



**Análise da Influência da Tensão de Cisalhamento
em Hidrociclones para Separação de Células
Animais usando CFD**

Rodrigo Petrone dos Anjos

Projeto Final em Engenharia Química.

Orientadores:

Alvio Figueredo-Cardero, D.Sc.

Ricardo de Andrade Medronho, Ph.D.

Setembro de 2013

Análise da Influência da Tensão de Cisalhamento em Hidrociclones para Separação de Células Animais usando CFD

Rodrigo Petrone dos Anjos

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

Aprovado por:

Prof. Luiz Fernando Lopes Rodrigues Silva, D. Sc.

Profa. Leda do Reis Castilho, Dr. -Ing.

Rodrigo Coelho Ventura Pinto, D. Sc.

Orientado por:

Alvio Figueredo-Cardero, D. Sc.

Ricardo de Andrade Medronho, Ph.D.

Rio de Janeiro, RJ – Brasil

Setembro de 2013

Anjos, Rodrigo Petrone dos

Análise da Tensão de Cisalhamento em Hidrociclones para Separação de Células Animais usando CFD.

xi, 60 p.; il.

(Projeto Final de Curso) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola de Química, 2007.

Orientadores: Alvio Figueredo-Cardero e
Ricardo de Andrade Medronho.

1. Hidrociclone. 2. CFD. 3. Células animais. 4. Viabilidade celular. 5. Tensão de cisalhamento. 6. (Projeto Final de Curso). (Graduação – UFRJ/EQ). 7. Ricardo de Andrade Medronho, Ph.D. 8. Alvio Figueredo-Cardero.

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao professor Ricardo Medronho pela oportunidade a mim concedida de partilhar de seus conhecimentos e pela confiança em mim depositada.

Agradeço aos colegas de laboratório, Rafael da Silva Oliveira e Eduardo Rangel Braga, pela ajuda sempre fornecida.

Agradeço aos meus pais pelo apoio em todo este período de graduação.

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

ANÁLISE DA NA TENSÃO DE CISALHAMENTO EM HIDROCICLONES PARA SEPARAÇÃO DE CÉLULAS ANIMAIS USANDO CFD

Rodrigo Petrone dos Anjos

Agosto de 2013

Orientadores: Alvio Figueredo-Cardero, D. Sc. e
Ricardo de Andrade Medronho, Ph. D.

O presente trabalho buscou geometrias que minimizassem a tensão de cisalhamento em um hidrociclone para separação de células animais. Foi utilizada a fluidodinâmica computacional, CFD, através do pacote comercial da Ansys 13.0, para efetuar o trabalho. As simulações conduzidas foram todas monofásicas (só se considerou o meio de cultivo). As mesmas foram realizadas no *software* Fluent 13.0 com malhas hexaédricas confeccionadas no ICEM 13.0 e modelo de turbulência RSM. As configurações aplicadas foram validadas com resultados experimentais obtidos com a geometria base. Conforme esperado, foi constatado que as tensões na parede eram superiores às tensões cisalhantes no seio do fluido. A região de transição entre o tubo de entrada e o corpo do equipamento, a região cilíndrica próxima à entrada e o tubo de *underflow* mostraram ter as maiores tensões na parede. A geometria com tubo de *underflow* 15° foi eficiente em diminuir a tensão na parede neste tubo. Entretanto, as geometrias com duto de entrada de seção reta retangular e em voluta não produziram quedas sensíveis na tensão na parede próxima à entrada.

Palavras-chave: Hidrociclone. Fluidodinâmica computacional. CFD. Células animais. Tensão de cisalhamento.

Abstract of the Final Project presented to Escola de Química/UFRJ as partial fulfillment of the requirements for the degree of Chemical Engineer.

ANALYSIS OF SHEAR STRESS IN HYDROCYCLONES APPLIED FOR ANIMAL CELLS SEPARATION USING CFD

Rodrigo Petrone dos Anjos

2013, August

Supervisor: Alvio Figueredo-Cardero, D.Sc. and
Ricardo de Andrade Medronho, Ph.D.

This study aimed to minimize shear stresses in a hydrocyclone used for animal cell separation. Computational Fluid Dynamics (CFD) was used to perform the work, through commercial package Ansys 13.0. Simulations were conducted using the software Fluent 13.0. They were monophasic (only the flow of the culture medium was studied), with a hexahedral grid built in ICEM 13.0. The turbulence model was the RSM. The employed settings were validated with experimental data from the basis geometry. It was verified that shear stresses at the walls were higher than shear stresses in the bulk of the fluid. The transition region between the inlet tube and the cylindrical section, the region in the cylindrical section near the inlet pipe and the underflow tube exhibited the highest wall shear. The geometry with 15° underflow tube was effective to reduce the wall shear in this tube. Meanwhile, the geometries with inlet pipe with rectangular cross section and the one in volute did not yield sensible decrease in the wall shear at the region in the cylindrical section near the inlet pipe.

Key words: Hydrocyclone. Computational fluid dynamics.CFD. Animal cells. Shear stress.

ÍNDICE

1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1. Motivação.....	1
1.2. Objetivo.....	2
1.3. Organização.....	3
2. EQUIPAMENTOS PARA RETENÇÃO DE CÉLULAS ANIMAIS	4
2.1. Características gerais.....	4
2.2. Equipamentos para retenção celular.....	5
2.3. Hidrociclones.....	8
2.3.1. Descrição e funcionamento	8
2.3.2. Razão de fluido.....	10
2.3.3. Eficiência de separação.....	11
2.3.4. Fatores que influenciam o desempenho de um hidrociclone.....	13
2.3.5. Vantagens e desvantagens dos hidrociclones.....	14
2.3.6. Hidrociclones no âmbito da retenção celular	15
3. FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL	19
3.1. Introdução	19
3.2. Equações de conservação	21
3.2.1. Conservação de massa	21
3.2.2. Conservação do momento linear	22
3.2.3. Tensor tensão.....	23
3.3. Turbulência	24
3.3.1. Caracterização.....	24
3.3.2. Equações médias de transporte	26
3.3.3. Lei de parede.....	28

3.3.4. Viscosidade turbulenta	30
3.3.5. Modelo de comprimento de mistura.....	31
3.3.6. Modelo a uma equação	31
3.3.7. Modelos a duas equações.....	33
3.3.8. Tensores de Reynolds ou modelo a seis equações	35
3.4. Método de volumes finitos.....	37
3.4.1. Malha.....	38
3.4.2. Esquemas de discretização.....	39
3.5. Simulações de hidrociclones em CFD.....	40
4. MATERIAIS E MÉTODOS	42
4.1. Materiais.....	42
4.2. Geometrias.....	42
4.3. Malhas.....	46
4.4. Simulações.....	47
5. RESULTADOS E DISCUSSÃO	51
5.1. Teste de malha e validação	51
5.2. Análise das tensões de cisalhamento	58
6. CONCLUSÕES.....	68
6.1. Considerações gerais.....	68
5.2. Sugestões para trabalhos futuros	69
6. BIBLIOGRAFIA.....	70

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1- Esquema de um hidrociclone e seu padrão de fluxo interno.	9
Figura 2 – Componentes da velocidade do hidrociclone.	10
Figura 3 – Hidrociclone projetado especificamente para retenção celular....	16
Figura 4 – Geometrias estudadas por Carvalho (2007).....	18
Figura 5 – Desenho de um hidrociclone genérico.	43
Figura 6 – Vista em um plano longitudinal das geometrias base e 2.....	44
Figura 7 – Vista superior das geometrias base, 3 e 4.....	45
Figura 8 – Imagem de uma das malhas para a geometria base.....	46
Figura 9 – Perfil de pressão a 45 mm das três malhas avaliadas.....	51
Figura 10 - Perfil de velocidade tangencial a 45 mm das três malhas avaliadas.	52
Figura 11 – Contraste entre as malhas 1(A na figura) e 2 (B na figura) coloridas pela tensão na parede.	55
Figura 12 – Contraste entre as malhas 2 (B na figura) e 3 (C na figura) coloridas pela tensão na parede.	56
Figura 13 – Perfis de velocidade tangencial obtidos experimentalmente por Marins (2010) e através de simulações por Alves (2011).	57
Figura 14 – Análise da tensão na parede da geometria base.....	60
Figura 15 - Comparação entre as tensões de parede nas geometrias base e 2.	62
Figura 16 – Comparação entre os perfis de velocidade tangencial entre as geometrias base (Geom 1 na figura) e a 2, a 40 mm.	64
Figura 17 – Comparação entre a tensão na parede para as geometrias base e 3.	65

Figura 18 – Comparação entre a tensão na parede para as geometrias base e 4.....	66
--	----

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1 – Dimensões da geometria base.	43
Tabela 2 – Geometrias e suas estruturas.	45
Tabela 3 – Número de elementos e nós das malhas empregadas no teste de malha.	47
Tabela 4 – Propriedades utilizadas nas simulações idênticas a um dos testes realizados por Jockwer (2001).	48
Tabela 5 – Modelagem aplicada na execução das simulações.	49
Tabela 6 – Parâmetros de turbulência adotados.	49
Tabela 7 – Valores de queda de pressão e razão de fluido para as três malhas avaliadas.	52
Tabela 8 – Variação de y^* com a malha.	54
Tabela 9 – Comparação entre os valores experimentais obtidos por Jockwer 2001 e simulados obtidos no presente trabalho usando a geometria base e malha 2.	58
Tabela 10 – Análise das tensões de cisalhamento para a geometria base.	59
Tabela 11 – Variação de y^* com as geometrias.	61
Tabela 12 – Valores para queda de pressão e razão de fluido simulados para as geometrias base (geometria 1) e 2.	64

1. INTRODUÇÃO

1.1. Motivação

Com o advento da biotecnologia, diversos bioprocessos vêm sendo desenvolvidos, alguns dos quais, especialmente relacionados à indústria farmacêutica, envolvem células animais. Há também estudos promissores em outras áreas, tais como: biopesticidas, dispositivos bioeletromecânicos, nanobiotecnologia, etc (Moraes et al., 2008).

Tais aplicações já fazem o mercado relacionado às células animais gerar bilhões de dólares e crescer vertiginosamente, como relata Moraes et al. (2008). Entretanto, a produção em larga escala, a qual torna este processo ainda mais atrativo para as empresas, apresenta um empecilho que será elucidado adiante.

Visando à produção industrial dos produtos relacionados às células animais, foram desenvolvidos diferentes biorreatores e a forma de operá-los. O maior desafio desses é aumentar a concentração celular visando a uma maior produtividade.

Há diversas formas de classificar os biorreatores bem como inúmeras maneiras de operá-los. Os modos de operação são: batelada, batelada alimentada, contínuo simples e contínuo com retenção de biomassa (perfusão).

Dentre os modos de operação supracitados, a perfusão fornece a maior produtividade, sendo a mais indicada para operação industrial, pois permite a operação em estado estacionário e não há uma perda celular acentuada. No modo contínuo simples, a taxa de retirada celular está limitada pela taxa líquida de produção de células. Já a batelada e a batelada alimentada têm como desvantagem a operação em regime transiente o que gera mudanças no meio de cultivo ao longo do tempo. Contudo, o fato da batelada alimentada manter adição de nutrientes durante toda a operação acarreta em produtividade significativamente maior quando comparada à batelada.

Mesmo com a maior produtividade associada à perfusão, a batelada alimentada é o modo de operação mais utilizado industrialmente (Moraes et al., 2007). Isto decorre de dificuldades operacionais e de projeto relacionadas ao processo de perfusão, uma delas o equipamento de retenção celular a ser utilizado.

Inúmeros equipamentos já foram empregados para retenção celular, sendo que todos apresentam alguma dificuldade que limita sua aplicação.

Dentre desses equipamentos, há os hidrociclones. Eles não possuem partes móveis, são simples, necessitam de pouca ou nenhuma manutenção, o que é indicado para a manutenção de um ambiente asséptico e livre de contaminação, e fornecem baixos tempos de residência. Todas estas são vantagens na separação de células animais. Ademais, a literatura tem mostrado resultados satisfatórios associados à eficiência de separação e à viabilidade celular. Contudo, a viabilidade celular ainda pode ser afetada pelos níveis de tensão de cisalhamento presente nesses dispositivos. Por isso, a necessidade de serem estudadas maneiras de minimizar a intensidade das tensões cisalhantes no interior do equipamento.

1.2. Objetivo

O trabalho visa ao estudo da tensão de cisalhamento no interior de um dos equipamentos de retenção celular, o hidrociclone. A geometria base foi a proposta por Deckwer et al. (2005) e estudada por diversos autores.

Para a identificação das regiões de maior tensão de cisalhamento, foi utilizado o pacote comercial da Ansys CFX 13.0. Feita a avaliação para a geometria base, foram propostas modificações para diminuir os níveis de tensão de cisalhamento nas regiões críticas.

Com isso, na geometria de menor tensão de cisalhamento é possível que haja aumento da viabilidade celular, dependente da tensão de cisalhamento e do tempo de exposição da mesma, porém isso não é avaliado no presente trabalho.

1.3. Organização

O texto é iniciado com a apresentação dos equipamentos de retenção de células com enfoque nos hidrociclones, sendo mostradas suas características gerais e destacadas aquelas pertinentes à aplicação desejada.

A fluidodinâmica computacional é então descrita através de alguns de seus modelos matemáticos e físicos, sendo destacada a modelagem pertinente ao presente trabalho.

Na sequência, são descritos os materiais e métodos escolhidos para a realização do estudo.

Então, os resultados obtidos são mostrados e discutidos. Tal apresentação é iniciada pelo teste de malha e pela validação das simulações com dados experimentais. Posteriormente, são expostos os resultados do estudo ao qual o trabalho se propõe: análise da tensão de cisalhamento em hidrociclones.

Finalmente, são feitas as considerações finais, ou seja, quais contribuições este trabalho dá ao tema de interesse. Além disso, também são feitas algumas sugestões de trabalhos futuros baseadas nos resultados alcançados.

2. EQUIPAMENTOS PARA RETENÇÃO DE CÉLULAS ANIMAIS

2.1. Características gerais

Antes de serem apresentados os equipamentos, vale ressaltar algumas características das células animais relevantes para a eficiência de separação e manutenção da viabilidade, razão entre as células vivas que deixa o equipamento e o total de células que entra nele, das mesmas. Ademais, é importante saber as características necessárias para a escolha adequada do equipamento.

Segundo Medronho (2003), as células animais apresentam tamanho na faixa 8 a 40 μm e densidade entre 1,06 e 1,14 g cm^{-3} . Além disso, elas são altamente susceptíveis a tensões hidrodinâmicas, pois não possuem parede celular, sendo os danos às células associados à intensidade das tensões de cisalhamento e ao tempo de exposição a elas (Pellegrini et al., 2008).

Visto isso, é possível notar o porquê da dificuldade na seleção de um dispositivo apropriado para a separação de células animais, dados os pequenos diâmetros das células e a baixa diferença de densidade entre as mesmas e o meio de cultivo, além da resistência à tensão de cisalhamento que varia de uma linhagem celular para outra. Mesmo assim, existem alguns requisitos que tornam o equipamento adequado para a operação desejada, os quais são descritos por Roth et al. (1997, apud Castilho e Medronho, 2002):

- a eficiência de retenção celular dentro do biorreator deve ser alta;
- operações estáveis e longas devem ser possíveis;
- o equipamento deve ser sanitizável, esterilizável e reutilizável. Contudo, atualmente, há uma tendência maior ao uso único do equipamento. Sendo assim, é importante que ele seja de fácil reposição;

- a viabilidade celular deve ser mantida, sem ocorrer danos por tensões de cisalhamento tampouco alteração no metabolismo celular.

Castilho (2001) mostrou a dependência da viabilidade celular tanto da tensão de cisalhamento quanto do tempo de exposição, testando duas linhagens celulares, CHO e BHK. Dentre seus resultados, ela mostra que células CHO expostas a uma tensão de cisalhamento entre 50 e 100 Pa por 1 minuto apresentam viabilidade próxima a 90% e quando esse tempo é de 30,5 minutos a viabilidade cai para algo em torno de 70%. Já as células BHK quando expostas a uma tensão na mesma faixa durante 1 minuto apresentam viabilidade muito próxima a 100%, porém quando este tempo é aumentado para 30,5 minutos, a viabilidade fica na faixa entre 80% e 90 %.

2.2. Equipamentos para retenção celular

Existem alguns dispositivos que podem ser usados para a retenção celular em processos biotecnológicos. Eles estão descritos sucintamente nesta seção.

Dentre estes dispositivos, há três diferentes filtros: tangenciais, dinâmicos e de malhas rotativas. A necessidade de desenvolvimento deles ocorre, pois a filtração convencional tem como grande obstáculo a colmatação ocorrida na torta de filtração, impossibilitando a operação por longos períodos.

Os filtros tangenciais apresentam alimentação na direção tangencial ao permeado, o que acarreta em altas tensões de cisalhamento na superfície do filtro, contribuindo para evitar a colmatação e possibilitar operações por longos períodos de forma contínua. Contudo, devido às altas tensões de cisalhamento, a vazão de alimentação é limitada pela sensibilidade à tensão da linhagem celular empregada, tornando a colmatação ainda um problema no projeto destes filtros (Castilho e Medronho, 2002).

