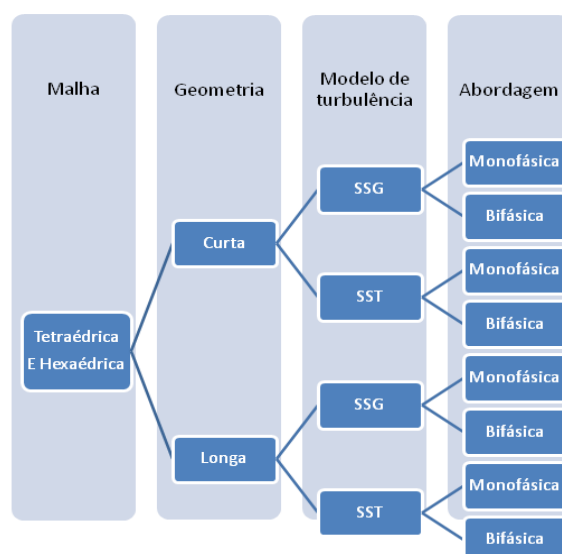


Figura 12: Casos propostos para a análise em CFD.

O diagrama anterior mostra a árvore de casos completa e não configura, necessariamente, todos aqui contemplados. Isso quer dizer que os resultados são comparativos entre si, de forma que o êxito, por exemplo, da malha hexa com geometria curta sobre uma malha tetra com geometria também curta, elimina esta última e a necessidade de se testar diferentes modelos de turbulência ou abordagens multifásicas. Vale ressaltar ainda que os casos apresentados na Figura 12 não fazem menção a qualquer *software* em específico, isso porque tanto o ANSYS-CFX quanto o ANSYS-

FLUENT foram alvos de testes e estudos. No presente trabalho, mais especificamente, a abordagem foi convergente, isto é, o melhor caso monofásico simulado com o ANSYS-CFX foi comparado ao seu análogo utilizando-se ANSYS-FLUENT. Finalmente, de posse dos melhores parâmetros de malha, geometria, condições de contorno e *software* mais representativo, transcorreram-se as respectivas simulações bifásicas. Em outras palavras, os resultados monofásicos, comparados apenas com os obtidos empiricamente, fundamentaram uma metodologia de testes cujo objetivo era obter um caso-base para a simulação multifásica. Isso diminui consideravelmente o número de testes necessários, visto que o custo computacional associado às simulações bifásicas é bastante elevado.

Para os casos estudados, duas geometrias foram utilizadas (curta e longa) e dois tipos de malhas testadas (tetraédrica e hexaédrica), todas mostradas a seguir:

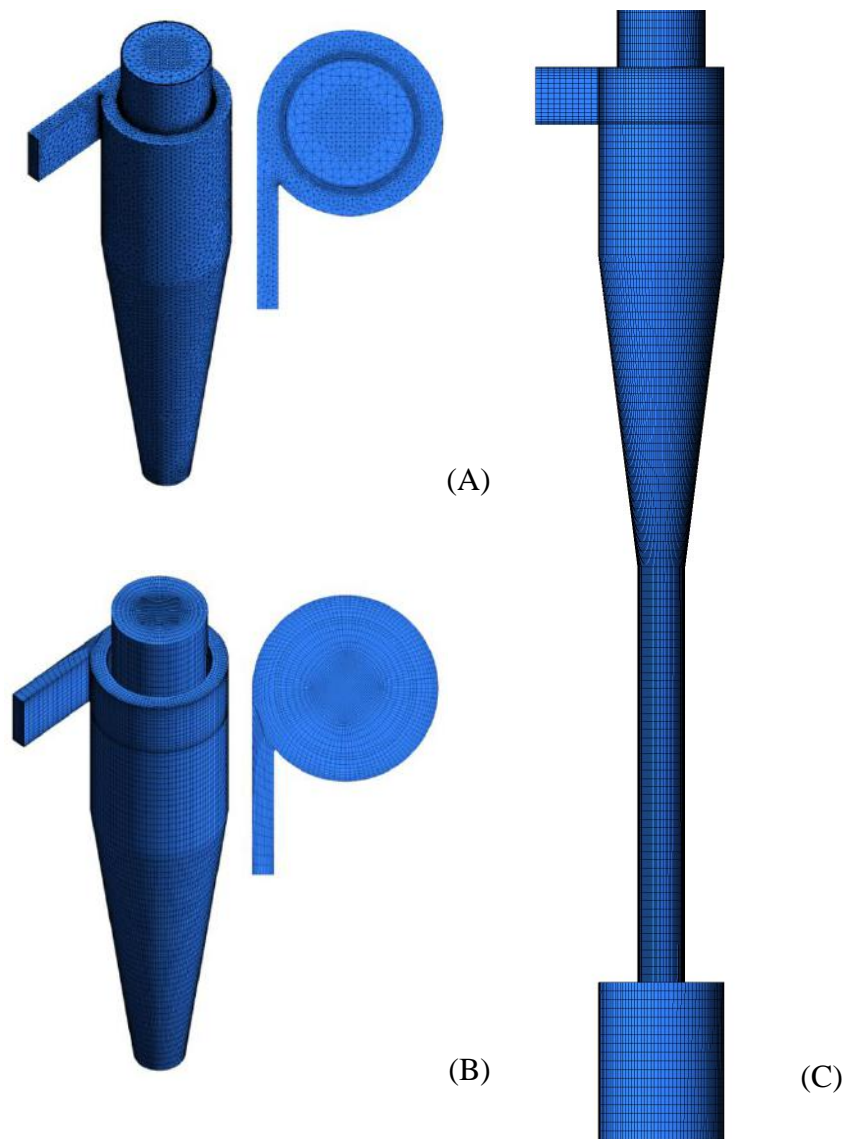


Figura 13: Geometrias com as respectivas malhas dos ciclones estudados.

Os casos (A) e (B), referentes à figura anterior, correspondem às geometrias denominadas curtas, e o caso (C) à geometria estendida. Este último refletiu uma tentativa de se reproduzir mais fidedignamente a condição de contorno encontrada na prática, e que pode ser observada com maiores detalhes na Figura 9, onde uma mangueira se estende do ciclone estudado, conectando-o ao tanque pulmão, logo abaixo, ou ao de agitação, ao lado.

A Figura 13 mostra também os dois tipos de malhas utilizadas durante as simulações: a tetraédrica – caso (A) – com destaque especial ao refino central, onde se concentra o vórtice ascendente, e a camada prismática próxima à parede, e as malhas hexaédricas – casos (B) e (C), também com refinamentos centrais.

A Tabela 7 mostra as dimensões da malha numérica final para cada caso de estudo.

Tabela 7: Número de nós das malhas.

Casos	Nós
(A)	359.349
(B)	208.530
(C)	425.610

Da Tabela 7 pode-se notar a economia associada à utilização de uma malha hexaédrica em detrimento de uma tetraédrica convencional para uma mesma geometria. De fato, mesmo o caso estendido possui um número de nós apenas 15% maior que a geométrica curta com malha tetraédrica.

IV.3.3 Definição dos parâmetros de simulação

A Tabela 8 a seguir mostra as condições aplicadas às simulações apresentadas nesse estudo, bem como as condições de contorno na entrada, vazão da mistura e concentração de carboxi-metil-celulose (CMC). Para a região de saída superior do ciclone, *overflow*, uma condição de *opening* foi especificada. A utilização dessa condição é indicada para que os resultados obtidos sejam mais robustos, já que, nestes casos, o fluido se encontra livre para entrar ou sair do equipamento. Para a saída inferior, *underflow*, a condição variou de acordo com os casos estudados, apresentados anteriormente, e assumiram ora condição de *opening*, ora condição de *wall*. O mesmo acontece com o modelo de turbulência adotado, onde tanto o SSG como o SST com correção de curvatura (SST-CC) foram testados.

Tabela 8: Modelagem empregada nas simulações.

Parâmetro	Valor
Tipo de Simulação	Transiente
Escala de tempo	$\sim 10^{-4}$ (s)
<i>Advection Scheme</i>	Segunda Ordem (<i>High Resolution</i>)
Pressão de referência	1 (atm)
Vazão volumétrica do gás	23 (L/s)
Vazão volumétrica de CMC	1,65 (L/s)
Fração volumétrica de CMC	$\sim 6\%$
Critério de convergência	RMS (Raiz do Desvio Quadrático Médio)
Resíduo Esperado	1×10^{-4}

Para todos os casos estudados, vale ressaltar, os tempos totais, isto é, os tempos físicos simulados, variaram ligeiramente entre si, mantendo-se ao redor de 2 segundos, aproximadamente. Isso aconteceu porque um critério de estabilidade para a queda de pressão do ciclone (ΔP) foi utilizado em todas as simulações.

CAPÍTULO V – RESULTADOS E DISCUSSÕES

V.1 Resultados experimentais

Os testes experimentais foram a base comparativa para as simulações multifásicas e suas validações. De maneira geral, duas variáveis foram empregadas na comparação entre o resultado experimental e o numérico: a eficiência de coleta do ciclone e sua queda de pressão, ambas discutidas no Capítulo II.

A tabela a seguir mostra as eficiências de separação e as respectivas quedas de pressão para os casos experimentais.

Tabela 9: Resultados dos experimentos para o ciclone em estudo.

Cond. Exp.	ΔP_{cicl} (Pa)	$\langle Q_{\text{gás}} \rangle$ (m ³ /s)	$\langle Q_{\text{líqu}} \rangle$ (m ³ /s)	$\langle Q_{\text{líqu-ovf}} \rangle$ (m ³ /s)	$\langle Q_{\text{líqu-unf}} \rangle$ (m ³ /s)	E_T (%)
1	4.070±410	2,280x10 ⁻²	8,7 x10 ⁻⁴	0,00	0,87 x10 ⁻⁴	100
2	11.400±1.140	2,390x10⁻²	1,65 x10⁻³	0,00	1,65 x10⁻³	100
3	20.180±2.020	3,050 x10 ⁻²	2,03 x10 ⁻³	0,00	2,03 x10 ⁻³	100

Da tabela anterior pode-se observar que todo líquido que adentra o ciclone, deixa-o pelo orifício do *underflow*, isto é, a eficiência de separação (E_T) do ciclone é de 100% tanto para o líquido, como para particulados que eventualmente entrem no sistema.

Como base para validação das simulações em CFD, a condição experimental 2 foi a escolhida, principalmente por ter sido a única condição a ser realizada em triplicata, diminuindo, assim, o erro associado à medição.

V.2 Resultados teóricos

As correlações empíricas ou semi-empíricas já discutidas nos capítulos anteriores fomentaram a base de comparação para os casos monofásicos simulados, ou mesmo, como no caso do modelo de Muschelknautz, cuja rotina de cálculo implementada em Matlab encontra-se no Anexo I, para a simulação bifásica a ser validada.

Aplicando-se a metodologia de cálculo proposta por cada um dos modelos, juntamente com as informações geométricas e de operação fornecidas, pode-se obter os valores de queda de pressão teóricos para as simulações monofásicas, como mostra o histograma a seguir:

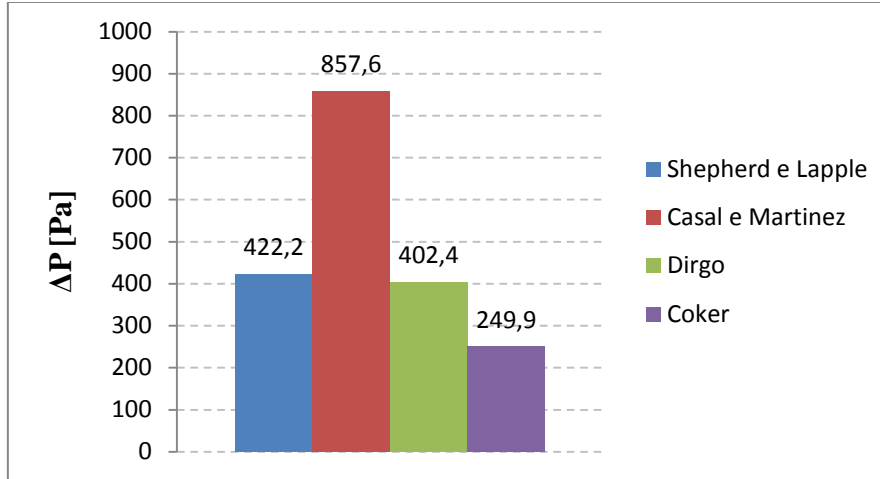


Figura 14: Comparação entre os valores de queda de pressão monofásicos para as diferentes correlações.

Dos resultados apresentados observa-se que as correlações propostas por Dirgo e Shepherd e Lapple resultam em valores muito próximos, em detrimento dos fornecidos por Coker e Casal e Martinez.