Já nos filtros dinâmicos existe um movimento relativo entre uma membrana e um rotor. Nele, a tensão de cisalhamento não mais depende da vazão de

alimentação, mas sim do movimento relativo, permitindo trabalhar com vazões altas sem riscos de danificar as células.

Finalmente, há os filtros de malha rotativa que apresentam um cilindro oco no qual a parede lateral é uma tela filtrante que gira em uma suspensão celular, exterior ao filtro, ficando o fluido clarificado na parte interna deste. Esses equipamentos são operados de maneira sub-ótima (Figueredo-Cardero, 2002 apud Figueredo-Cardero, 2010), pois não são compreendidos seus princípios de funcionamento, fazendo com que o desenvolvimento deste dispositivo seja empírico (Figueredo-Cardero, 2009 apud Figueredo-Cardero, 2010).

Outros equipamentos utilizados para a separação de células animais são baseados na sedimentação das partículas sob a ação do campo gravitacional ou centrífugo, tais como sedimentadores gravitacionais, centrífugas e hidrociclones (esses tratados adiante em um tópico a parte).

Antes de apresentar os dispositivos, é importante mostrar a Equação 1, conhecida como equação de Stokes. Essa equação permite calcular velocidade terminal de sedimentação de uma partícula esférica em regime laminar oriunda da equação do movimento da partícula.

$$v_t = \frac{(\rho_s - \rho)bd^2}{18\mu_L} \quad (1)$$

Em que:

v_t = Velocidade terminal de sedimentação;

ρ_s = Densidade do sólido;

ρ = Densidade do líquido;

d = Diâmetro da partícula sólida;

μ_L = Viscosidade do líquido;

$b = g$ (campo gravitacional); $\omega^2 r$ (campo centrífugo)

ω = velocidade angular.

Pela Equação 1 pode ser vista a dependência da sedimentação das partículas em relação ao seu tamanho, à diferença de densidade entre sólido e líquido (não é grande para as células animais) e à intensidade do campo de forças associado ao equipamento de separação.

Dito isso, podem ser apresentados os sedimentadores gravitacionais, dispositivos em que as células sedimentam sob a ação do campo gravitacional e que podem ser lamelados ou verticais.

Segundo Castilho e Medronho (2008), embora tenham a vantagem de não possuir partes móveis e serem simples, os sedimentadores gravitacionais apresentam como desvantagem a escala do equipamento, pois a velocidade de sedimentação das células é baixa (é menor quanto menor forem as partículas a serem separadas e a diferença de densidade entre as células e o meio de cultivo), acarretando em uma área de sedimentação grande (cresce à medida que cresce o volume do biorreator). A Equação 2 representa a equação de projeto de área de sedimentação para estes sedimentadores quando a velocidade de sedimentação é igual à velocidade de ascensão do fluido no sedimentador.

$$A_{\min} = \frac{Q_{\text{clarificado}}}{v_{t,\min}} \quad (2)$$

Em que:

A_{\min} = Área mínima de sedimentação;

$Q_{\text{clarificado}}$ = Vazão pobre em células;

$v_{t,\min}$ = Velocidade de sedimentação da menor célula presente.

O problema supracitado também implica na necessidade de altos tempos de residência para ocorrer a separação, algo que acontece em um ambiente não ótimo para as células animais (Woodside et al., 1998 apud Castilho e Medronho, 2002).

Por fim, há as centrífugas, que têm a separação baseada em campo centrífugo gerado pela rotação das mesmas. Com isso, não há mais os problemas de escala apresentados pelos sedimentadores gravitacionais, pois o campo centrífugo depende tanto do raio do equipamento quanto da velocidade angular. Devido a isso, ele pode ser muito elevado.

Entretanto, altas velocidades angulares acarretam em tensões de cisalhamento relativamente elevadas para as células animais. Além disso, as centrífugas são equipamentos complexos que apresentam partes móveis de custo muito elevado, fator prejudicial para a manutenção da esterilidade (Castilho e Medronho, 2008). Outras dificuldades estão relacionadas à adesão celular e entupimento dos canais de saída (Bjorling et al., 1995 apud Castilho e Medronho, 2008).

Mesmo com as desvantagens supracitadas, como as centrífugas fornecem elevadas eficiências de separação (Castilho e Medronho, 2002), elas vêm sendo largamente empregadas tanto em processos que operam perfusão quanto em batelada.

2.3. Hidrociclones

2.3.1. Descrição e funcionamento

Os hidrociclones são equipamentos que podem ser utilizados para efetuar separações sólido/líquido (em que está incluída a retenção celular), sólido/sólido, líquido/líquido e gás-líquido.

Seu princípio de separação é baseado na ação de um campo centrífugo gerado dentro do dispositivo.

Eles consistem basicamente de uma parte cônica soldada a uma parte cilíndrica, na qual está posicionada a entrada tangencial com duas saídas: uma

inferior, concentrada na fase mais densa, o *underflow* e outra superior, concentrada na fase menos densa, o *overflow*. Também há o *vortex finder*, localizado abaixo do *overflow*, com diâmetro menor que este, que, segundo Freitas (2009), tem a função de controlar a separação no início do escoamento e prevenir o curto-circuito, a ida do material diretamente para a saída superior. A geometria do hidrociclone depende da aplicação (Svarovsky, 1984). A Figura 1 esquematiza o equipamento.

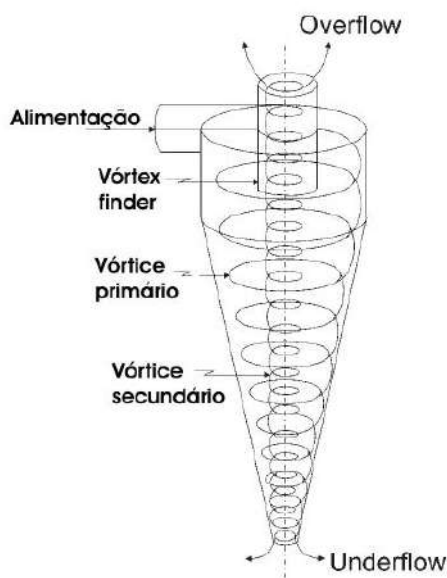


Figura 1- Esquema de um hidrociclone e seu padrão de fluxo interno. (Pinto, 2007)

Também pode ser visualizada a trajetória do líquido dentro do dispositivo na Figura 1. Ao entrar no hidrociclone, o fluido descreve uma trajetória descendente rotacional e tenta sair pela saída inferior, porém, como ela é relativamente pequena, o líquido não consegue escapar totalmente por este caminho, descrevendo um vórtice ascendente interno, de modo que parte do líquido deixa o equipamento pela saída superior (Svarovsky, 1984).

Uma característica a ser destacada do escoamento dentro de hidrociclones é a velocidade global dentro deles com suas componentes apresentadas na Figura 2. Conforme relatado por Freitas (2009), a velocidade tangencial é a componente mais importante, excetuando a região central onde a velocidade axial é importante.

Ainda segundo Freitas (2009), o valor da velocidade tangencial determina diretamente a intensidade do campo centrífugo, sendo a eficiência de separação dependente deste campo.

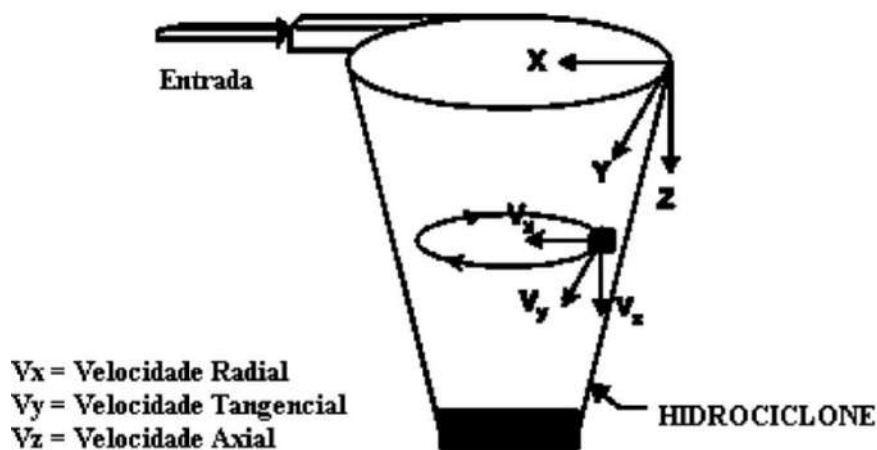


Figura 2 – Componentes da velocidade do hidrociclone. (Freitas, 2009).

2.3.2. Razão de fluido

A razão de fluido representa a fração de fluido que está sendo separada devido à ação do hidrociclone como um divisor de fluxo. Ela é a razão entre a vazão mássica de fluido que sai do equipamento pela abertura inferior e aquela que entra. Na Equação 3, a razão de fluido é definida para a separação sólido-líquido sendo o fluido menos denso que o material sólido.

$$R_f = \frac{W_{fu}}{W_{fe}} \quad (3)$$

Em que:

\$R_f\$ = Razão de fluido;

W_{fu} = Vazão mássica de fluido no *underflow*;

W_{fu} = Vazão mássica de fluido na entrada.

2.3.3. Eficiência de separação

A eficiência de separação para este equipamento pode ser definida de duas formas: eficiência total ou global (E_T) e eficiência total reduzida (E_T'). Entretanto, antes de serem detalhadas, é necessária a apresentação de alguns outros conceitos.

O primeiro destes conceitos diz respeito à distribuição de tamanho de partículas já que nem todas as partículas ou gotas a serem separadas apresentam o mesmo diâmetro. Ela é comumente descrita pela distribuição cumulativa menor que dado tamanho (y) a qual é relacionada com o diâmetro de partícula (d) através de diversos modelos, como Gates-Gaudin-Schumann (GGS), Rosin-Rammler-Bennett (RRB), entre outros.

Dito isso, são apresentadas a eficiência granulométrica (G) e a eficiência granulométrica reduzida (G'). A primeira é razão entre a vazão mássica na saída inferior e a vazão mássica de entrada das partículas de um dado diâmetro na separação sólido-líquido, sendo o fluido menos denso que o material sólido, conforme mostrado na Equação 4.

$$G = \frac{W_{u|d}}{W_{e|d}} \quad (4)$$

Em que:

G = Eficiência granulométrica;

$W_{u|d}$ = Vazão mássica de partículas um dado diâmetro no *underflow*;

$W_{e|d}$ = Vazão mássica de partículas um dado diâmetro na entrada.

A segunda computa apenas a separação que ocorre por ação do campo centrífugo. Para tanto, é descontada a razão de fluido da eficiência granulométrica, o que é mostrado na Equação 5, pois mesmo que o hidrociclone não esteja separando devido à ação das forças geradas pela alimentação tangencial, sempre haverá uma eficiência granulométrica igual à R_f , relativa à divisão de corrente de entrada.

$$G' = \frac{G - R_f}{1 - R_f} \quad (5)$$

No qual:

G' = eficiência granulométrica reduzida.

Comumente são montadas as curvas de eficiência granulométrica e eficiência granulométrica reduzida versus diâmetro de partícula.

Com isso, pode ser apresentada a eficiência granulométrica (equação 6) que é a razão entre as vazões mássicas da abertura inferior e de entrada das partículas para todos os diâmetros de partícula disponíveis. Novamente, esta definição só é válida para separação sólido-líquido sendo o fluido menos denso que o material sólido.

$$E_T = \frac{W_u}{W_e} \quad (6)$$

Em que:

E_T = Eficiência granulométrica total;

W_u = Vazão mássica total dos sólidos no *underflow*;

W_e = Vazão mássica total dos sólidos na entrada.

Por fim, a eficiência total reduzida é análoga à eficiência granulométrica reduzida, porém no contexto de todos os tamanhos de partícula. A Equação 7 tipifica isso.

$$E'_T = \frac{E_T - R_f}{1 - R_f} \quad (7)$$

Contudo, há outra maneira de calculá-la, através da integração da curva de eficiência granulométrica reduzida versus diâmetro de partícula (Equação 8).

$$E'_T = \int_0^1 G' dy \quad (8)$$

No qual:

E'_T = eficiência total reduzida.

2.3.4. Fatores que influenciam o desempenho de um hidrociclone

O desempenho de um hidrociclone é influenciado por parâmetros físicos e geométricos. Uma das formas de avaliá-lo é segundo o d'_{50} , que é o tamanho de partícula que apresenta eficiência total reduzida igual a 50%.

Os parâmetros físicos relacionados ao desempenho do dispositivo estão todos contidos na Equação 1, pois a eficiência de separação aumenta com v_t . Sendo assim, é constatado que a eficiência de separação aumenta à medida que é maior a diferença de densidade entre as fases, maior o diâmetro de partícula, maior a temperatura, que embora não esteja explicitamente na equação impacta tanto na densidade quanto na viscosidade, sendo mais significativa na última, cujo valor diminui com o aumento da temperatura e maior a vazão de entrada, a qual é

associada à intensidade do campo centrífugo por sua relação com a velocidade de entrada (Meldrun, 1987 apud Alves, 2011).

Como já mencionado, a geometria do hidrociclone depende muito de sua aplicação, o que também está relacionado aos parâmetros físicos da mesma. Por exemplo, baixas diferenças de densidade implicam na necessidade de altos tempos de residência e, conseqüentemente, extensas seções cônicas e cilíndricas (Meldrun, 1987 apud Alves, 2011).

De forma geral, a influência das variáveis geométricas no desempenho do equipamento foi descrita por Svarovsky, 1984 adaptado por Alves, 2011 da seguinte maneira:

Aumento da capacidade – aumentar o diâmetro do hidrociclone, o diâmetro de entrada, o diâmetro do diluído (saída com menor concentração da fase menos concentrada na entrada), o comprimento total e reduzir o tamanho do *vortex finder*;

Reduzir o diâmetro de corte – reduzir o diâmetro do hidrociclone, o diâmetro de entrada, o diâmetro do diluído, o ângulo da região cônica, o comprimento do *vortex finder* e aumentar o comprimento total do equipamento;

Aumentar a razão de fluido – aumentar o diâmetro do concentrado e diminuir do diluído;

Aumentar a queda de pressão – diminuir o diâmetro das saídas e aumentar o diâmetro de entrada.

2.3.5. Vantagens e desvantagens dos hidrociclones

Svarovsky (1984) lista as vantagens e desvantagens na escolha de um hidrociclone para uma aplicação geral.

Ele descreve as vantagens da seguinte forma:

1. São muito versáteis na aplicação, pois podem ser utilizados para clarificar líquido, concentrar pastas, lavar sólidos, separar dois líquidos imiscíveis, degaseificar líquidos ou classificar sólidos de acordo com densidade e forma;

2. São simples, baratos não só para operar, mas também instalar e operar e requer pouca manutenção;

3. São pequenos quando comparados a outros separadores, economizando espaço e fornecendo pequenos tempos de residência;

4. A existência de elevadas tensões de cisalhamento no escoamento é uma vantagem na classificação de sólidos, pois quebra qualquer aglomerado e também no tratamento de pastas tixotrópicas e de Bingham.

Contudo, ele também lista as desvantagens inerentes ao equipamento assim:

1. São um tanto quanto inflexíveis uma vez instalados e em operação, em virtude da enorme dependência do desempenho com a vazão e a concentração de alimentação. Também são inflexíveis quanto à sensibilidade geral a flutuações na vazão;

2. São susceptíveis à abrasão, mas podem ser tomadas medidas para reduzir estes efeitos;

3. A existência de altas tensões de cisalhamento pode ser uma desvantagem, pois a floculação não pode ser utilizada para melhorar a separação como no caso de separadores gravitacionais.

2.3.6. Hidrociclones no âmbito da retenção celular

Apresentadas características gerais dos hidrociclones, é importante destacar seu papel no âmbito da retenção celular. Sendo assim, Castilho e Medronho (2008) destacam algumas vantagens deste equipamento para esta aplicação como o fato de serem equipamentos simples e sem partes móveis, algo vantajoso para

manutenção de uma ambiente asséptico, além de não necessitarem de manutenção ao longo de sua vida útil, evitando riscos adicionais de contaminação.

Contudo, há poucos trabalhos que tratam deste tipo de aplicação e a maior parte é recente (século XXI) e são aqui apresentados.

Lübberstedt et al. (2000) conduziram testes com hidrociclones comerciais: Bradley 7 mm (diâmetro da parte cilíndrica), Mozley 10 mm e Dorr-Oliver 10 mm, para separação de suspensões de células HeLa. O melhor resultado obtido foi para o hidrociclone Dorr-Oliver com eficiência de separação igual a 81% operando com queda de pressão igual a 3 bar e vazão de 2,8 L/min. Os mesmos também avaliaram a influência da queda de pressão na viabilidade das células nas saídas superior e inferior dos três modelos de equipamento. Foi verificado que ela não se alterou no *underflow* e no *overflow*, só caindo para quedas de pressão superiores a 3 bar.

A fim de melhorar o desempenho deste dispositivo para retenção celular, Deckwer et al. (2005) projetaram hidrociclones especialmente para este tipo de aplicação com uma dupla entrada tangencial. Este é representado pela Figura 3.



Figura 3 – Hidrociclone projetado especificamente para retenção celular.

Jockwer (2001) estudou o desempenho desse hidrociclone para três diferentes diâmetros da abertura superior (1,0, 1,5 e 2,0 mm) e outros três para a abertura inferior (2,0, 2,5 e 3,0 mm), resultando em nove geometrias distintas. Excetuando uma configuração, foram obtidas altas eficiências de separação que alcançaram até 99,1% quando operados a 1 bar. A viabilidade celular foi mantida

acima de 90% operando um biorreator de 5 litros por 23 dias. O estudo foi feito com células de ovário de *hamster* chinês (CHO).

Com este mesmo hidrociclone, Elsayed et al. (2006) testaram duas configurações distintas, HC 2520 (diâmetro da saída superior 2,5 mm e da inferior 2,0 mm) e o HC 2515, quanto à eficiência de separação e viabilidade para as linhagens celulares HeLa e BHK em diferentes quedas de pressão. Foi alcançada eficiência de separação de 97% em altas quedas de pressão/razão de fluido sem nenhuma influência negativa na viabilidade celular do *underflow*. Elsayed et al. (2006) argumentam que somente as células retiradas no *overflow* são danificadas devido à passagem por uma região de alta tensão de cisalhante na transição do vórtice descendente para o ascendente. Contudo, estas células não afetam a viabilidade celular, pois são parte do produto retirado do biorreator.

Por fim, Pinto et al. (2007) também estudaram o emprego do equipamento proposto por Deckwer et al. (2005) na separação de células CHO testando seis configurações distintas com dois diâmetros de saída inferior distintos (2,0 e 3,0 mm) e três diâmetros de saída superior (1,0, 1,5 e 2,0 mm). Foram observadas eficiências de separação na faixa de 97,9% a 99,9% em cinco das seis geometrias avaliadas com perda de viabilidade no *underflow* variando entre 2,9% e 9,1%, excetuando uma, HC 2020, com vazão de entrada igual a $2,12 \text{ L min}^{-1}$, que apresentou 14,4% de perda de viabilidade.

Já no âmbito da fluidodinâmica computacional, Medronho et al. (2005) simularam o emprego de hidrociclones da configuração Bradley na separação de células de mamífero (BHK-21). Segundo eles, estes equipamentos com diâmetro igual a 10 mm, apresentam alta eficiência de separação para esta linhagem celular.

Também com o auxílio do CFD, Carvalho (2007) estudou a geometria proposta por Deckwer et al. (2005) em busca de regiões dentro do equipamento que apresentem alta tensão de cisalhamento. Ele identificou a região próxima à entrada como a crítica e propôs duas geometrias para amenizar o problema conforme mostrado na Figura 4.

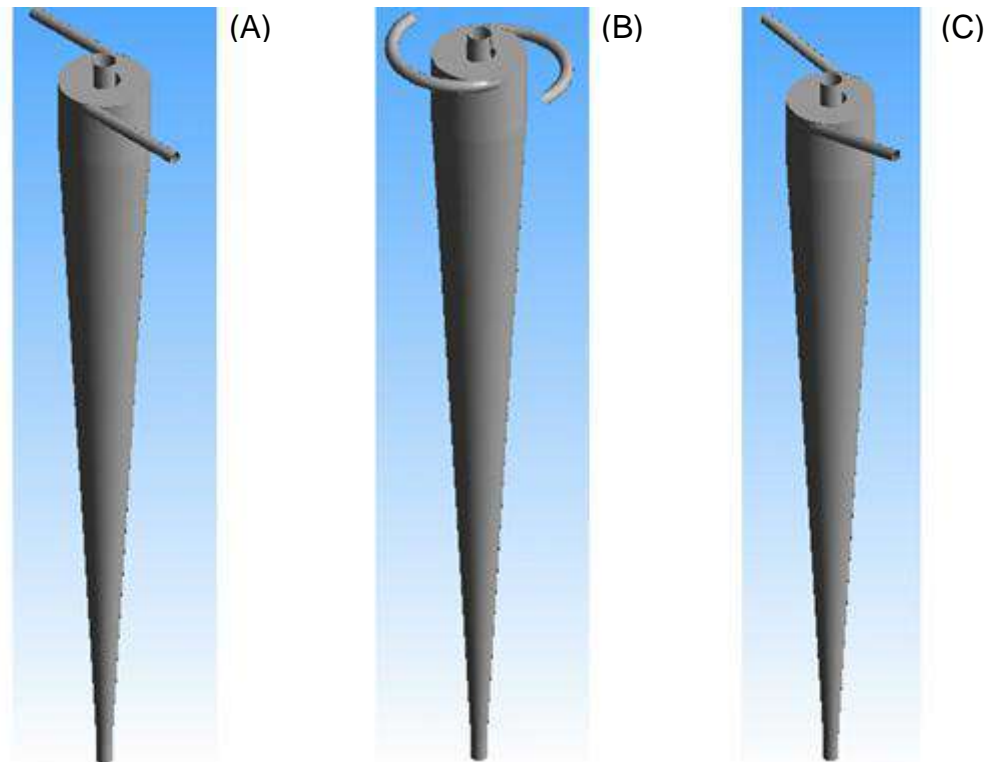


Figura 4 – Geometrias estudadas por Carvalho (2007).

A geometria A representa um hidrociclone com sua entrada tradicional, tangente ao corpo do equipamento, a geometria B uma entrada voluta e a geometria C uma entrada com uma inclinação de 11° do tubo de entrada em relação ao corpo do equipamento.

Neste estudo, Carvalho (2007) indica a geometria B como a mais promissora, pois apresenta uma menor região com altas tensões cisalhantes na parede, embora a região com tensões de cisalhamento intermediárias seja ampliada. Contudo, ele ressalva o poder computacional limitado ao qual tinha acesso e sugere a realização de análise semelhante com um poder computacional maior, o que foi feito no presente trabalho.

3. FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL

3.1. Introdução

A fluidodinâmica computacional, comumente conhecida como CFD, do inglês *Computational Fluid Dynamics*, é uma ferramenta computacional utilizada no estudo do escoamento de fluidos, transferência de calor e massa, reações químicas e outros processos físicos associados em certo sistema físico. Para tanto, ela faz uso de métodos numéricos, matemáticos e computacionais e necessita de condições iniciais e de contorno conhecidas.

A qualidade de uma simulação CFD está intimamente associada ao poder computacional. Por isso, o desenvolvimento recente deste vem permitindo o uso da fluidodinâmica computacional em um número maior de casos, pois é possível aplicar modelos tanto de natureza fenomenológica quanto numérica mais robustos (Alves, 2011).

Mesmo assim, conforme afirma Figueredo-Cardero (2010), é necessário avaliar a qualidade de qualquer modelo contra dados experimentais, não sendo diferente para o caso de simulações CFD, ou seja, é necessário verificar a validade de qualquer modelo usado em uma simulação de fluidodinâmica computacional com dados experimentais.

A fluidodinâmica computacional tem se tornado uma ferramenta importante tanto no âmbito acadêmico como no industrial. Abaixo, estão algumas justificativas para tal ocorrência, listadas por Alves (2011):

- estudos que envolvem riscos quanto à realização experimental, tais como altas temperaturas, pressões e materiais tóxicos;

- quando a montagem de uma planta experimental ou modelos em escala se tornam muito caros ou de difícil elaboração, como túneis de vento e estudos de vazamento de produtos tóxicos em plataformas de petróleo, plantas químicas ou nucleares;

- as simulações numéricas oferecem mais detalhes que experimentos reais, pois o número de pontos de medição das simulações numéricas está associado aos pontos da malha (explicação adiante), enquanto que os experimentais necessitariam de vários medidores (Silva, 2006 apud Alves, 2011);

- avanço contínuo no poder computacional e na assimilação de novos métodos disponibilizados na literatura;

- minimização de custos em relação a experimentos convencionais, principalmente para aplicações acadêmicas em que os pacotes comerciais são de menor custo;

- melhoria para o ensino de engenharia, pois permite que um grande número de alunos tenha contato com experimentos computacionais que seriam de difícil demonstração experimental durante as aulas;

- melhoria na fabricação de equipamentos e processos de separação por facilitar o entendimento do fenômeno interno, ou seja, verifica-se melhor o comportamento do fluido e dos processos envolvidos;

- facilidade no processo de otimização do projeto de equipamentos, pois algumas vezes a construção do equipamento é muito cara e de difícil adaptação para o estudo de variáveis geométricas ou condições de processo.

Por fim, um aspecto inerente às simulações CFD são as etapas necessárias para a realização das mesmas. Elas são enumeradas por Figueredo-Cardero (2010) da seguinte maneira:

- geração de uma geometria, assistida por computador, do domínio onde o cálculo será realizado;

- subdivisão do domínio em elementos (construção da malha);

- avaliação crítica dos fenômenos relevantes no caso em estudo e implementação dos modelos que os descrevam matematicamente;

- solução, por um método iterativo, das equações geradas;

- processamento e avaliação crítica dos resultados obtidos.

3.2. Equações de conservação

Agora é o momento de introduzir algumas equações de conservação que governam a dinâmica dos fluidos. Só serão descritas aquelas que são resolvidas neste trabalho: as equações de conservação de massa e de conservação do momento linear, através de simulações CFD. Contudo, é válido salientar que há outras equações de conservação: momento angular, energia, espécie química.

A dedução destas equações de conservação pode ser encontrada em Hauke (2008).

3.2.1. Conservação de massa

A equação da continuidade se baseia no princípio da conservação da massa, isto é, em qualquer sistema físico ou químico não é possível criar ou desaparecer com a massa ou com parte dela do sistema, é apenas possível transformá-la de uma espécie em outra.

Sua forma diferencial é representada pela Equação 9.

$$\frac{d\rho}{dt} + \nabla \cdot (\rho \vec{U}) = 0 \quad (9)$$

Em que:

ρ = densidade;

t = tempo;

U = velocidade do fluido.

3.2.2. Conservação do momento linear

A conservação do momento linear surge da segunda lei de Newton da mecânica:

$$\frac{dP}{dt} = \sum \vec{F}_{\text{ext}} \quad (10)$$

P é o momento linear total do sistema que também pode ser reescrito como o somatório dos momentos lineares de cada partícula de fluido (F_{ext}), massa individual multiplicada pela velocidade individual.

A forma diferencial da equação de conservação do momento linear, também conhecida como equação do movimento, é mostrada pela Equação 11.

$$\frac{d(\rho\vec{U})}{dt} + \nabla \cdot (\rho\vec{U}\vec{U}) = \nabla \cdot \vec{\tau} + \rho\vec{f}_m \quad (11)$$

Sendo:

τ = tensor tensão;

f_m = forças de campo.

3.2.3. Tensor tensão

O tensor tensão, τ , é destacado, pois nele está computada a tensão de cisalhamento. Ele é uma matriz com seus termos τ_{ij} , os quais representam as tensões. Para casos tridimensionais, o tensor se torna:

$$\tau_{ij} = \begin{vmatrix} \tau_{11} & \tau_{12} & \tau_{13} \\ \tau_{21} & \tau_{22} & \tau_{23} \\ \tau_{31} & \tau_{32} & \tau_{33} \end{vmatrix} \quad (12)$$

Os componentes τ_{ij} do tensor tensão são a tensão que atuam no plano perpendicular ao eixo i e na direção do eixo j .

Tais componentes também podem ser classificados como tensão normal e tensão tangencial ou cisalhante.

A tensão normal é aquela perpendicular à face à qual atua, τ_{11} , τ_{22} e τ_{33} . Hauke (2008) apresenta a dedução mostrando que tais tensões são isotrópicas quando o fluido está em repouso e de mesma direção e intensidade que a pressão estática do fluido, porém com sentido oposto.

Já a tensão cisalhante é aquela tangente à superfície, τ_{12} , τ_{13} , τ_{21} , τ_{31} , τ_{23} , τ_{32} . Hauke (2008) também mostra que tais tensões são simétricas (Equação 13).

$$\tau_{ij} = \tau_{ji} \quad (13)$$

Quando o fluido está em movimento, o termo τ' , conhecido como tensor tensão viscosa, se torna relevante e o tensor tensão pode ser decomposto em:

$$\tau = -pI + \tau' \quad (14)$$

I é a matriz identidade.

O tensor tensão viscosa é descrito por equações constitutivas, sendo a Equação 15 um exemplo, advinda da lei de fricção de Newton para o caso unidimensional e escoamento laminar.

$$\tau'_{ij} = \mu \frac{du_i}{dx_j} \quad (15)$$

Sendo:

μ – viscosidade do fluido.

Também deve ser salientado que há a generalização da lei de fricção de Newton, lei de Navier-Poisson, que está caracterizada em Hauke (2008) e quando essa é substituída dentro da equação de conservação de momento linear, são obtidas as equações de Navier-Stokes, apresentadas em Fox (2003).

Por fim, serão mostrados termos extras relativos ao tensor tensão oriundos da modelagem do fenômeno de turbulência cuja apresentação é dada a seguir.

3.3. Turbulência

3.3.1. Caracterização

Wilcox (1994) afirma que a modelagem da turbulência é um dos três elementos chave na fluidodinâmica computacional. Sendo assim, é necessário apresentar suas características e, especialmente, modelagem.

Neto define a turbulência como um regime de operação de qualquer sistema dinâmico cuja operação pode ser caracterizada por um número de graus de liberdade suficientemente elevado. Dentre estes sistemas, é encontrado o escoamento de fluidos, o qual é aqui discutido.

De acordo com Freire et al. (1998), no escoamento de fluidos, a transição à turbulência, identificada por Reynolds (1883), é caracterizada pelo aparecimento de instabilidades em um escoamento originalmente estável (laminar) às quais se multiplicam por um processo não linear e degeneram-se em um regime turbulento.

A fim de melhor entender a complexidade deste fenômeno, os aspectos mais importantes inerentes à turbulência são destacados por Neto e Freire et al. (1998):

- irregularidade, pois os escoamentos turbulentos são de difícil predição determinística e o uso de ferramentas estatísticas é atualmente a única forma de análise;

- alta difusibilidade, uma vez que a experiência mostra que o processo de mistura de todas as propriedades ligadas ao escoamento (quantidade de movimento, energia, etc.) é muitas vezes maior no regime turbulento do que no regime laminar;

- ela ocorre a elevados números de Reynolds (equação 16), número que avalia a importância relativa entre efeitos convectivos e difusivos. Os efeitos convectivos, altamente não lineares, são amplificadores de perturbação e geradores de instabilidades. Já os efeitos difusivos têm características contrárias. Sendo assim, um escoamento só poderá transicionar ou se manter turbulento para números de Reynolds muito superiores à unidade;

$$Re = \frac{\text{Efeito convectivo}}{\text{Efeito difusivo}} \quad (16)$$

- é tridimensional e rotacional, já que todos os mecanismos conhecidos sobre o processo de transição à turbulência passam pela geração de vorticidade via

instabilidades de diferentes naturezas. É também tridimensional, pois aplicando o operador rotacional às equações de Navier-Stokes, é gerada uma equação de transporte para a vorticidade (equação de Helmholtz) e pode ser demonstrado que para escoamentos bidimensionais, o termo que representa a geração de vorticidade é nulo;

- a turbulência é altamente dissipativa, porque as tensões de cisalhamento de um escoamento, estas intensificadas em regime turbulento, conduzem ao processo de transformação de energia cinética em aquecimento. Com isso, quanto mais intensas as flutuações de velocidade, maiores os gradientes e o cisalhamento local, acarretando em maior efeito de dissipação viscosa. Portanto, é necessário fornecimento contínuo de energia para a manutenção da turbulência;

- é um fenômeno contínuo, pois as menores escalas de turbulência são maiores que o livre caminho médio molecular do fluido e a hipótese do contínuo é válida;

- a turbulência é imprevisível, algo que ocorre em virtude da impossibilidade de repetição de um experimento fidedignamente devido às perturbações alheias à vontade do experimentador. Além disso, há as imperfeições nos modelos matemáticos e nos métodos de solução das equações e as imprecisões nos sistemas de medida que fornecem as condições iniciais para a realização das simulações.

Dito isso, é apresentada de maneira sucinta a modelagem desenvolvida ao longo dos anos para a turbulência.

3.3.2. Equações médias de transporte

Conforme dito anteriormente, a turbulência é um fenômeno complexo e de difícil modelagem. Esta só é feita devido à dedução das equações de movimento para um escoamento turbulento de acordo com o procedimento clássico de Reynolds (1895).

Tal procedimento origina equações para as quantidades médias, as equações de Reynolds, através da aplicação do operador média temporal sobre as equações de Navier-Stokes. Isto é possível, pois no escoamento turbulento, as equações do movimento valem em qualquer instante de tempo, inclusive na média (Freire et al. , 1998).

Os dois passos para a passagem da média de Reynolds são listados por Freire et al. (1998):

- as variáveis que aparecem na equação do movimento são decompostas em uma parte média e outra flutuante;
- é aplicado o operador média temporal sobre um intervalo de tempo finito nos termos resultantes.

As grandezas decompostas são:

$$U_i = \bar{U}_i + u_i \quad (17)$$

$$P = \bar{P} + p \quad (18)$$

$$\rho = \bar{\rho} + \tilde{\rho} \quad (19)$$

As três componentes da velocidade, U_i , são decompostas em suas médias, \bar{U}_i , mais as suas flutuações, u_i . O mesmo acontece para a pressão e para a densidade.