As correlações apresentadas na Figura 14 representam os valores para queda de pressão monofásica. Para o sistema bifásico, as correlações previstas pelas equações (6), (7) e (8) podem ser contabilizadas, bem como o modelo de Muschelknautz, já que levam em consideração a presença de particulados no sistema em sua formulação. Os resultados são mostrados na Tabela 10, onde ΔP_c representa a queda de pressão do sistema concentrado, isto é, na presença de uma segunda fase.

Tabela 10: Razões entre as quedas de pressão com e sem a presença de particulados.

Correlações	$\Delta P_c / \Delta P$
Smolik (Eq. (6))	0,996
Briggs (Eq. (7))	0,998
Baskakov (Eq. (8))	0,996

Os resultados anteriores foram calculados com base em uma concentração de entrada de CMC de aproximadamente $0,071 \text{ g/cm}^3$ de ar, que é a concentração média na alimentação dos experimentos.

Agrupando-se então os valores de ΔP_c obtidos a partir da Tabela 10, considerando para ΔP os valores apresentados na Figura 14, juntamente com os resultados obtidos pelo modelo de Muschelknautz, desconsiderando o termo de aceleração, em uma só tabela tem-se:

Tabela 11: ΔP_c para diferentes correlações.

ΔP_c (Pa)	Briggs	Baskakov	Smolik	Muschelknautz
Shepherd e Lapple	421	420	420	-
Casal e Martinez	855	854	854	-
Dirgo	401	400	400	-
Coker	249	248	249	-
Muschelknautz	-	-	-	760

Observa-se a boa reprodutibilidade entre os modelos teóricos para baixas concentrações de uma segunda fase no sistema. Todos, porém, prevêem uma queda de pressão mais baixa do que a correlata em regime monofásico, e os distancia dos valores experimentais multifásicos em aproximadamente duas ordens de grandeza. Isto quer dizer que, mesmo sob baixas concentrações, os modelos bifásicos são precisos, porém pouco acurados em prever o fenômeno real do ciclone estudado.

Tal discrepância pode estar relacionada ao grau de simplificação que modelos como os das equações (6), (7) e (8) imprimem ao sistema, ou, no caso de Muschelknautz, ao grande número de variáveis, muitas vezes empíricas, utilizadas para tentar captar a complexidade do escoamento ciclônico. Para o primeiro caso, uma reformulação dos modelos faz-se necessária; para o segundo, muitos dos parâmetros desconhecidos e pouco factíveis de serem obtidos na prática, ganham novo enfoque à luz da fluidodinâmica computacional.

V.3 Resultados

Seguindo o planejamento proposto pela Figura 12, as simulações monofásicas e bifásicas abrangeram cinco casos, a saber:

Tabela 12: Casos de estudo.

	Malha	Geometria	Modelo de Turbulência	Software	Abordagem
Caso 1	Tetraédrica	Curta	SSG	CFX	Monofásica
	Hexaédrica	Curta	SSG	CFX	Monofásica
Caso 2	Caso 1	Curta	SSG	CFX	Monofásica
	Caso 1	Longa	SSG	CFX	Monofásica
Caso 3	Caso 1	Caso 2	SSG	CFX	Monofásica
	Caso 1	Caso 2	SST-CC	CFX	Monofásica
Caso 4	Caso 1	Caso 2	Caso 3	CFX	Monofásica
	Caso 1	Caso 2	Caso 3	FLUENT	Monofásica
Caso 5	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4	Monofásica
	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4	Bifásica

Os resultados para cada caso são discutidos a seguir.

V.3.1 Caso 1

Esta etapa consistiu em se testar a malha numérica, elegendo como a melhor, aquela cujos resultados obtivessem os menores erros comparados às correlações empíricas apresentadas.

As malhas utilizadas estão representadas na Figura 13 (A) e (B). Já as condições de contorno utilizadas são as mesmas que da Tabela 8.

Os casos foram simulados utilizando-se 12 processadores distribuídos em 3 nós com quatro partições cada. Nesse ponto, vale ressaltar que o caso com malha tetraédrica obteve um custo computacional consideravelmente maior (aproximadamente 40%), se comparada à malha hexaédrica.

A Tabela 13 a seguir mostra os resultados para queda de pressão, comparando ambos os casos com os modelos empíricos da Figura 14.

Tabela 13: Resultados monofásicos comparativos para o Caso 1.

	Valor simulado (Pa)	Erro relativo (%)			
		Dirgo	Coker	Lapple	Casal e Martinez
Malha tetraédrica	474	17,8	89,7	12,3	44,7
Malha hexaédrica	450	11,8	80,1	6,6	47,5

Os resultados apresentados mostram que, para as mesmas condições de simulação, a malha estruturada obteve os menores desvios em relação aos valores teóricos, o que faz dela, dentro do critério de comparação adotado, a melhor.

Outros trabalhos (Slack & Boysan (2000), Almeida (2009), Bhasker (2010), Ropelato, (2009)), mais enfocados em detalhes de malha, chegam à mesma conclusão.

V.3.2 Caso 2

Partindo do resultado obtido no item anterior, o próximo passo foi avaliar a influência da condição de contorno na resposta final da simulação. Para isso, como já mencionado, a condição de *opening*, utilizada para a geometria curta, foi substituída pela condição de *wall* em uma geometria estendida. Neste caso, o *underflow* do ciclone permanece aberto, permitindo a recirculação, mas o fluido não sai mais diretamente para a atmosfera: ele escoar pelo duto inferior, sendo posteriormente coletado no *hopper* do ciclone.

Para este caso, as quedas de pressão monofásicas estão dispostas na Tabela 14 a seguir.

Tabela 14: Resultados monofásicos comparativos para o Caso 2.

	Valor simulado (Pa)	Erro relativo (%)			
		Dirgo	Coker	Lapple	Casal e Martinez
Geometria curta	450	11,8	80,1	6,6	47,5
Geometria alongada	551	36,9	120,5	30,5	35,8

onde ambas simulações possuem malha hexaédrica, assim como determinado pelo Caso 1.

Dos resultados anteriores pode-se observar que a simulação com geometria curta obteve resultados mais próximos aos modelos empíricos apresentados até então. Isso pode ser explicado pela própria consideração das equações empíricas adotadas, que não prevêem a presença de um *hopper* ou de qualquer outro dispositivo acoplado ao ciclone.

Na prática, contudo, a presença de um *hopper* é comum, de forma que a sua correta modelagem é importante para a predição de algumas das características mais relevantes dos ciclones (Ropelato, 2009).