Não são mostrados todos os passos para a obtenção da equação de Navier-Stokes para o escoamento turbulento, o que é feito em Wilcox (1994) e Freire et al. (1998), somente a sua forma final para escoamentos incompressíveis (Equação 20).

$$\rho \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial t} + \rho \bar{V}_i \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} = \rho f_i + \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 \bar{U}_i}{\partial x_j^2} - \rho \frac{\partial \overline{u_i u_j}}{\partial x_j} \quad (20)$$

Quando a equação anterior é comparada com a equação de Navier-Stokes para o escoamento incompressível, é notado o aparecimento de um novo termo, $-\rho \frac{\partial \overline{u_i u_j}}{\partial x_j}$, que está associado ao aumento da resistência à deformação provocada pelo aumento da turbulência do escoamento, ou seja, a presença da turbulência é manifestada em um aumento aparente da viscosidade do fluido (Freire et al., 1998).

Então, este novo termo é relacionado às tensões “aparentes” ou “turbulentas”, τ_{ji} , também conhecidas como tensores de Reynolds. Esta relação é mostrada nas Equações 21, 22 e 23 para escoamentos incompressíveis.

$$\frac{\partial \tau_{ji}}{\partial x_j} = -\rho \frac{\partial \overline{u_i u_j}}{\partial x_j} \quad (21)$$

$$\tau_{ji} = -\rho \overline{u_i u_j} \quad (22)$$

$$\tau_{ij} = -\rho \begin{vmatrix} \overline{u^2} & \overline{uv} & \overline{uw} \\ \overline{uv} & \overline{v^2} & \overline{vw} \\ \overline{uw} & \overline{vw} & \overline{w^2} \end{vmatrix} \quad (23)$$

Wilcox (1994) ressalta uma das dificuldades que a Equação 23 revela: o aparecimento de seis novas variáveis sem o surgimento de nenhuma equação nova.

Adiante são apresentados sucintamente alguns dos principais modelos para a turbulência. A dedução completa dos modelos pode ser encontrado em Wilcox (1994), Freire et al. (1998) e Neto.

3.3.3. Lei de parede

Conforme dito por Freire et al. (1998), o escoamento próximo à parede é afetado somente pela proximidade da mesma e pela viscosidade do fluido por assunção. Esta região é denominada Região de Parede e dividida em três:

- subcamada limite viscosa: onde o transporte por difusão é dominante. Nela, o perfil de velocidade é o dado pela Equação 24.

$$u^+ = y^+ \quad (24)$$

Em que:

$$u^+ = \frac{\bar{U}}{u^*}; y^+ = \frac{u^* y}{\nu}; \nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (25)$$

$$u^* = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (26)$$

τ_w é a tensão na parede cuja intensidade é constante e a soma das tensões viscosa e de Reynolds.

A Equação 24 é válida para valores de y^+ inferiores a cinco e a Equação 26 somente para superfícies lisas (rugosidade é zero).

- camada de amortecimento: onde os transportes molecular e turbulento são da mesma ordem de magnitude. Nela, um perfil de velocidade deve ser ajustado. Ela se situa entre y^+ superiores a cinco e inferiores a trinta.

- região turbulenta: onde o transporte turbulento é dominante. Nela, o perfil de velocidade é dado pela Equação 27 para y^+ entre trinta e duzentos.

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln(y^+) + B \quad (27)$$

κ é uma constante de proporcionalidade e B uma constante de integração.

Finalmente, para y^+ superiores a duzentos, a velocidade também depende dos efeitos dinâmicos da camada limite como um todo (Freire et al., 1998).

3.3.4. Viscosidade turbulenta

A hipótese de Boussinesq, que representa uma analogia entre as tensões viscosas e turbulentas, foi desenvolvida para escoamentos unidimensionais com o surgimento do conceito de viscosidade turbulenta, ν_t . Kolgomorov a generalizou conforme mostrado na Equação 28.

$$-\overline{u_i u_j} = \nu_t \left(\frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \kappa \delta_{ij} \quad (28)$$

δ_{ij} é o delta de Kronecker e κ é a energia cinética turbulenta (Equação 29).

$$\kappa = \frac{1}{2} \left(\overline{u^2} + \overline{v^2} + \overline{w^2} \right) \quad (29)$$

Neto ressalta o fato da viscosidade turbulenta ser uma propriedade do escoamento e não do fluido.

A substituição da Equação 28 na Equação 20 origina uma nova pressão, P^* :

$$\rho \frac{\partial \overline{U}_i}{\partial t} + \rho \overline{V}_i \frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_j} = \rho f_i + \frac{\partial P^*}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 \overline{U}_i}{\partial x_j^2} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\nu + \nu_t) \frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U}_j}{\partial x_i} \quad (30)$$

$$P^* = \bar{P} + \frac{2}{3} \rho \kappa \quad (31)$$

Neto observa que há o mesmo número de equações e incógnitas, tornando o cálculo da viscosidade turbulenta o maior problema.

3.3.5. Modelo de comprimento de mistura

No modelo de comprimento de mistura de Prandtl, a viscosidade turbulenta é calculada através de uma velocidade e de um comprimento característico, l_m . Ela se torna:

$$\nu_t = l_m^2 \left\| \frac{\partial u}{\partial y} \right\| \quad (32)$$

Neste modelo, o comprimento característico é uma incógnita e varia de acordo com o tipo de escoamento.

Wilcox (1994) afirma que modelos baseados no comprimento de mistura só devem ser substituídos caso apresentem resultados muito inferiores a outros modelos, pois são conceitualmente simples e raramente causam dificuldades numéricas inesperadas. Contudo, estes modelos são ruins para escoamentos complexos devido à modelagem do comprimento característico.

3.3.6. Modelo a uma equação

No modelo a uma equação, é utilizada normalmente também a energia cinética turbulenta e a velocidade característica utilizada para o cálculo da

viscosidade turbulenta é igual à raiz quadrada da energia cinética turbulenta. A viscosidade turbulenta se torna:

$$v_t = C_\mu \sqrt{k} l \quad (33)$$

Em que:

C_μ é uma constante empírica.

Para o cálculo de κ , tanto Wilcox (1994) quanto Freire et al. (1998) apresentam a dedução para uma equação de transporte para tal grandeza expressa adiante.

$$\rho \frac{\partial \kappa}{\partial t} + \rho \bar{U}_j \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} - \rho \epsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} - \frac{1}{2} \overline{\rho u_i u_i u_j} - \overline{\rho u_j} \right] \quad (34)$$

$$\epsilon = \nu \overline{\frac{\partial u_i}{\partial x_k} \frac{\partial u_i}{\partial x_k}} \quad (35)$$

Sendo:

ϵ = a taxa de dissipação da energia turbulenta.

Vários termos da Equação 29 precisam ser modelados, o que é discutido com detalhes em Wilcox (1994), e os resultados apresentados por ele para esta modelagem estão aqui exibidos.

$$\epsilon = C_D \frac{\kappa^{3/2}}{l} \quad (36)$$

$$\frac{1}{2} \overline{\rho u_i u_i u_j} + \overline{\rho u_j} = - \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \quad (37)$$

Nos quais:

C_D e σ_K são coeficientes de fechamento.

Os tensores de Reynolds continuam a ser representados pela hipótese de Boussinesq (Equação 28).

Novamente, é necessário modelar o comprimento de mistura de acordo com o escoamento.

Ainda deve ser ressaltado que ainda há modelos a uma equação baseados em outras grandezas características da turbulência, número de Reynolds turbulento, viscosidade turbulenta, todos mostrados em Wilcox (1994).

3.3.7. Modelos a duas equações

Os modelos a duas equações continuam utilizando a equação para a energia cinética turbulenta devido ao pouco empiricismo utilizado na sua obtenção como afirma Freire et al. (1998). Ele ainda lista as variáveis propostas como a segunda variável:

- frequência dos vórtices, $f (=k^{1/2}L^{-1})$;
- produto de energia x escala de comprimento, kL ;
- vorticidade, $\omega(=kL^{-2})$;
- dissipação da energia cinética, $\varepsilon(=k^{3/2}L^{-1})$.

Conforme dito por Wilcox (1994), os modelos a duas equações são a modelagem de turbulência completa mais simples, pois pode ser utilizado para a predição de propriedades de um dado escoamento turbulento sem conhecimento a priori da estrutura de turbulência.

Além disso, estes modelos fazem uso da hipótese de Boussinesq e da Equação 34 sem uso da modelagem para a dissipação turbulenta apresentada pela Equação 36.

Aqui só são mostrados os modelos κ - ϵ e κ - ω , os mais comuns.

O modelo κ - ϵ necessita da equação de transporte para a dissipação turbulenta que é obtida a partir da manipulação das equações de Navier-Stokes. A Equação 38, mostrada por Wilcox (1994), a representa.

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial \epsilon}{\partial t} + \rho \overline{U_j} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} = & -2\mu \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_k} \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_k} + \frac{\partial \overline{u_k}}{\partial x_i} \frac{\partial \overline{u_k}}{\partial x_j} - 2\mu \frac{\overline{u_j} \partial u_i}{\partial x_k} \frac{\partial^2 \overline{U_i}}{\partial x_j \partial x_k} \\ & - 2\mu \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_k} \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_k} - 2 \mu \frac{\partial^2 \overline{u_k}}{\partial x_j \partial x_k}^2 - \frac{\partial}{\partial x_j} \mu \overline{u_j} \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_k}^2 + 2\nu \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} - \mu \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (38)$$

Os termos do lado direito da Equação 38 precisam ser modelados, algo que pode ser feito de diferentes maneiras, gerando diversos modelos diferentes denominados κ - ϵ . Dentre eles, há o κ - ϵ padrão, em que a equação de transporte para ϵ deste modelo é mostrado pela Equação 39 (Wilcox, 1994).

$$\rho \frac{\partial \epsilon}{\partial t} + \rho \overline{U_j} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} = C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{\kappa} T_{ij} \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} - C_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{\kappa} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\mu + \mu_T / \sigma_\epsilon) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \quad (39)$$

$$\mu_T = \rho C_\mu \kappa^2 / \epsilon \quad (40)$$

$$C_{\epsilon 1} = 1,44, C_{\epsilon 2} = 1,92, C_\mu = 0,09, \sigma_\epsilon = 1,3 \quad (41)$$

Por fim, Freire et al. (1998) destacam as maiores deficiências dos modelos κ - ϵ . São elas:

1. Escoamento na presença de curvatura de linhas de corrente;
2. Escoamento sob ação de gradientes de pressão adverso;
3. Escoamentos com regiões de separação;
4. Jatos;
5. Escoamentos sob ação de campos de forças.

Wilcox (1994) acrescenta a dificuldade em representar a subcamada limite viscosa, sendo necessárias correções para reproduzir as leis de parede.

No que tange à modelagem κ - ω , Wilcox (1994) apresenta a seguinte equação de transporte para ω :

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \rho \bar{U}_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha \frac{\omega}{\kappa} \tau_{ij} \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} (\mu + \sigma \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (42)$$

$$\mu_T = \rho \kappa / \omega \quad (43)$$

$$\alpha = 5/9, \beta = 3/40, \sigma = 1/2 \quad (44)$$

O mesmo Wilcox (1994) afirma que o modelo κ - ω apresenta boa concordância com os dados experimentais para a subcamada limite viscosa, mas é limitado para escoamentos cisalhantes livres.

3.3.8. Tensores de Reynolds ou modelo a seis equações

O modelo de tensores de Reynolds não utiliza mais a hipótese de Boussinesq a qual falha nos seguintes pontos segundo Wilcox (1994):

- escoamentos com mudanças bruscas na taxa de deformação média;
- escoamentos sobre superfícies curvas;
- escoamento em dutos com movimento secundário;
- escoamento rotacional e fluido estratificado;
- escoamentos tridimensionais (anisotrópicos);
- escoamentos com separação da camada limite.

O manual do Fluent 12.0 descreve a equação de transporte para os tensores de Reynolds.

$$\frac{\partial (\rho \overline{u_i u_j})}{\partial t} + C_{ij} = D_{T,ij} + D_{L,ij} + P_{ij} + G_{ij} + \Phi_{ij} - \epsilon_{ij} - F_{ij} \quad (45)$$

$$C_{ij} = \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_k \overline{u_i u_j}) \quad (46)$$

$$D_{L,ij} = \frac{\partial}{\partial x_k} \mu \frac{\partial}{\partial x_k} (\overline{u_i u_j}) \quad (47)$$

$$P_{ij} = -\rho \overline{u_i u_k} \frac{\partial u_j}{\partial x_k} + \overline{u_j u_k} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \quad (48)$$

$$F_{ij} = -2\rho\Omega_k (\overline{u_j u_m} \epsilon_{ikm} + \overline{u_i u_m} \epsilon_{jkm}) \quad (49)$$

$$D_{T,ij} = -\frac{\partial}{\partial x_k} [\rho \overline{u_i u_j u_k} + \rho(\delta_{kj} u_i + \delta_{ik} u_j)] \quad (50)$$

$$G_{ij} = -\rho\beta (g_i \overline{u_j \theta} + g_j \overline{u_i \theta}) \quad (51)$$

$$\Phi_{ij} = \rho \overline{\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)} \quad (52)$$

$$\varepsilon_{ij} = -2\mu \overline{\frac{\partial u_i}{\partial x_k} \frac{\partial u_j}{\partial x_k}} \quad (53)$$

Os termos das Equações 65, 66, 67 e 68 precisam ser modelados e isto é discutido no manual do Fluent 12.0.

O mesmo diz que os tensores de Reynolds levam em conta os efeitos de curvatura das linhas de corrente, rotação e mudanças bruscas na taxa de deformação média.

3.4. Método de volumes finitos

O método dos volumes finitos é utilizado na fluidodinâmica computacional como método numérico para aproximação das equações de transporte, uma vez que estas não possuem solução analítica para casos tridimensionais, por equações algébricas.

Versteeg e Malalasekera (1995) listam os passos necessários para a aplicação do método de volumes finitos:

- geração da malha: o domínio é dividido em volumes de controle discretos.
- discretização: o passo chave do método de volumes finitos é a integração das equações de transporte sobre um volume de controle para a obtenção de uma equação discretizada em certo nó P.
- solução de equações: quando a equação está na sua forma discretizada, há uma equação para cada nó. Além disso, em volumes de controle adjacentes às fronteiras do domínio, as equações discretizadas devem ser modificadas de forma a incorporar a informação das condições de contorno. Com isso, o sistema algébrico resultante é resolvido para a obtenção da distribuição de Φ nos pontos

3.4.1. Malha

Conforme dito, um dos passos para aplicação do método de volumes finitos é a geração da malha. Contudo, isto pode ser feito de mais de uma forma, algo explicado sucintamente neste item.

Blazek (2001) descreve os dois tipos de malha existentes: as estruturadas e as não estruturadas.

As malhas estruturadas são caracterizadas pela presença do mesmo número de vizinhos para cada volume interno sendo constituídas usualmente de quadriláteros nas geometrias 2D e hexaedros nas geometrias 3D, mas também podem ser triângulos e tetraedros e/ou prismas. Este método tem como vantagem a obtenção de *solvers* mais fáceis e eficientes (Maliska, 1995), porém tem como desvantagem a sua difícil aplicação para geometrias complexas.

Já as malhas não estruturadas não apresentam ordenação. Normalmente, eles consistem em triângulos em 2D e tetraedros em 3D, porém podem ser quadrados e hexaedros e/ou prismas também. Sua grande vantagem é sua fácil adaptação a geometrias complexas.

Também é possível utilizar malhas híbridas, contendo os dois tipos de malhas supracitados.

Independentemente do tipo de malha usada, deve ser avaliado se ela está subdimensionada ou superdimensionada. Para tanto, é realizada o teste de independência de malha, no qual o tamanho da malha é modificado até que as variáveis de interesse (velocidade, temperatura, pressão, concentração, etc.) não mais se alterem com o número de elementos (Alves, 2011).

3.4.2. Esquemas de discretização

Como dito, é preciso discretizar as equações de conservação, sendo desenvolvidos vários esquemas para tanto.

O método mais simples de discretização, o esquema de diferenças centrais, que faz uso da aproximação por diferenças finitas, tem como deficiência o fato de pode apresentar valores não reais, pois ela não atende a uma das regras básicas que a discretização deve seguir: não ser possível que os coeficientes referentes a essa discretização sejam negativos (Patankar, 1980). Patankar (1980) discute essa questão com mais detalhes.

Devido a esta deficiência, outros métodos de discretização foram desenvolvidos. O mais simples dentre eles é o *upwind*. Em tal esquema, os termos difusivos são mantidos, mas os convectivos são aproximados de forma que o valor de Φ na face seja igual ao valor do nó a barlavento da mesma. Sua vantagem é a simplicidade, porém sua acurácia é limitada por se tratar de um esquema de primeira ordem (Versteeg e Malalasekera, 1995) .

Como alternativa ao esquema *upwind*, existe a formulação híbrida, uma junção do *upwind* para altos números de Peclet (escoamento dominado pela convecção) e o esquema de diferenças centrais para baixos números de Peclet, faixa na qual ela pode ser aplicada.

O esquema *power law* é uma melhor aproximação da solução exata unidimensional, apresentando resultados melhores quando comparado ao híbrido (Versteeg e Malalasekera, 1995).