V.3.3 Caso 3

O modelo de turbulência foi o terceiro parâmetro a ser testado na bateria de casos estudados. Nesta etapa, assumindo-se a geometria e a malha estipuladas pelos casos antecedentes, um modelo RSM (SSG) e um RANS de duas equações (SST-CC) foram comparados para os valores de queda de pressão.

O objetivo de tal comparação é a possibilidade de obtenção de resultados considerados satisfatórios em termos de engenharia sem o custo computacional associado aos modelos RSM convencionais (Smirnov, 2008).

Os resultados obtidos para esta comparação estão dispostos na Tabela 15.

Tabela 15: Resultados monofásicos comparativos para o Caso 3.

	Valor simulado (Pa)	Erro relativo (%)			
		Dirgo	Coker	Lapple	Casal e Martinez
Modelo SSG	450	11,8	80,1	6,6	47,5
Modelo SST-CC	432	7,4	72,9	2,3	49,6

Pode-se observar a boa concordância entre os valores obtidos pelo modelo SSG e pelo SST-CC para a queda de pressão. Ainda assim, apesar dos bons resultados, as discrepâncias provenientes de outros parâmetros importantes em ciclones, como os perfis de velocidade, comparando-se os dois modelos, deve fazer do SST-CC uma ferramenta útil, porém não substitutiva dos modelos RSM consagrados, como o SSG.

A Figura 15 a seguir mostra os perfis de velocidade tangencial do ciclone em questão, obtidos em três elevações distintas ao longo do equipamento, para ambos os modelos de turbulência.

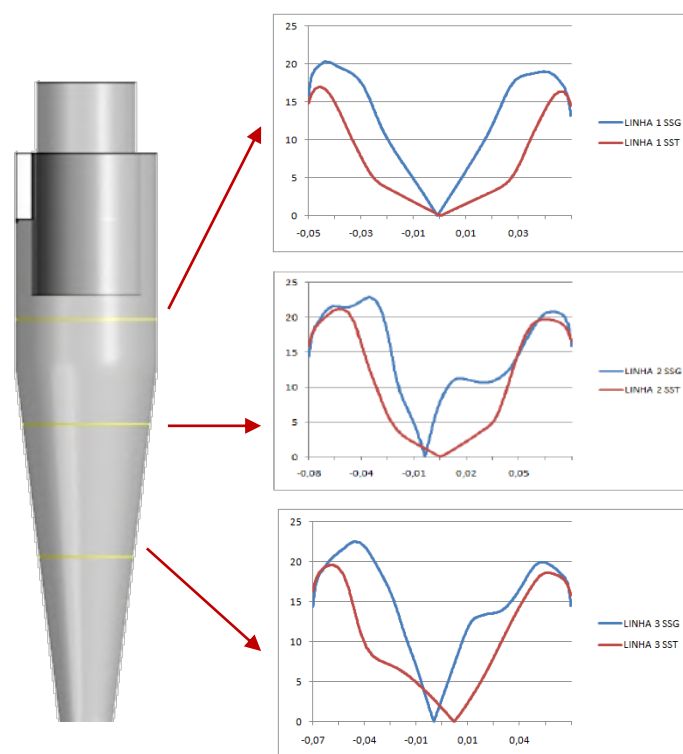


Figura 15: Elevações monitoradas do ciclone com seus respectivos gráficos de valor absoluto da velocidade tangencial.

A Figura 15 mostra a menor capacidade do modelo SST-CC em detectar o vórtice central ante ao modelo SSG. Isso pode ser observado pela largura exagerada do mesmo, evidenciada pela região onde a velocidade tangencial se iguala a zero.

Próximo à parede, no entanto, o comportamento de ambos os modelos é equivalente, o que justifica a boa concordância entre os valores de queda de pressão como um todo. O menor valor geral, associado ao SST-CC, advém exatamente de sua menor capacidade em prever o vórtice central e, conseqüentemente, as perdas associadas a ele.

Como os resultados experimentais apresentam apenas valores de queda de pressão, a verificação do modelo de turbulência para o perfil de velocidade fica impossibilitada. Contudo, considerando a capacidade em reproduzir melhor o comportamento com vórtices, para os casos monofásicos, optou-se por continuar utilizando-se o modelo SSG para turbulência.

V.3.4 Caso 4

O último caso dentre os testes com ar que alimentaram as simulações multifásicas envolveu exatamente a capacidade de dois *softwares* comerciais diferentes, ANSYS CFX e ANSYS Fluent, em prever a queda de pressão mais próxima possível das obtidas empiricamente.

As condições de entrada para ambos os programas foram as mesmas, excetuando-se as peculiaridades de cada *software*, como os métodos de acoplamento e discretização. Os resultados são mostrados na tabela a seguir.

Tabela 16: Resultados monofásicos comparativos para o Caso 4.

	Valor simulado (Pa)	Erro relativo (%)			
		Dirgo	Coker	Lapple	Casal e Martinez
CFX – V.12	450	11,8	80,1	6,6	47,5
Fluent – V.12	402	0,1	60,9	4,8	49,6

Os resultados anteriores mostram um melhor desempenho do ciclone simulado no Fluent, principalmente para as correlações de Dirgo, que contabiliza a geometria do ciclone no cálculo do número de Euler (Eu), e Lapple, que validou seu modelo para ciclones com entrada tangencial e ar sob condições ambientes.

Dessa forma, ao fim do quarto caso, conclui-se que o melhor conjunto de parâmetros a se utilizar inicialmente para este ciclone é aquele com geometria curta, malha hexaédrica, modelo de turbulência SSG e utilizando-se o Fluent como *software*. Na árvore de casos apresentada, essa escolha teria a forma ilustrada pela Figura 16 a seguir.

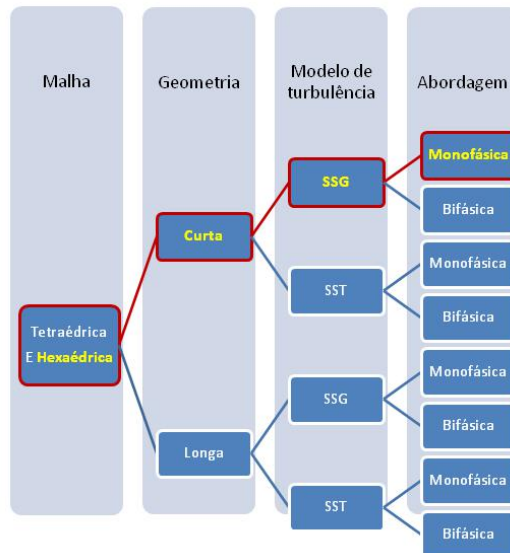


Figura 16: Árvore de estados enfatizando os casos escolhidos.