No que tange aos métodos de ordem superior, o manual do Fluent 12.0 descreve o esquema *upwind* de segunda ordem, em que o valor do gradiente da grandeza discretizada a barlavento também é contabilizado. O mesmo afirma que ele apresenta uma acurácia superior.

Já de terceira ordem, o esquema *QUICK* é baseado em uma média ponderada entre o *upwind* de segunda ordem e interpolações centrais da variável

(manual do Fluent 12.0). Versteeg e Malalasekera (1995) atestam a concordância deste método com a solução analítica para um caso bidimensional. Entretanto, o manual Fluent 12.0 só o recomenda para malhas estruturadas.

Esquemas de terceira ordem em diante podem apresentar problemas na implementação das condições de contorno e serem muito custosos computacionalmente (Versteeg e Malalasekera,1995). Tais fatores tornam seu uso ainda limitado.

3.5. Simulações de hidrociclones em CFD

Apresentadas algumas características da fluidodinâmica computacional, é importante situar os hidrociclones dentro deste contexto. Para tanto, são citados alguns estudos pertinentes.

Slack et al. (2000) avaliaram, empregando o *software* Fluent V5, o melhor modelo de turbulência, LES (*Large Eddy Simulation*) ou RSM (*Reynolds Stress Model*), para a simulação de ciclones. Eles ressaltaram que os resultados são muito influenciados por estes modelos que devem ser capazes de considerar anisotropias e efeitos de não equilíbrio, pois os ciclones apresentam fluidos em rotação e camada limite tridimensional com linhas de corrente curvas. Os autores concluíram que ambos os modelos apresentam boa concordância com dados experimentais.

Delgadillo e Rajamani (2005) fizeram estudo semelhante, porém com hidrociclones e acrescentando o modelo RNG κ - ϵ . Eles encontraram os melhores resultados para o modelo LES, mas eles afirmam que este é muito custoso computacionalmente e apresenta problemas próximos à parede. Além disso, o modelo RSM forneceu erros relativos aos dados experimentais bem inferiores ao RNG κ - ϵ .

Noroozi e Hashemabadi (2011) e Murthy e Bashkar (2012) corroboram os estudos anteriores, mostrando que o modelo RSM é adequado para a simulação de

hidrociclones. Murthy e Bashkar (2012) ainda reiteram que o LES é muito custoso computacionalmente e não prático para muitas aplicações.

No tocante ao restante da modelagem e a critérios de confecção de malha, o trabalho de Alves (2011) foi utilizado como referência. Nele, são comparados os resultados obtidos de simulações de hidrociclones com os oriundos de testes experimentais conduzidos por Marins et al. (2010) e Zhou et al. (2010).

Alves (2011) mostrou concordância entre os dados simulados e os experimentais dos dois trabalhos para os perfis de velocidade tangencial. Ele também apresentou baixos erros relativos aos dados fornecidos por Marins et al. (2010) para pressão de entrada e razão de queda de pressão (RQP), quociente entre as quedas de pressão do *overflow* e do *underflow*.

Dentro da metodologia relacionada às simulações de Alves (2011), há de se destacar o emprego de esquemas de segunda ordem para discretização e malhas hexaédricas, esses últimos diminuem os erros numéricos (Patankar, 1980). Além disso, ele também aplica a configuração pseudotransiente, fruto do conceito de relaxação.

Patankar (1980) diz que a relaxação é uma técnica utilizada para casos em que se deseja acelerar ou retardar mudanças em certa variável, sendo a *underrelaxation* muito utilizado em processos de não linearidade expressiva para evitar a divergência. Ele também alega que, às vezes, a solução estacionária é obtida através da equação discretizada para uma situação transiente correspondente e a relaxação é aplicada nos termos transientes. Versteeg e Malalasekera (1995) recomendam a configuração pseudotransiente para situações com escoamento rotacional elevado.

No âmbito dos hidrociclones para separação de células animais, Medronho et al. (2005) empregaram o modelo RSM conforme recomendado pelos outros autores.

Por fim, Carvalho (2007) também aplicou em suas simulações o modelo RSM, um método de discretização de segunda ordem e malhas tetraédricas não estruturadas.

4. MATERIAIS E MÉTODOS

4.1. Materiais

As etapas necessárias para a execução de uma simulação CFD, criação de geometria, malha, processamento e pós-processamento, foram feitas em um microcomputador com processadores intel *quad-core* de 2,8 GHz e 4 GB de memória RAM e 800 GB de memória física. Também auxiliou no processamento, um cluster da empresa SGI, constituída de 20 nós duplos contendo 40 processadores Intel Xeon *quad-core* com 2.33 GHz, 4 GB de memória RAM e 250 GB de memória física. Este equipamento contém ainda um nó principal com 2 processadores Intel Xeon *quad-core* de 2,33 GHz 8 GB de memória RAM e 146 SAS HD. Com isso, tem-se um total de 168 cores com 1 GB de memória RAM cada. Este equipamento conta com um armazenamento de 8 TB de memória física,.

Quanto aos *softwares* escolhidos para o trabalho, eles são parte do pacote comercial Ansys CFX 13.0. Com isso, no DesignModeler e no ICEM CFD foram construídas as geometrias, no ICEM CFD confeccionadas as malhas, no Fluent efetuado o processamento e no CFX-Post o pós-processamento.

4.2. Geometrias

Neste estudo, foram testados quatro hidrociclones. Em todos, o corpo do equipamento (parte cilíndrica e parte cônica) e o *overflow* são idênticos.

A geometria adotada como base foi proposta por Deckwer et al. (2005), também analisada por outros autores, algo já relatado no Item 2.3.6. Suas dimensões apresentadas na Tabela 1 com referência às medidas ilustradas na Figura 5.

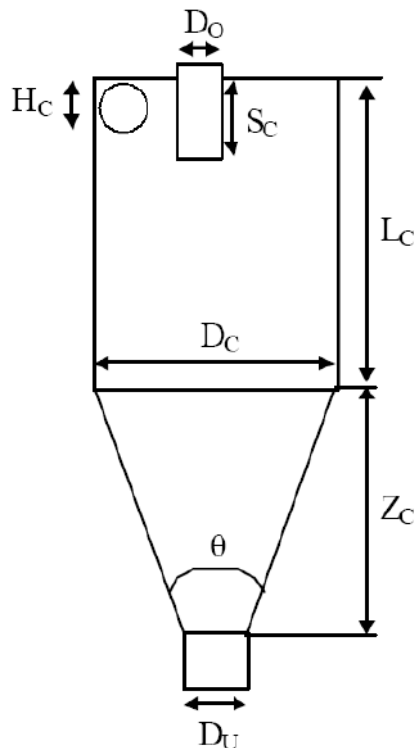


Figura 5 – Desenho de um hidrociclone genérico. (Carvalho, 2007)

Tabela 1 – Dimensões da geometria base.

	Dimensão
Diâmetro do <i>overflow</i> (D_0)	1,5 mm
Prolongamento do <i>overflow</i>	25,0 mm
Comprimento da seção cilíndrica (L_c)	8,0 mm
Tamanho do <i>vortex finder</i> (S_c)	2,5 mm
Espessura do <i>vortex finder</i>	1,0 mm
Ângulo da seção cônica (θ)	6°
Diâmetro do <i>underflow</i> (D_u)	2,5 mm
Prolongamento do <i>underflow</i>	25,0 mm
Diâmetro da seção cilíndrica (D_c)	10,0 mm
Diâmetro da entrada (H_c)	1,4 mm
Prolongamento entrada	25,0 mm

Na geometria 2, foi modificada a saída inferior. Ao invés do tradicional tubo reto presente na geometria base, ela foi desenhada com um tubo de *underflow* com um diâmetro decrescente com ângulo de 15° e comprimento de 25 mm, semelhante ao proposto por Chu et al. (2000). A Figura 6 explicita o contraste entre a geometria base e a 2.

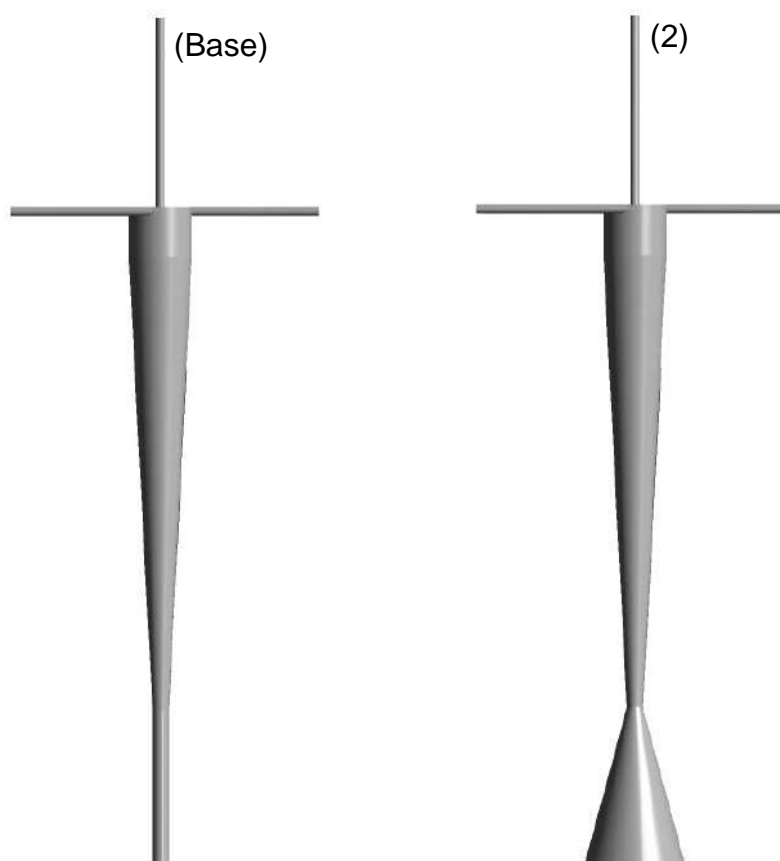


Figura 6 – Vista em um plano longitudinal das geometrias base e 2.

Por fim, as geometrias 3 e 4 tiveram alterado o formato do tubo de entrada. Enquanto o hidrociclone de Deckwer et al. (2005) exhibe um tubo de entrada tangencial e cilíndrico, a geometria 3 o faz com um paralelepípedo também tangencial de mesmo comprimento e área de seção reta. Já a geometria 4 mantém o formato de entrada voluta, assim denominado por Chu et al. (2000). A Figura 7 demonstra as diferenças entre estes três hidrociclones.

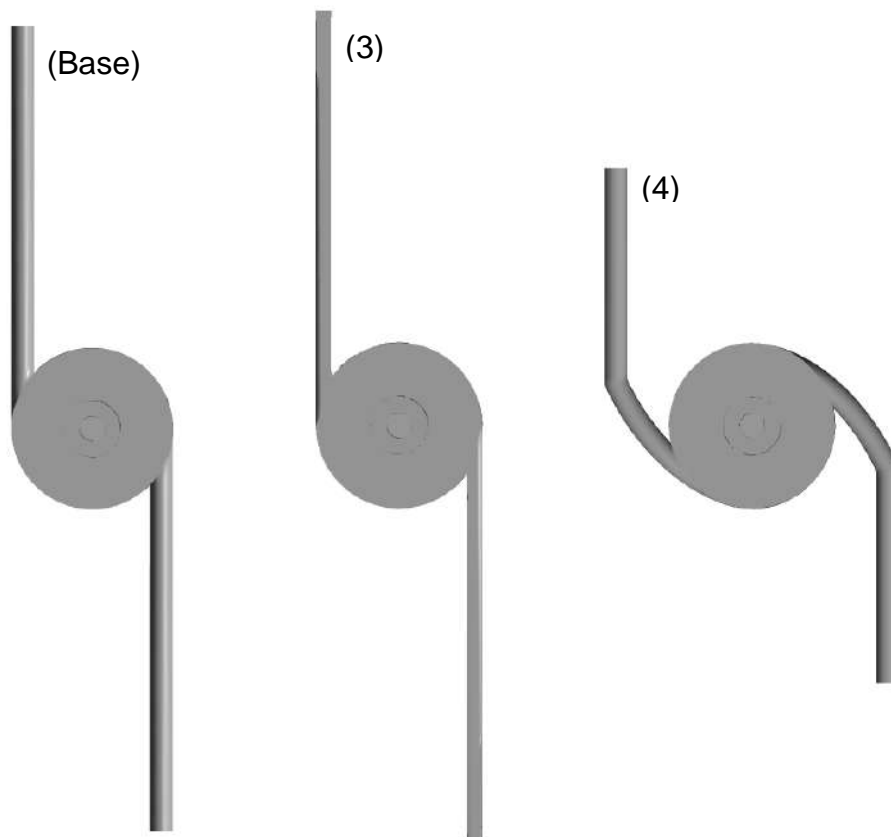


Figura 7 – Vista superior das geometrias base, 3 e 4.

A Tabela 2 associa as geometrias às suas estruturas.

Tabela 2 – Geometrias e suas estruturas.

Geometria	Estrutura
Base	Tubo de entrada cilíndrico tangencial e tubo de <i>underflow</i> reto
2	Tubo de entrada cilíndrico tangencial e tubo de <i>underflow</i> com ângulo de 15 °
3	Tubo de entrada paralelepípedo tangencial e tubo de <i>underflow</i> reto
4	Tubo de entrada cilíndrico em vóluto e tubo de <i>underflow</i> reto

4.3. Malhas

As malhas foram construídas com elementos hexaédricos, pois, como alega Alves (2011), eles concedem uma série de vantagens sobre elementos tetraédricos, tais quais: alinhamento da face dos elementos com a direção do escoamento, maior controle na confecção dos elementos, necessidade de um menor número de elementos e redução da dispersão numérica.

Todas elas foram refinadas próximas à região central do hidrociclone em virtude do complexo escoamento rotacional reverso e, conseqüentemente, elevados gradientes de pressão e velocidade. Também houve refino perto da parede a fim de melhor capturar os elevados gradientes de velocidade lá presentes.

Um exemplo de malha utilizada é ilustrado pela Figura 8.

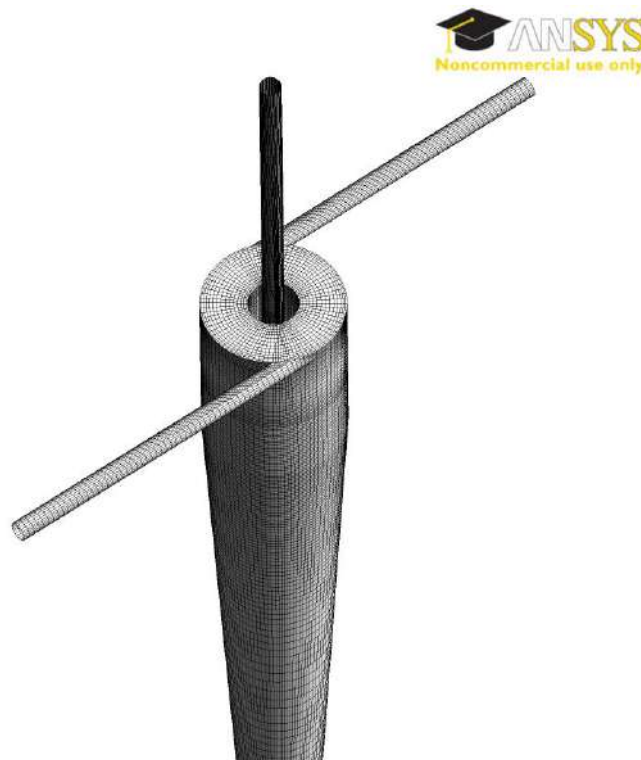


Figura 8 – Imagem de uma das malhas para a geometria base.

As malhas também foram produzidas de forma a garantir critérios de qualidade adequados. Estes são basicamente os seguintes:

- qualidade (*quality*) > 0,3;
- variação de volume (*volume change*) > 5;
- ângulo mínimo (*min angle*) > 30;
- razão de aspecto (*aspect ratio, max ratio* no ICEM) < 100.

O ângulo mínimo calcula o menor ângulo interno de cada elemento e varia de zero a noventa graus. Já a mudança de volume é computada para todos os elementos, dividindo o máximo volume de um dos elementos vizinhos pelo próprio volume do elemento em questão. A razão de aspecto é obtida pela razão máxima entre duas arestas que são adjacentes a um vértice de um elemento. Por último, a qualidade é dada pelo mínimo valor normalizado de três diagnósticos: regularidade, ortogonalidade e deformação dos elementos.

Foram concebidas três malhas para a geometria base a fim de executar do teste de malha (Tabela 3). Aquela selecionada foi utilizada como base para todos os outros hidrociclones, sendo feitas apenas as modificações necessárias para adequá-las aos critérios de qualidade.

Tabela 3 – Número de elementos e nós das malhas empregadas no teste de malha.

Malha	Nós	Elementos
1	508392	523352
2	830920	851861
3	1190016	1216415

4.4. Simulações

Finalizadas as etapas de desenvolvimento das geometrias e malhas, foram estabelecidas as condições de contorno, as propriedades do fluido simulado e a modelagem pertinente à execução da etapa de simulação. Todas as simulações

foram isotérmicas e monofásicas, considerando apenas o fluido com as propriedades do meio cultivo dadas abaixo.