A Figura 17 mostra os diferentes resultados concernente ao caso escolhido.

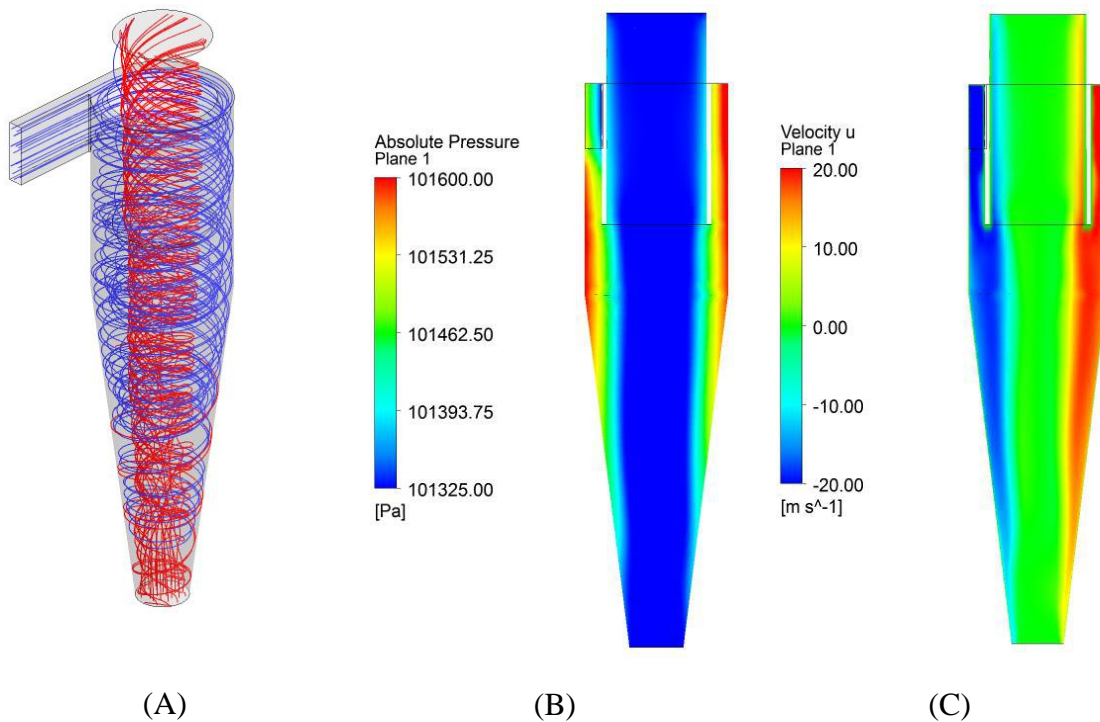


Figura 17: Caso monofásico escolhido com (A) linhas de correntes, evidenciando o vórtice ascendente, (B) perfil de pressão e (C) perfil de velocidades tangenciais.

Os perfis mostrados pela Figura 17 (B) e (C) evidenciam comportamentos clássicos de ciclones. No primeiro caso, a zona em azul que se estende por todo eixo central do ciclone indica a região de baixa pressão típica dos vórtices (Haller, 2005); no segundo caso, o perfil da componente tangencial de velocidade mostra o comportamento espiralado do fluido adentrando o equipamento, isto é, uma velocidade positiva e negativa em hemisférios opostos, separados por uma região de velocidade nula, onde se encontra o vórtice. Isso, por sua vez, corrobora com as linhas de corrente mostradas na Figura 17 (A).

V.3.5 Caso 5

Finalmente, de posse dos resultados convergidos para a abordagem monofásica, a segunda fase (CMC), também Euleriana, foi inserida no sistema sob as condições impostas pela Tabela 8 para posterior comparação com os resultados obtidos experimentalmente.

As simulações multifásicas transcorreram da mesma forma que suas análogas monofásicas, isto é, em três nós de quatro partições, cada. Inicialmente, tentou-se utilizar as melhores condições e parâmetros estipulados pelos casos monofásicos como condição inicial, tornando, assim, desnecessária uma nova bateria de testes, muito mais custosa neste tipo de abordagem. A convergência, contudo, foi extremamente dificultada pela inserção da segunda fase ao sistema, principalmente diante de um modelo de turbulência como o SSG, que requer sete equações de fechamento, em detrimento das duas necessárias para o SST-CC. Como o método comparativo baseou-se essencialmente nos valores de queda de pressão, e, para esta variável em específico, ambos os modelos mostraram-se equivalentes (Tabela 15), os casos bifásicos foram simulados utilizando-se o SST-CC para modelagem da turbulência. Somando a isso o aparente fato de a presença do *hopper* também aumentar a robustez do problema numérico bifásico (Ropelato, 2009), uma malha hexaédrica, com geometria estendida, modelo de turbulência SST-CC e simulada no CFX foi usada para os casos bifásicos.

Ainda assim, para se obter um resultado convergido, foi essencial lançar-se mão de relaxações e reduções nos passos de tempo. Essas relaxações, em última instância, são por vezes necessárias para garantir a estabilidade numérica do sistema.

Para a correta modelagem do caso, foram levadas em consideração também as mudanças a qual a viscosidade aparente do fluido está sujeita, de acordo com a equação

(46). Neste modelo matemático, como já mencionado, enquadra-se a maior parte dos fluidos não-newtonianos e está, portanto, prontamente disponibilizado na biblioteca tanto do CFX quanto do Fluent. Os parâmetros de entrada são o índice de consistência do fluido (K) e o índice de comportamento do escoamento (n), bem como os limites superior e inferior para a viscosidade aparente da suspensão, para o Fluent, ou os limites de taxa de cisalhamento, para o CFX.

Os resultados obtidos para o CFX são mostrados na Tabela 17 abaixo.

Tabela 17: Resultados comparativos para o Caso 5.

	ΔP (Pa)	Erro(%)	$\langle Q_{\text{líqu-ovf}} \rangle$ (m ³ /s)	$\langle Q_{\text{líqu-unf}} \rangle$ (m ³ /s)
Experimental	11.400±1140	-	0,00	1,65x10⁻³
Caso 5	21.057	46±5	0,07	1,58x10 ⁻³

Dos resultados anteriores, pode-se observar a diferença obtida entre os valores simulados bifásicos e experimentais. Tal diferença é evidenciada, principalmente, na queda de pressão, estando as vazões de saída de líquido em concordância com o observado na unidade piloto.