As propriedades físicas do meio de cultivo, a temperatura do mesmo, a vazão que ele é alimentado no hidrociclone e a pressão nas duas saídas são idênticas a um dos testes efetuados por Jockwer (2001). Tais valores são apresentados na Tabela 4.

Tabela 4 – Propriedades utilizadas nas simulações idênticas a um dos testes realizados por Jockwer (2001).

Propriedade	Valor
Densidade (g.cm ⁻³)	1,01
Viscosidade (cp)	0,70
Temperatura (°C)	37
Vazão de alimentação (L.min ⁻¹)	1,65
Pressão na saída superior (atm)	1,0
Pressão na saída inferior (atm)	1,0

A velocidade de entrada foi obtida a partir do valor de vazão da tabela anterior e é igual a 8,93 m. s⁻¹.

No que se refere às condições de contorno, foi imposta uma velocidade de entrada normal às superfícies de entrada (*velocity inlet*). Ela permite fornecer a velocidade e propriedades escalares do escoamento. Já nas saídas superior e inferior foi definida a pressão estática nessas regiões (*pressure outlet*). Por último, as paredes foram caracterizadas como parede com condição de aderência (*no slip wall*).

A modelagem aplicada é exibida pela Tabela 5.

Tabela 5 – Modelagem aplicada na execução das simulações.

Parâmetro	Opção
Solver	
Tipo	<i>Pressure-Based</i>
Formulação da velocidade	Relativa
Modelo de turbulência	RSM
Regime	Estacionário (pseudotransiente)
Tratamento próximo à parede	Funções de parede padrão
Acoplamento pressão-velocidade	Acoplada
Discretização espacial	
Gradiente	<i>Least square cell based</i>
Pressão	<i>Segunda ordem upwind</i>
Momento	<i>Segunda ordem upwind</i>
Energia cinética turbulenta	<i>Segunda ordem upwind</i>
Tensores de Reynolds	<i>Segunda ordem upwind</i>
Passo de tempo	Automático

Alguns parâmetros de turbulência utilizados e recomendados no manual do Fluent 12.0 estão na Tabela 6.

Tabela 6 – Parâmetros de turbulência adotados.

Parâmetro	Valor
C_{μ}	0,09
C1-Epsilon	1,44
C2-Epsilon	1,92
C3-Epsilon	1,3

Para verificar a convergência, foi avaliado o comportamento dos perfis de velocidade tangencial e pressão ao longo de quatro linhas do hidrociclone, 8, 20, 40 e 60 mm abaixo do topo da seção cilíndrica a cada cinco mil iterações. O mesmo foi feito com os valores de queda de pressão e razão de fluido. A simulação foi

considerada convergida quando o valor anterior apresentava erro relativo inferior a 5% em relação ao novo valor. Isso foi analisado para todas as variáveis. Ademais, o balanço global, razão entre a massa que deixa e a que entra no equipamento, foi mantido inferior a 0,5% para todas as simulações.

Finalmente, com o intuito de validar as simulações, os valores de queda de pressão e razão de fluido simulados para a geometria base foram comparados com os experimentais obtidos por Jockwer (2001).

5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

5.1. Teste de malha e validação

Inicialmente, foi realizado o teste de malha, empregando-se um hidrociclone semelhante àquele representado pela geometria base, porém com um comprimento de seção cilíndrica igual a 13 mm.

Foram analisados os perfis de velocidade tangencial e pressão a 13, 25, 45 e 65 mm abaixo do topo da seção cilíndrica. As Figuras 9 e 10 ilustram os perfis supracitados na altura de 45 mm. A Tabela 7 exhibe os valores de razão de fluido e queda de pressão nas três malhas.

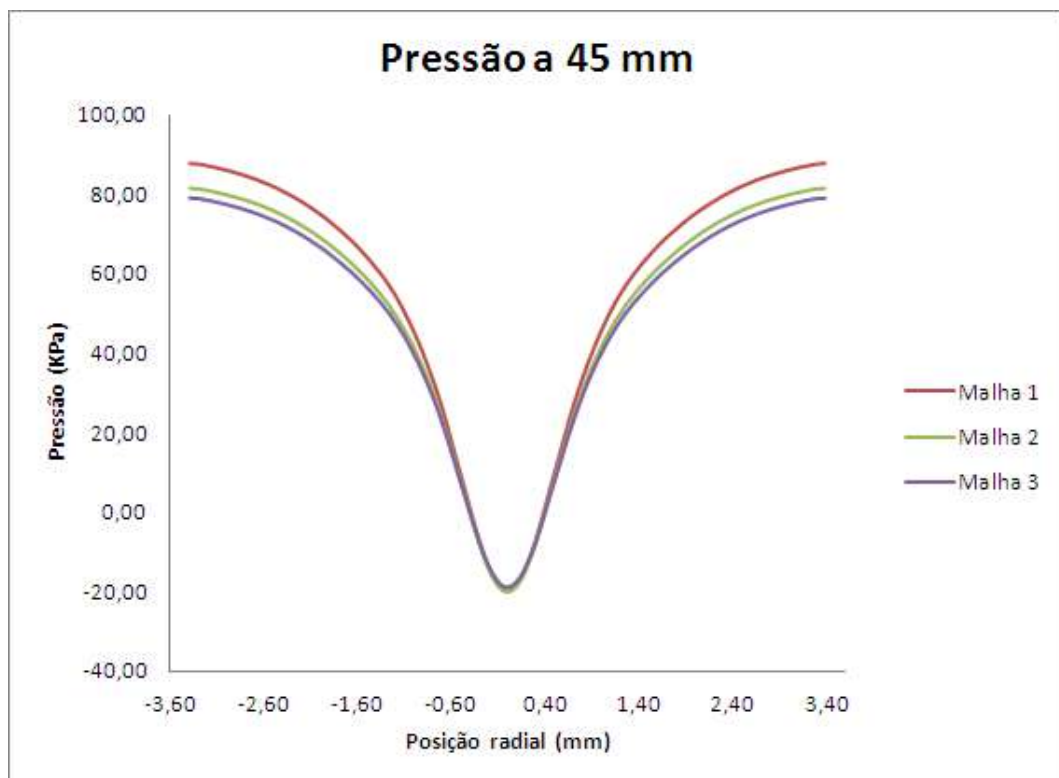


Figura 9 – Perfil de pressão a 45 mm das três malhas avaliadas.

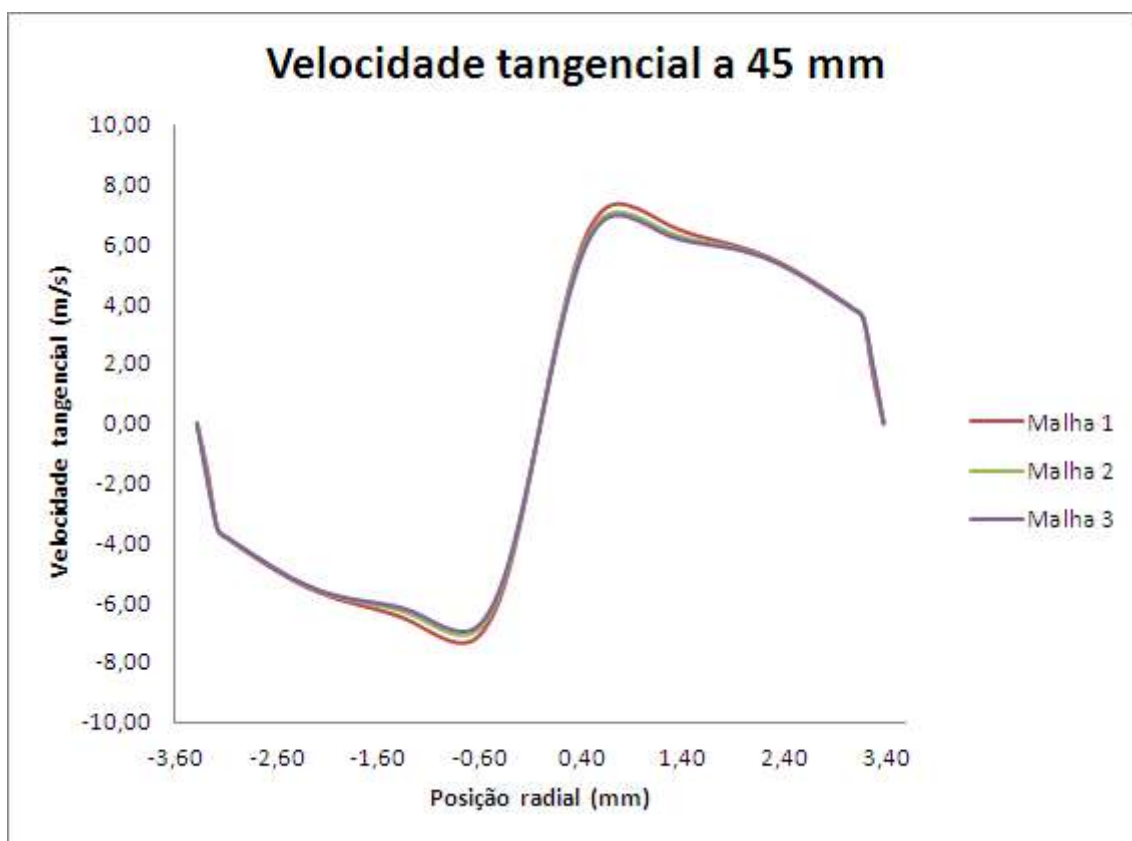


Figura 10 - Perfil de velocidade tangencial a 45 mm das três malhas avaliadas.

Tabela 7 – Valores de queda de pressão e razão de fluido para as três malhas avaliadas.

Malha	Queda de pressão (KPa)	Razão de fluido (%)
1	138,8	89,7
2	132,5	87,6
3	130,1	86,1

As simulações apresentaram convergência com quinze mil iterações e demoraram aproximadamente um dia e meio cada.

A análise das figuras e da tabela anteriores demonstram que a malha 2 é a mais adequada. Isto ocorre, pois os seus perfis de pressão e velocidade tangencial estão muito próximos aos apresentados pela malha 3 (mais refinada). Para corroborar isso, foram tomados os valores médios dessas variáveis nas linhas

analisadas, para as malhas 1 e 2, e comparados seus valores com os da malha mais refinada. Os erros relativos em relação à velocidade tangencial para malha 1 se situou entre 2,2% e 3,8% ao passo que para a malha 2 ficou entre 0,0% e 1,2%. Já em relação à pressão, a malha 1 exibe erros relativos entre 7,2% e 12,1% enquanto a malha 2 tem erros relativos entre 2,7% e 3,7%. Além disso, a malha escolhida possui 1,8% de erro relativo à malha mais refinada para queda de pressão e 1,8% para razão de fluido, ao passo que a malha 1 possui 6,7 % de erro relativo para a queda de pressão e 4,1% para a queda de pressão.

Também foi estudado se a variável de interesse, tensão de cisalhamento na parede, não era afetada pela malha.

É importante fazer o adendo que, de acordo com o manual Fluent 12.0, a lei de parede no *software* utilizado para as simulações não é baseado no valor de y^+ e sim no valor de y^* (Equação 54).

$$y^* = \frac{\rho C_{\mu}^{0,25} \kappa_P^{0,5} y_P}{\mu} \quad (54)$$

κ_P é a energia cinética turbulenta no centro do volume próximo à parede e y_P é a distância do centro do volume à parede.

No Fluent, quando y^* é menor que 11,225, a relação para subcamada limite viscosa é aplicada (Equação 55). Quando y^* excede este valor, é aplicada a relação para a região turbulenta da camada limite (Equação 56). E a Equação 57 exibe a definição de U^* .

$$U^* = y^* \quad (55)$$

$$U^* = \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^*) \quad (56)$$

$$U^* = \frac{U_P C_\mu^{0,25} \kappa_P^{0,5}}{\tau_w / \rho} \quad (57)$$

E e κ são constantes e iguais a 9,793 e 0,4187, respectivamente. U_P representa a velocidade média do fluido no centro do volume próximo à parede.

Posto isso, a Tabela 8 mostra como o y^* varia de acordo com a malha. A Figura 11 mostra as malhas 1 e 2 coloridas com a tensão de cisalhamento na parede em toda a superfície da geometria enquanto a Figura 12 faz o mesmo entre as malhas 2 e 3.

Tabela 8 – Variação de y^* com a malha.

Malha	y^* médio	y^* máximo
1	29,8	132,4
2	25,1	115,8
3	22,8	102,7

Como a tensão na parede é dependente do valor de y^* , quando ela é avaliada, a própria influência do valor de y^* está sendo mensurada.

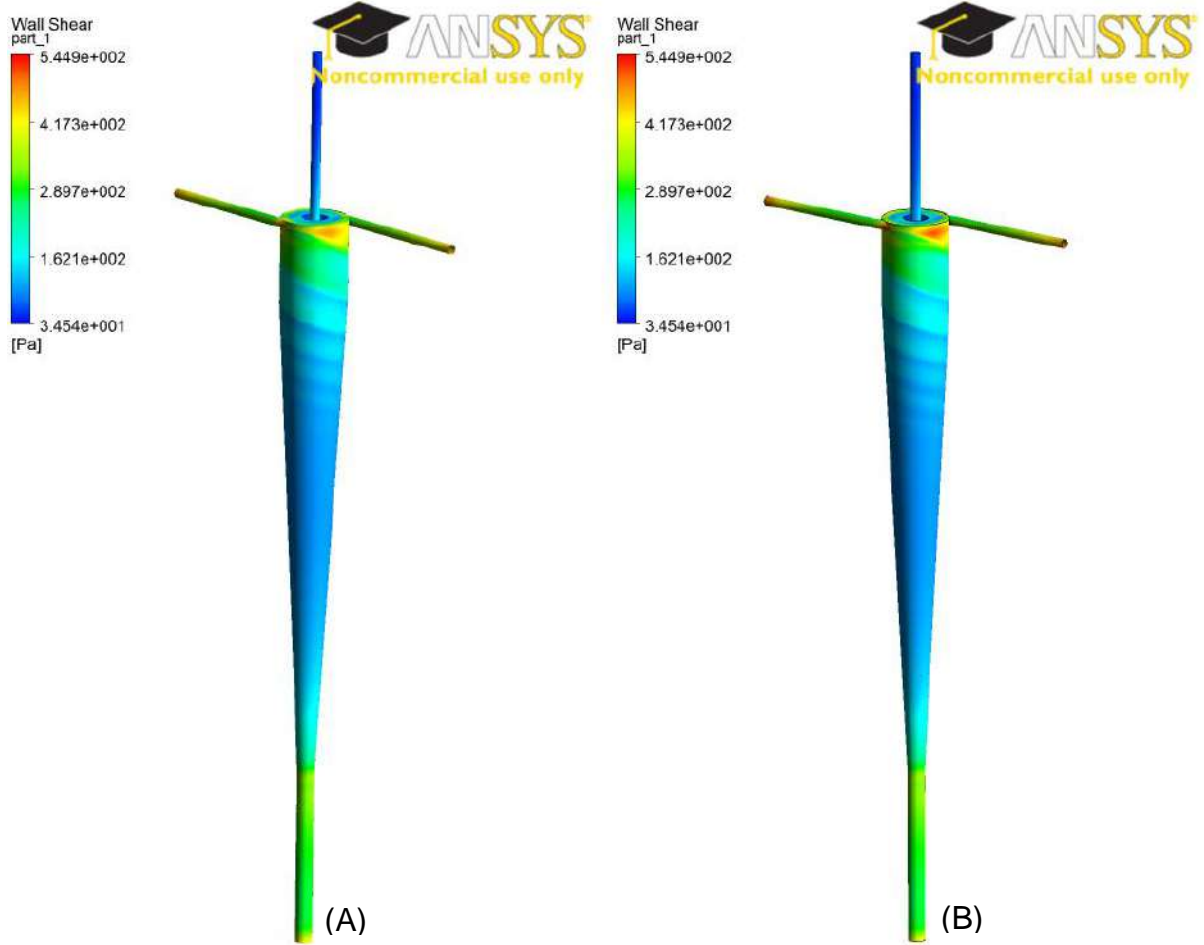


Figura 11 – Contraste entre as malhas 1(A na figura) e 2 (B na figura) coloridas pela tensão na parede.

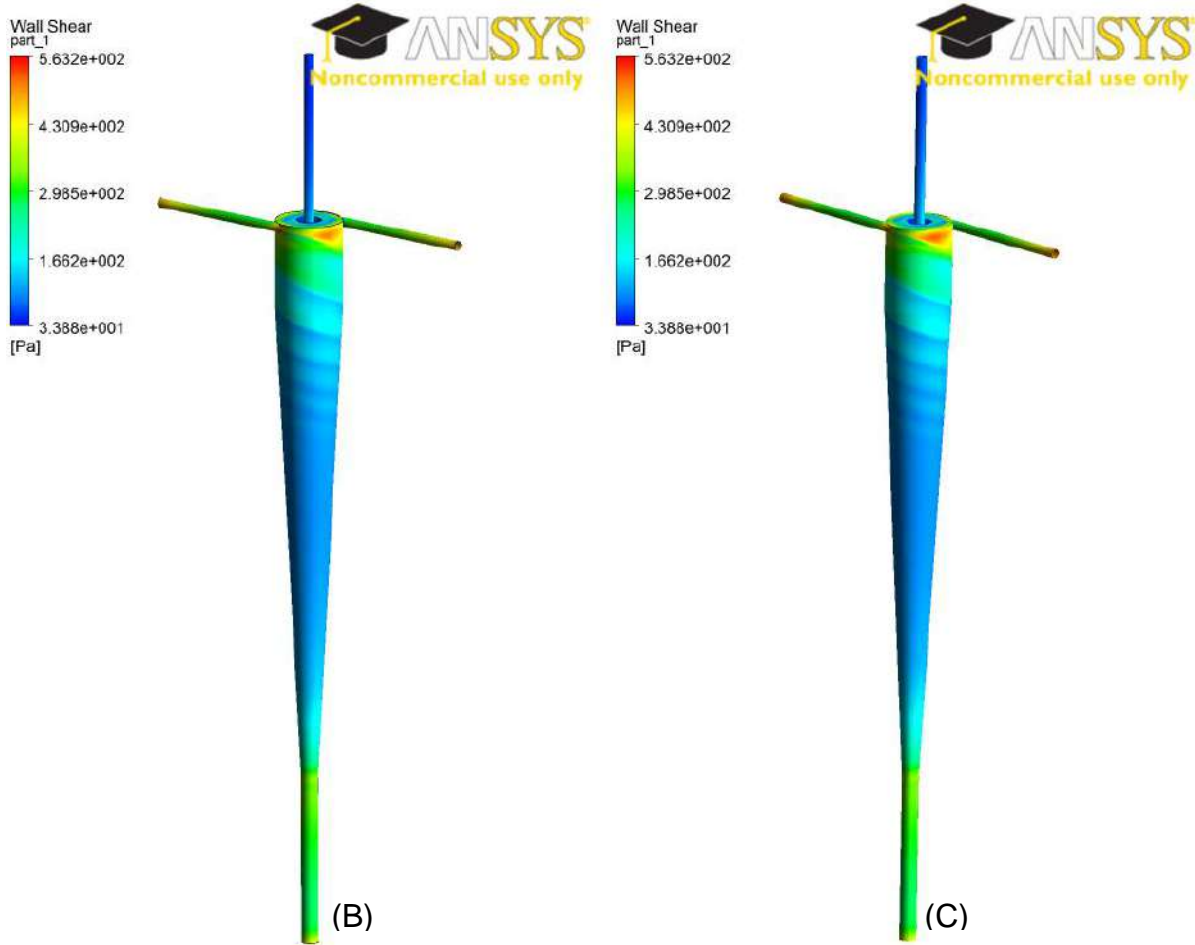


Figura 12 – Contraste entre as malhas 2 (B na figura) e 3 (C na figura) coloridas pela tensão na parede.

A partir das Figuras 11 e 12, foi ratificado que a malha 2 é a mais apropriada para a condução do estudo, pois também não houve diferença significativa entre os resultados fornecidos por ela e pela malha 3, mais refinada, para a tensão de cisalhamento na parede ao passo que, entre as malhas 1 e 2, pode ser notada uma diferença na região próxima à entrada.

No que tange aos erros relativos à malha mais refinada para a tensão na parede, ao ser considerado todo o hidrociclone, tais erros foram inferiores a 1,0% para o valor médio dessa variável e a -2,0% para o máximo nas duas malhas. Contudo, caso esse erro seja calculado somente para a região próxima à parede, umas das regiões de maior intensidade de tensão na parede, ele foi igual a -6,1% na

malha 1 e -1,7 % na malha 2 no que diz respeito ao valor médio de tensão na parede. Já para o valor máximo, a malha menos refinada exibiu erro igual a -8,6 % e a malha 2 igual a -2,4%

Com isso, pode-se concluir também que a diferença entre os valores de y^* para malhas 2 e 3 não alteram significativamente os valores de tensão na parede que apresenta dependência de U^* e, conseqüentemente, de y^* .

Quanto à validação das simulações, o primeiro passo foi verificar se o comportamento do perfil de velocidade tangencial apresentado na Figura 10 com os resultados experimentais obtidos por Marins et al. (2010) e os simulados por Alves (2011). A Figura 13 mostra os perfis fornecidos por estes autores na altura de 180 mm.

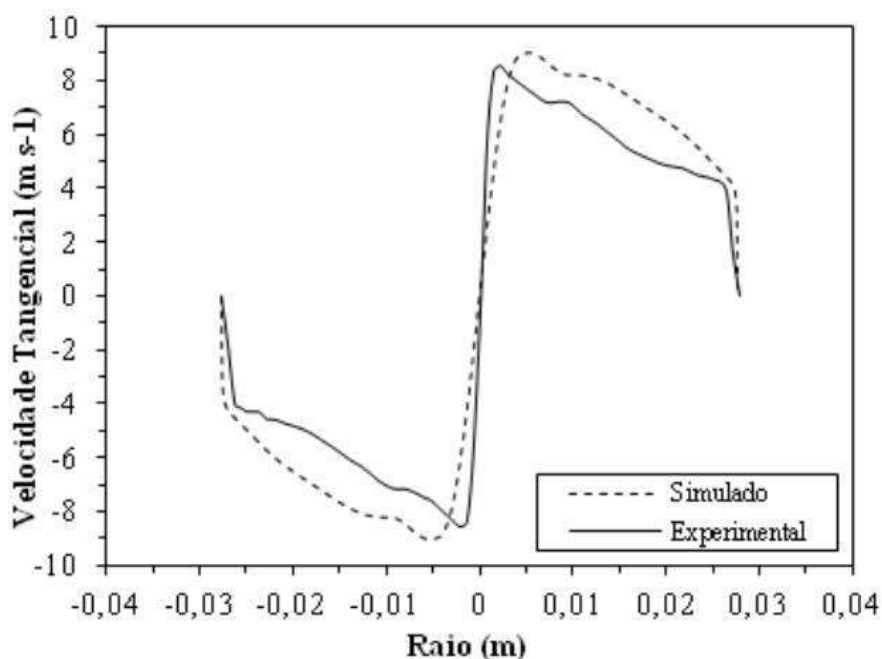


Figura 13 – Perfis de velocidade tangencial obtidos experimentalmente por Marins (2010) e através de simulações por Alves (2011). (Alves, 2011).

Mesmo se tratando de hidrociclones diferentes (o equipamento estudado pelos outros dois autores têm comprimento de seção cilíndrica mais seção cônica igual a 858 mm), é esperado que o comportamento qualitativo dos perfis de

velocidade tangencial seja semelhante quando o escoamento já está desenvolvido. Ao analisar as Figuras 10 e 13, é possível observar que os resultados desse trabalho se assemelham àqueles obtidos pelos outros dois autores, fornecendo subsídios que esta simulação representa adequadamente o comportamento físico do equipamento.

A segunda medida tomada foi comparar os valores de razão de fluido e queda de pressão fornecidos pela simulação da geometria base com os fornecidos pelos experimentos conduzidos por Jockwer (2001). Ambos são exibidos na Tabela 9.

Tabela 9 – Comparação entre os valores experimentais obtidos por Jockwer 2001 e simulados obtidos no presente trabalho usando a geometria base e malha 2.

	Queda de pressão (KPa)	Razão de fluido (%)
Experimental	135,0	88,0
Simulado	139,3	86,4
Erro absoluto	4,3	1,6
Erro relativo (%)	3,2	1,9

Como pode ser observado na Tabela 9, os resultados simulados concordam bem com os experimentais, validando, portanto, as simulações realizadas.

5.2. Análise das tensões de cisalhamento

A fim de avaliar as regiões com a maior tensão de cisalhamento, inicialmente, foram avaliados os valores máximo e médio dela no seio do fluido e a tensão na parede para a geometria base. A Tabela 10 exibe os resultados.

Tabela 10 – Análise das tensões de cisalhamento para a geometria base.

Variável	Valor médio	Valor máximo
Componente \overline{uv} do tensor tensão no seio do fluido (Pa)	$4,59 \cdot 10^{-4}$	0,87
Componente \overline{uw} do tensor tensão no seio do fluido (Pa)	$8,67 \cdot 10^{-4}$	1,15
Componente \overline{vw} do tensor tensão no seio do fluido (Pa)	$2,07 \cdot 10^{-4}$	0,87
Tensão na parede (Pa)	212,87	574,0

Com base na tabela anterior, foi observado que as maiores tensões eram encontradas na parede, sendo seu valor médio até sete ordens de grandeza superior às tensões de cisalhamento no seio do fluido.

Sendo assim, foram avaliadas quais regiões do hidrociclone com geometria base apresentam as maiores tensões de parede. A Figura 14 mostra a superfície externa do hidrociclone colorida em função do valor da tensão na parede.

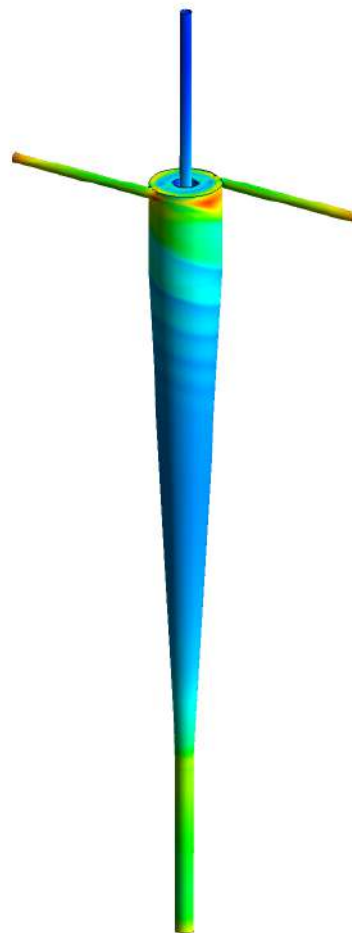
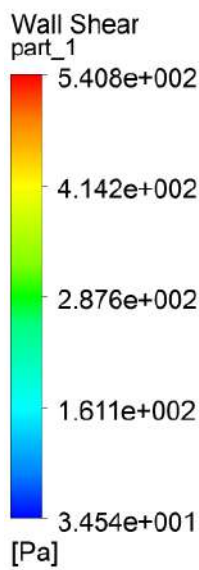


Figura 14 – Análise da tensão na parede da geometria base.

A partir da Figura 14, foi verificado que as regiões com maior tensão estão próximas à entrada, na transição entre o tubo de entrada e o corpo do equipamento, na parte superior da região cilíndrica e, em menor escala, no tubo da saída inferior.

Na primeira região citada, a elevada tensão na parede pode ser fruto de erro numérico, pois a região de entrada apresenta os piores valores para os critérios de malha dentro de todo o equipamento. A tensão elevada na transição entre o duto de alimentação e o corpo cilíndrico se deve, provavelmente, aos elevados gradientes de velocidade aí existentes face ao súbito alargamento da seção transversal de escoamento. Já a elevada tensão na parede da região cilíndrica pode ser resultado do efeito de jato provocado pelo duto de alimentação. Finalmente, as altas tensões

no tubo de *underflow* podem ser resultantes do aumento de velocidade que ocorre nesta região.

Com isso, foram propostas novas geometrias, a 2 a fim de diminuir a tensão no tubo de *underflow* e as outras duas a fim de diminuir a tensão próxima à região de entrada.

Para assegurar uma análise adequada entre os diversos hidrociclones, foram mantidos os valores de y^* semelhantes (Tabela 11).

Tabela 11 – Variação de y^* com as geometrias.

Geometrias	y^* médio	y^* máximo
Base	26,8	117,6
2	25,4	94,2
3	26,3	99,8
4	25,8	117,4

A primeira comparação foi feita entre as geometrias base e a 2. A Figura 15 ilustra tal comparação.

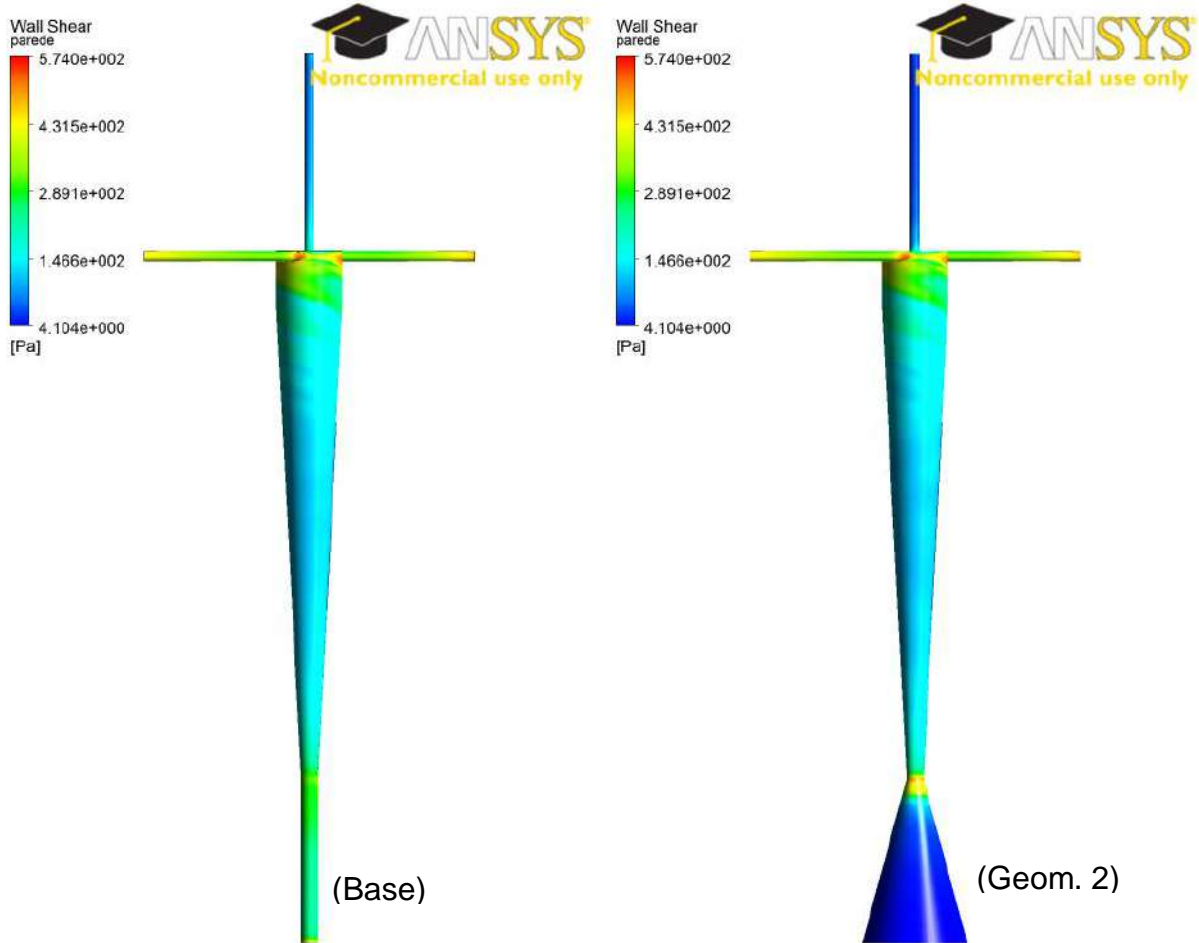


Figura 15 - Comparação entre as tensões de parede nas geometrias base e 2.

Na Figura 15, foi constatada a diminuição da intensidade da tensão na parede do tubo de *underflow*, excetuando a região de transição entre o corpo do equipamento e o tubo da saída inferior.

Os níveis de tensão na parede no tubo de *underflow* da geometria base, que representa 8,5% da área superficial do equipamento, variaram entre 240 e 330 Pa. Já na geometria 2, o tubo de *underflow*, que representa 26,3% da área superficial do hidrociclone, a tensão na parede está na faixa de 4 a 220 Pa e ela decresce em direção à parte inferior do tubo. A pequena região com altos valores de tensão ao final da seção cônica do corpo do hidrociclone e início da seção cônica do *underflow* representa apenas 0,3 % da área superficial do equipamento, mas apresenta níveis

de tensão na parede entre 400 e 430 Pa na sua maior parte e uma região mínima com intensidade de 500 Pa.

Esta diminuição da tensão na parede do tubo de *underflow* para a geometria 2 representou uma queda relativa à geometria base de 20,0% no valor médio desta variável ao longo do hidrociclone, de 213 Pa para 170 Pa.

Tal queda no valor de tensão média na parede na região supracitada é resultado da queda da velocidade no tubo de *underflow* na geometria 2 quando comparada à base. No que tange à pequena região que resultou em um aumento no valor máximo, ela é fruto da transição brusca entre o corpo do equipamento e o tubo da saída inferior. Sendo assim, uma transição mais suave provavelmente reduziria o problema.

Portanto, a geometria 2 se mostra promissora para o cumprimento da sua meta: diminuir o valor médio da tensão na parede no tubo de *underflow*.

Perante esses resultados, também foi avaliado como as mudanças feitas na geometria 2 afetariam os perfis de velocidade tangencial, a razão de fluido e a queda de pressão.

Inicialmente, a Figura 16 ilustra a comparação entre os perfis de velocidade tangencial à altura de 40 mm.

Como pode ser observado na Figura 16, a geometria 2 produziu uma queda nos perfis de velocidade tangencial e, possivelmente, na eficiência de separação. Em termos de velocidade tangencial média nessas linhas, os valores encontrados para a geometria 2 são entre 4,1% e 15,0% inferiores aos apresentados pela geometria base.