V.4 Eficiência de separação

Com as informações adquiridas até então, juntamente com o equacionamento fornecido em II.4, pode-se calcular a eficiência total e reduzida de separação do equipamento.

A eficiência total, definida apenas como a razão entre a vazão mássica da segunda fase no *underflow* e na entrada do ciclone, é prontamente calculada da Tabela 17, resultando em:

$$E_T \approx 96\% \quad (48)$$

Para a eficiência total reduzida, isto é, descontando a separação natural em “T” efetuada pelo equipamento, deve-se, inicialmente, efetuar o cálculo da razão de fluido, dada pela Equação (27), com:

$$Q_u = 0,00158 \text{ (m}^3\text{/s);}$$

$$C_{vu} = 0,114;$$

$$Q = 0,00165 \text{ (m}^3\text{/s);}$$

$$C_v = 0,06.$$

Isso leva a uma razão de fluido de:

$$R_f = 0,90$$

E, conseqüentemente, a uma eficiência total reduzida (E'_T) de:

$$E'_T = 59\%$$

Pode-se observar, portanto, que a simulação em CFD foi capaz de prever eficientemente a separação da suspensão de CMC em água da corrente gasosa, resultando em uma eficiência de 96% total e 59% reduzida, uma diferença de apenas 4% em relação ao experimental.

V.5 Reavaliação dos resultados teóricos

Os valores multifásicos de queda de pressão obtidos pelas simulações em CFD, como já observado, apresentaram erros próximos a 46 % quando comparados aos valores experimentais na mesma faixa operacional. Nesse aspecto, inúmeras são as causas, inclusive numéricas, que podem estar associadas aos métodos de CFD, impedindo-os de reproduzir fidedignamente o que acontece na prática. Uma delas, por exemplo, é o próprio modelo de turbulência e os seus valores estipulados nas condições de contorno do sistema. Ainda assim, são os modelos teóricos que mais destoam dos valores experimentais, muitas vezes devido à incorporação de parâmetros ou variáveis desconhecidas pela prática e, conseqüentemente, aproximadas por equações simplificadas demais ou de caráter empírico.

Essa dificuldade pode ser contornada substituindo-se essas equações pouco elucidativas por resultados obtidos diretamente das simulações em CFD. Dessa forma, parâmetros como a velocidade tangencial no interior do vórtice, $v_{\theta CS}$ (Eq. (21)), ou a velocidade logo à montante do *vortex finder*, v_x (Eq. (20)), que normalmente são calculadas por equações empíricas, sem valor prático, podem ser obtidas com o auxílio de um pós-processamento adequado em CFD, resultando em valores mais consistentes de queda de pressão. A utilização dessa ferramenta também possibilita a contabilização do último termo da equação (11) - a queda de pressão devido à aceleração da mistura - que normalmente é negligenciável para concentrações de sólidos inferiores a 6 kg/kg de Ar (Hoffmann & Stein, 2008).

A Figura 18 e a Tabela 18 mostram os resultados obtidos para esta análise.

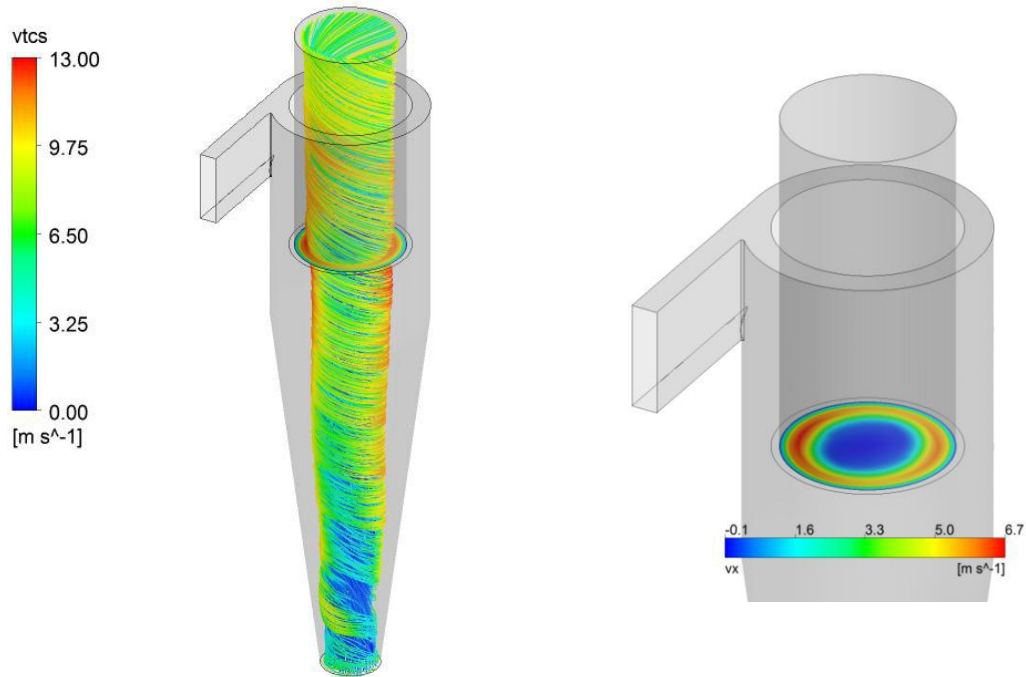


Figura 18: Parâmetros do modelo de Muschelknautz obtidos por CFD.

Tabela 18: Queda de pressão prevista pelo modelo de Muschelknautz com e sem a utilização de CFD.

	v_x	$v_{\theta CS}$	ΔP_{ac} (Pa)	ΔP (Pa)	ΔP_{exp} (Pa)	Erro (%)
Muschelknautz sem CFD	2,6	0,9	-	760	11400±1140	1400±50
Muschelknautz com CFD	2,8	5,5	105	4676	11400±1140	143±23

Da tabela anterior pode-se observar a melhora evidente que a aquisição direta da simulação em CFD inflige no valor final da queda de pressão, se comparada com os valores experimentais.

De maneira geral, organizando-se os resultados multifásicos em uma só tabela, ter-se-ia:

Tabela 19: Queda de pressão para o ciclone bifásico, comparando os dados experimentais, simulados e teórico modificado.

	ΔP (Pa)	Erro (%)
Experimental	11.400	0±10
Simulado	21.057	46±5
Teórico	4.571	149±24

Os resultados da Tabela 19 mostram que as simulações em CFD foram capazes de prever qualitativamente as quedas de pressões em detrimento das correlações

empíricas apresentadas na Tabela 11, ou mesmo da equação de Muschelknautz modificada.

CAPÍTULO VI – CONCLUSÕES

Uma metodologia para validação de dados simulados em ciclones separadores foi proposta e testada, tendo por base experimentos realizados anteriormente.

Na primeira etapa do estudo, as simulações consideraram uma abordagem monofásica para simplificação do problema e obtenção de parâmetros numéricos e análise de independência de malha para somente então simular-se o escoamento bifásico. Essas condições foram calcadas em valores de queda de pressão e comparadas com os obtidos empiricamente por correlações encontradas na literatura.

O primeiro parâmetro da avaliação consistiu na malha mais adequada ao escoamento ciclônico. Neste quesito, comentado na seção V.3.1, a estruturada demonstrou os melhores resultados quando comparada à não-estruturada. Isso pode ser explicado pelo fato de os elementos hexaédricos estarem mais bem alinhados ao escoamento no interior do ciclone que os tetraédricos, facilitando, assim, os cálculos numéricos.

No item V.3.2, testou-se a influência da condição de contorno no *underflow* do ciclone, definindo-o inicialmente com uma condição de *opening*, e então alterando-o de forma a se estender o domínio até um *hopper*, definido como *wall*. Para estes testes, o ciclone menor, isto é, aquele com condição de *opening*, obteve a queda de pressão mais próxima das correlações empíricas; fato este explicado pela desconsideração do *hopper* na formulação desses modelos teóricos.

A avaliação seguinte foi o modelo de turbulência usado. Como descrito em III.1, o SSG vem sendo utilizado e recomendado para este tipo de escoamento (Cortés & Gil, 2007). Ainda assim, seu dispêndio computacional é relativamente alto. Daí a importância associada, por exemplo, às correções de curvatura dos modelos de duas equações, como o SST-CC, para adequação a escoamentos rotativos. Nos testes apresentados em V.3.3 este modelo obteve boa representabilidade, se comparado ao SSG e pode ser utilizado para fins de perda de carga. A correção imposta ao modelo, contudo, ainda não parece ser suficiente para prever a alta vorticidade inerente dos ciclones. Isso é evidenciado pela má captação do vórtice central, mostrado na Figura 15.

O último teste monofásico comparou os *softwares* comerciais ANSYS CFX e ANSYS Fluent, sob as mesmas condições de contorno. Pelos resultados discutidos na

seção V.3.4, as simulações feitas em Fluent obtiveram os melhores resultados dentro do critério adotado.

Para a validação do modelo de CFD avaliado, considerou-se o modelo SST-CC. O modelo SSG de turbulência apresenta a vantagem de reproduzir melhor o padrão de escoamento existente em um ciclone. No entanto, os dados experimentais disponíveis obtidos apresentam valores apenas para a determinação da perda de carga e, embora a literatura apresente as vantagens do modelo SSG, o modelo SST-CC se apresentou adequado para a representação dos resultados obtidos na planta piloto.

Para maior veracidade da simulação, a não idealidade reológica do fluido foi também levada em consideração ao variar a sua viscosidade aparente com a taxa de deformação, utilizando-se um modelo de potência disponível no próprio *software*.

Os resultados obtidos mostraram ótima reprodutibilidade para os valores de eficiência de separação. Nesse aspecto, a própria complexidade física do escoamento pode servir de base para explicar a má reprodutibilidade do modelo CFD, quando comparado aos experimentos, no que tange a queda de pressão. Em especial, a elevada razão entre as viscosidades de ambas as fases estudadas (da ordem de 10^3) parece explicar a incapacidade do ar em “arrastar” a suspensão polimérica, promovendo, assim, uma separação completa ($E_T = 100\%$), com atuação decisiva do campo gravitacional.

Como último teste de validação, sugeriu-se utilizar os dados de CFD, mais elucidativos em alguns pontos cegos da prática, para alimentar as equações empíricas propostas por Muschelknautz, discutidas no item II.3. Os resultados mostram uma queda de pressão muito mais acurada nesta abordagem que a obtida unicamente pelas equações do modelo.

Finalmente, assumindo qualquer erro aos quais os experimentos também estão suscetíveis, a modelagem em CFD mostrou-se apta na predição dos valores de eficiência e, para uma abordagem ainda que bifásica, conseguiu prever com erros próximos a 45% a queda de pressão mesmo em um ciclone tão complexo quanto o utilizado na prática.

VI.1 Propostas para continuação do trabalho

- Estudar mais a fundo os parâmetros de simulação, tendo como base dados experimentais monofásicos;

- Gerar resultados experimentais para separações considerando o gás-particulado para avaliar o efeito do comportamento não newtoniano do CMC;
- Testar a abordagem Lagrangeana em uma e duas vias para a fase dispersa;
- Estudar o efeito do arrasto entre as fases.

CAPÍTULO VII – BIBLIOGRAFIA

- Almeida, L. C. (2009). *Simulação Numérica da Separação óleo-água em Hidrociclones para baixas frações de óleo - Projeto Final de Curso, Escola de Química/UFRJ*. RJ, Rio de Janeiro.
- Ansys. (2009). *Theory Guide*. Ansys INC.
- Bhasker, C. (2010). Flow simulation in industrial cyclone separator. *Advances in Engineering Software* , 220-228.
- Carvalho, A. T. (2008). *Otimização de Ciclone para a pré-separação de areia na produção de petróleo - Dissertação de Mestrado, Escola de Química/UFRJ*. Rio de Janeiro.
- Casal, J., & Martinez, J. M. (1989). Calculo y diseño de ciclones. *Ing. Quim.* , 2, 115-124.
- Coker, A. K. (1993). Understand cyclone design. *Chem. Eng. Prog.* 28 , 51-55.
- Cortés, C., & Gil, A. (2007). Modeling the gas and particle flow inside cyclone separators. *Progress in Energy and Combustion Science* , 33, 409-452.
- Dantas, A. C. (1999). Remoção de Areia em “Side Stream”. *Simpósio de Engenharia de Instalações de Superfície da E&P-BC* , pp. 1-5.
- Dirgo, J. (1988). *Relationships between cyclone dimensions and performance* (Vol. 4). Houston.
- Fox, R. W. (2006). *Introdução à Mecânica dos Fluidos*. LTC.
- Gimbun, J. (2004). The influence of temperature and inlet velocity on cyclone pressure drop. *Chemical Engineering and processing* , 44, 7-12.
- Haller, G. (2005). An Objective Definition of a Vortex. *J. Fluid Mech.* , 525, 1-26.
- Hoffmann, A. C., & Stein, L. E. (2008). *Gas Cyclones and Swirl Tubes: Principles, Design, and Operation*. Springer.
- Knight, D. (1978). Turbulence Models Predictions for Flows with Significant mean Streamline Curvature. *AIAA Paper* , 72-258.
- Maliska, C. R. (2004). *Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional*. RJ: LTC.
- Meier, H. F. (2000). Comparasion Between Turbulence Models for 3-D Turbulent Flows in Cyclones - 21st Iberian Latin-American Congress on . *Proceedings of XXI CILAMCE* , 1-18.

- Navarro, R. (2002). Aplicação de um Modelo Reológico Não-Linear em Sistemas Poliméricos Dilatantes. *Polímeros: Ciência e Tecnologia* , 12, No. 1, 41-47.
- Nebresky, J. R. (1980). Cyclone for Gas/Oil Separation. *International Conference on Hydrocyclone* , 12, 167-78.
- Perry. (1999). *Chemical Engineers handbook 7th edition*. McGraw Hill.
- Rawlins, C. H. (2000). Design and Installation of a Sand Separation and Handling System for a Gulf of Mexico Oil Production Facility. *SPE 63041* , 1-10.
- Ropelato, K. (2009). Cyclone dust hopper influence in the vortex core. *ESSS South American Ansys Users Conference*. Florianópolis.
- Shepherd, C. B. (1939). Air pollution control: a design approach. *Cyclones* , 31, 127-139.
- Slack, M., & Boysan, F. (2000). ADVANCES IN CYCLONE MODELLING USING UNSTRUCTURED GRIDS. *ICChem E* , 78, Part A.
- Smirnov, P. (2008). Sensitization of the SST Turbulence Model to rotation and curvature by applying the Spalart-Shur Correction Term . *Proceedings of ASME Turbo Expo* .
- Spalart, P. R. (1997). On the sensitization of Turbulence Models to Rotation and Curvature. *Aerospace Science and Technology* , 1, No. 5, 297-302.
- Versteeg, H. K., & Malalasekera, W. (1995). *Computational Fluid Dynamics*. Longman.

CAPÍTULO VIII – ANEXOS

VIII.1 Anexo I

```
%Rotina para o cálculo de queda de pressão em sistemas multifásicos
pelo
%método de Muschelknautz

clc, clear all

display('*****
*****')
display('Cálculo da queda de pressão para ciclones multifásicos pelo
método de Muschelknautz')
display('*****
*****')
display('Rotina desenvolvida por Thiago K. Anzai - 2010')
display(' ')
display('Dados de entrada')
%Dados de entrada
Vg=input('Insira a vazão de liquido [m^3/s]: ');
C=input('insira a concentração de particulados no sistema [kg de
particulados/m^3 de ar]: ');
a=input('Insira a altura da região de entrada [m]: ');
b=input('Insira a largura da região de entrada [m]: ');
D=input('Insira o diâmetro do ciclone [m]: ');
Dd=input('Insira o diâmetro do underflow [m]: ');
Dx=input('Insira o diâmetro do overflow [m]: ');
H=input('Insira a altura do ciclone [m]: ');
Hc=input('Insira a altura da região cônica [m]: ');
S=input('Insira a altura do vortex core [m]: ');
rog=input('Insira a massa específica do gás [kg/m^3]: ');
mig=input('insira a viscosidade dinâmica do gás [Pa.s]: ');
ros=input('Insira a massa específica do sólido [kg/m^3]: ');
mis=input('insira a viscosidade dinâmica do sólido [Pa.s]: ');
Qg=Vg*rog;
c0=C/rog;
rob=0.4*0.5*ros;
Hi=H-S;

R=D/2; %raio do corpo cilíndrico do ciclone
Rin=R-(b/2); %raio contado do centro do ciclone até a metade da
entrada
Rx=Dx/2; %raio do vortex tube
Vin=Vg/(a*b); %velocidade de entrada
qsi=b/R;
alpha=1/qsi*(1-sqrt((1+4*((qsi/2)^2-qsi/2))*sqrt(1-(1-qsi^2)*(2*qsi-
qsi^2)/(1+c0))))); %coeficiente de constrição
vtw=(Vin*Rin)/(alpha*R); %velocidade na parede
```

```

Rm=sqrt(Rx*R); %r dio médio
vzw=(0.9*Vg)/(3.141*((R^2)-(Rm^2))); %velocidade axial na parede
Rer=(Rin*Rm*vzw*rog)/(H*mig); %n mero de Reynolds do corpo do ciclone
fsm=0.323*Rer^(-0.623); %fator de atrito para parede lisa
fr= log(1.6/(0.0006-0.000599)^2.38)^(-2) *
(1+2.25*10^5/(Rer^2*(0.0006-0.000599)^0.213))^(-1); %corre o do fato
de atrito para rugosidade
fair=fsm+fr; %fator de atrito para a fase gasosa

dados_de_CFD = input ('Deseja inserir dados de CFD? Sim (1) ou não
(2): ');
    if (dados_de_CFD == 1)
        vx = input ('Insira o valor da velocidade do gás   montante do
vortex finder simulada: ');
    else if (dados_de_CFD == 2)
        vx=(a*b*Vin)/(((Dx^2)*3.141)/4); %velocidade do gás  
montante do vortex finder
    end
end

Fr=vx/(sqrt(2*Rx*10)); %n mero de Froude
f=fair+(0.25*((R/Rx)^-0.625)*sqrt(1*c0*Fr*rog/rob)); %fator de atrito
englobando os sólidos
Ar=3.141*((R^2)-(Rx^2)+2*R*(H-Hc)+(R+(Dd/2))*sqrt((Hc^2)+((R-
(Dd/2))^2))+2*Rx*S); % rea interna total do ciclone

    if (dados_de_CFD == 1)
        vtcs = input ('Insira a velocidade tangencial no vórtice
ascendente simulada: ');
    else if (dados_de_CFD == 2)
        vtcs = vtw*(R/Rx)/(1+f*Ar*vtw*sqrt(R/Rx)/(2*Vg));
%velocidade tangencial no vórtice ascendente
    end
end

deltaPbody = (f*Ar*rog*((vtw*vtcs)^1.5))/(2*0.9*Vg); %queda de pressão
graças ao corpo do ciclone
deltaPx=(2+((vtcs/vx)^2)+3*((vtcs/vx)^(4/3)))*(1/2)*rog*(Vin^2);
%queda de pressão graças ao vortex core e finder
deltaP=deltaPbody+deltaPx; %queda de pressão total
display(deltaP)
display('deltaP em [Pa]')

```