Por fim, uma comparação entre a queda de pressão e a razão de fluido nas geometrias base e 2 é mostrada na Tabela 12, sendo mostrados os erros absoluto e relativo dessas duas variáveis da geometria 2 em relação à geometria 1.

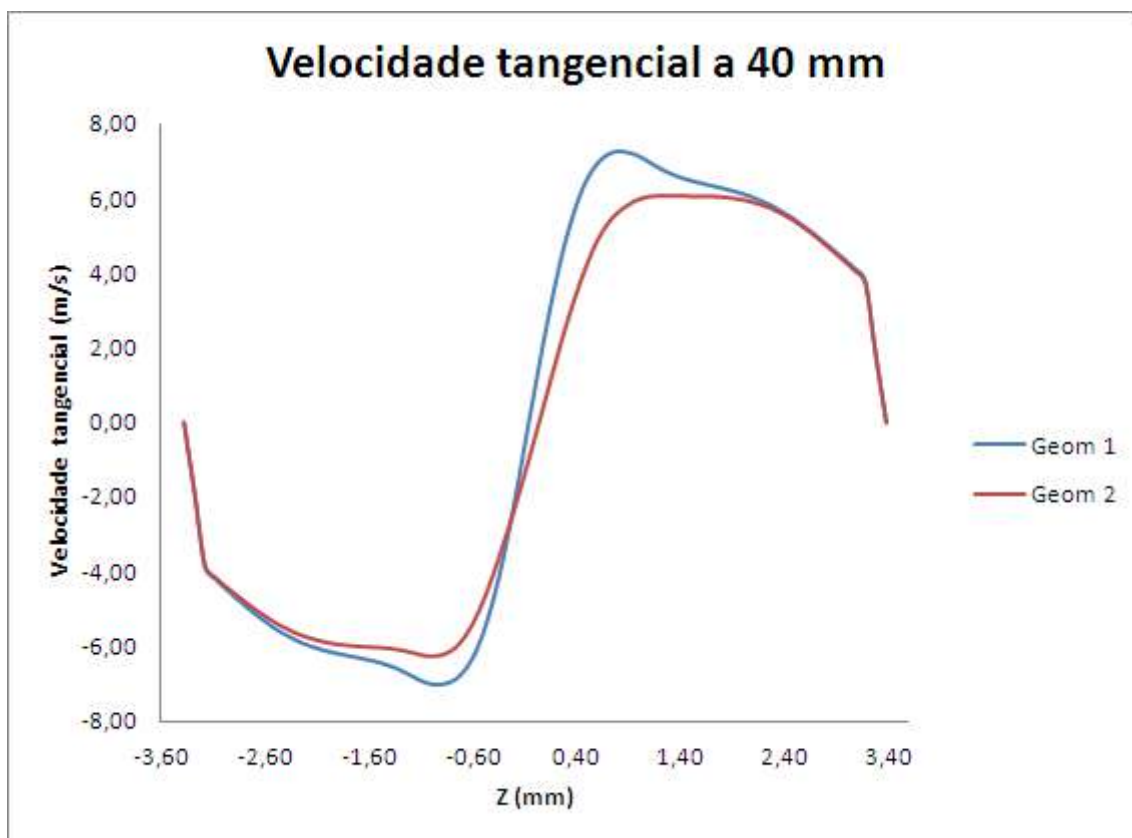


Figura 16 – Comparação entre os perfis de velocidade tangencial entre as geometrias base (Geom 1 na figura) e a 2, a 40 mm.

Tabela 12 – Valores para queda de pressão e razão de fluido simulados para as geometrias base (geometria 1) e 2.

	Queda de pressão (KPa)	Razão de fluido (%)
Geometria 1	139,3	86,4
Geometria 2	110,1	89,7
Erro absoluto	-29,3	3,4
Erro relativo (%)	-21,0	3,9

A análise da Tabela 12 mostra que houve uma elevada diminuição no valor da queda de pressão da geometria 2 para a base ao passo que a razão de fluido teve um pequeno crescimento.

A diminuição na queda de pressão é, possivelmente, decorrente na menor perda de carga esperada na geometria cônica (geometria 2) quando comparada à

de um tubo reto (geometria base), quando submetidas praticamente a uma mesma vazão. Já a elevação no valor da razão de fluido é muito pequena e pode ser desconsiderada.

A Figura 17 analisa a tensão na parede para a geometria base e a 3.

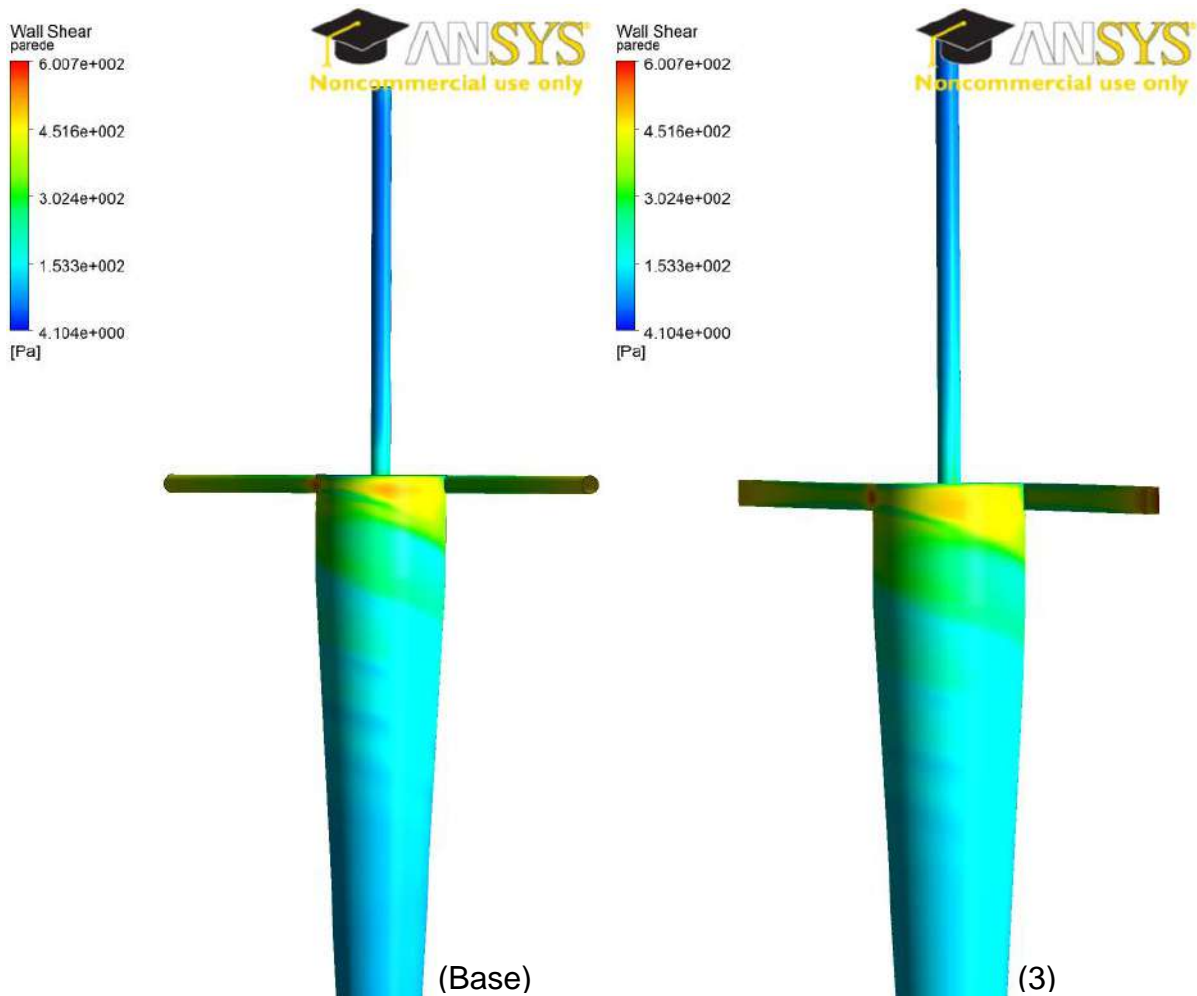


Figura 17 – Comparação entre a tensão na parede para as geometrias base e 3.

Pode-se constatar, na Figura 17, que a região de transição entre o tubo de entrada e o corpo do equipamento parece inalterada. Esta região tem área superficial igual a 2% da área superficial total do equipamento para ambas as geometrias. Foi observada uma pequena queda no valor máximo de tensão na

parede nessa região na geometria 3 quando comparada com a base, de 519 Pa para 498 Pa, porém o valor médio da mesma aumentou, de 418 Pa para 431 Pa.

No que diz respeito à parede em todo o hidrociclone, a media da tensão na parede aumentou de 213 Pa para 225 Pa, ao se passar da geometria base para a 3. O valor máximo de tensão no equipamento também cresceu, de 574 Pa para 601 Pa, provavelmente na região de transição entre o tubo de entrada e o corpo do equipamento.

A última comparação, entre as geometrias base e 4, é mostrada na Figura 18.

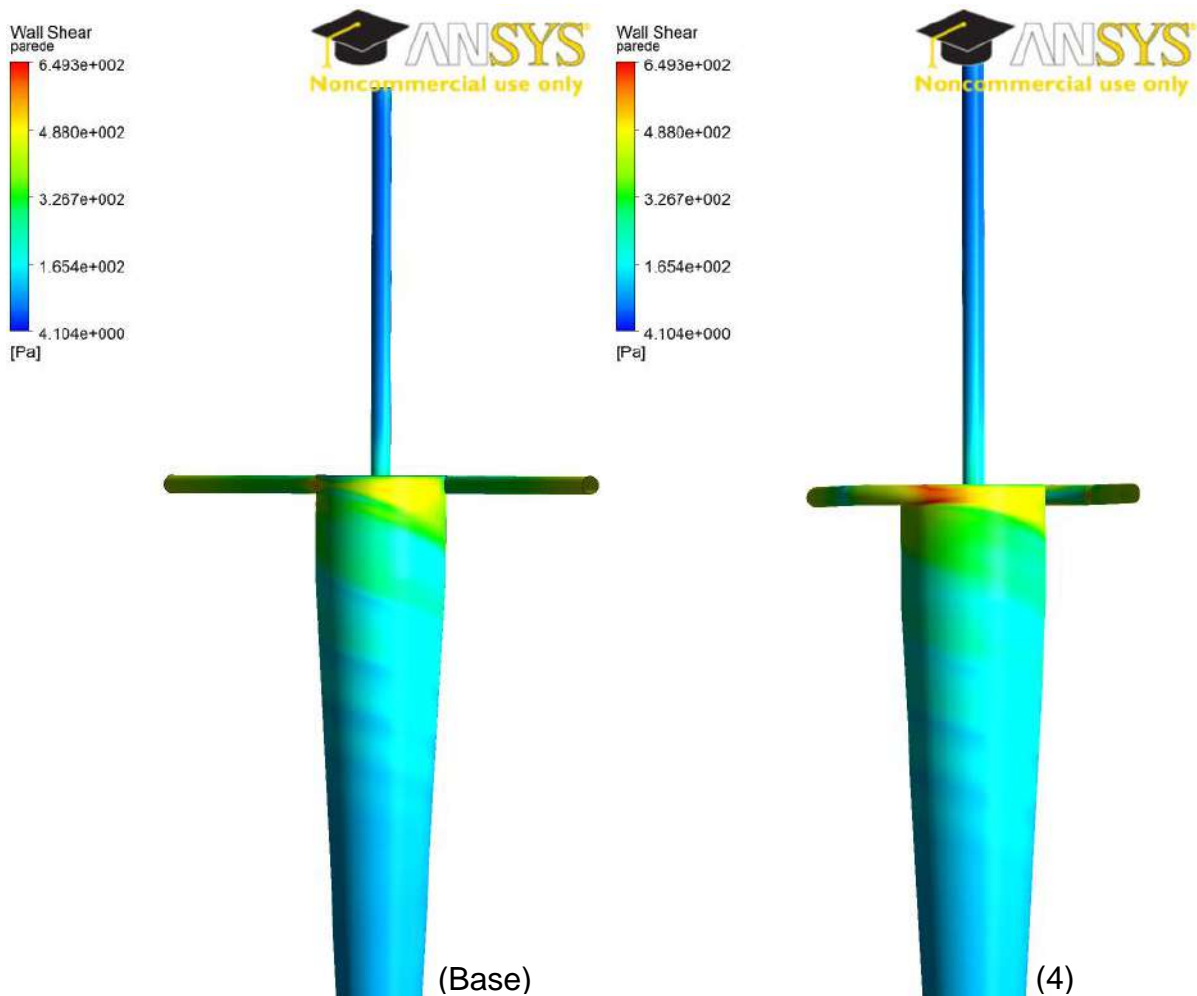


Figura 18 – Comparação entre a tensão na parede para as geometrias base e 4.

De acordo com a Figura 18, a região próxima à entrada na geometria 4 parece não possuir tensões na parede mais elevadas que a geometria base. Contudo, na geometria 4, esta região próxima à entrada apresentou valores máximo e médio de tensão na parede superiores aos encontrados na geometria base. O valor máximo subiu de 519 Pa para 578 Pa e o médio de 418 Pa para 422 Pa.

Na transição entre o tubo de entrada e o corpo do hidrociclone, a tensão na parede é aumentada.

Quando foi avaliado o valor médio da tensão na parede para todo o hidrociclone, a geometria 4 forneceu valores maiores que a geometria base: 234 Pa contra 213 Pa. Além disso, ela, assim como a geometria 3, provocou um aumento no valor de tensão máximo no hidrociclone na região de transição entre o tubo de entrada e o corpo do equipamento, de 574 Pa para 649 Pa.

Portanto, é possível afirmar que nem a geometria 3 nem a 4 foram capazes de reduzir a intensidade da tensão na parede próxima à entrada nem no equipamento como um todo.

6. CONCLUSÕES

6.1. Considerações gerais

Constatou-se que as configurações do modelo CFD usadas neste trabalho são adequadas para a simulação de hidrociclones, pois foram validadas com os dados experimentais de Jockwer (2001) e representam o comportamento físico de velocidade tangencial e pressão de forma satisfatória.

Quanto às tensões cisalhantes, foi observado que as tensões devido aos efeitos laminares (próximos à parede) são predominantes, uma vez que aquelas devido a efeitos turbulentos (seio do fluido) são até sete ordens de grandeza inferiores às primeiras.

No que tange às tensões na parede, foram visualizadas três regiões de alta intensidade desta variável no hidrociclone proposto por Deckwer et al. (2005): transição do tubo de entrada para o corpo do hidrociclone, região próxima à entrada e tubo do *underflow*.

A proposta de alteração de um tubo de *underflow* reto para um com um ângulo de 15° foi satisfatória, pois reduziu o valor médio de tensão na parede tanto localmente quanto globalmente. Somente a região de transição entre o corpo do hidrociclone e o tubo de *underflow* mostrou aumento na tensão na parede, algo que provavelmente pode ser corrigido com a construção de uma região de transição mais suave.

As mudanças propostas para o tubo de entrada (entrada de seção reta retangular e a entrada voluta) não produziram os resultados desejados. A primeira apresentou redução no valor máximo de tensão na parede na região próxima à entrada, porém o valor médio aumentou, e não forneceu qualquer mudança significativa global. Já a segunda apresentou valores de tensão na parede locais (região próxima à entrada) e globais superiores à geometria de Deckwer et al. (2005).

5.2. Sugestões para trabalhos futuros

Algumas sugestões para trabalhos futuros são:

- simular um hidrociclone semelhante ao representado pela geometria 2 com uma transição do corpo do equipamento para o tubo de underflow mais suave;
- simular as entradas em arco e inclinada apresentadas por Chu et al. (2000) e analisar seu efeito sobre a tensão na parede na região próxima à entrada;
- verificar experimentalmente se a mudança de um tubo de underflow reto para um com ângulo de 15° acarreta em menor perda de viabilidade. Também verificar se tal alteração não prejudica a eficiência de separação do equipamento.

6. BIBLIOGRAFIA

- ALVES, J. V. B. *Hidrociclones para a redução do óleo residual de águas em refinaria*. 2011. 87 f. Dissertação (Mestrado em Tecnologia de Processos Químicos e Bioquímicos) – Escola de Química, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro. 2011.
- BLAZEK, J. *Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications*. Baden-Daettwil, Switzerland, Elsevier, 2001. 400 p. (Primeira edição).
- CASTILHO, L. *Development of a dynamic filter for integrated perfusion cultivation and purification of recombinant proteins from mammalian cells*. 2001. Biochemical Engineering Division, German Research Centre for Biotechnology, 2011.
- CHU, L.; CHEN, W.; LEE, X. Effect of structural modification on hydrocyclone performance. *Separation and Purification Technology*, v. 21, p 71-86, 2000.
- CARVALHO, R. B. S. *Estudo da tensão de cisalhamento em hidrociclones para a separação de células animais*. 2007. 60 f. Dissertação (Projeto final do curso de engenharia química) – Escola de Química, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro. 2007.
- CASTILHO, L., MEDRONHO, R.A. Cell retention devices for suspended-cell perfusion cultures”. *Advances in Biochemical Engineering/Biotechnology*, v. 74, p 129-169, 2002.
- CASTILHO, L., MEDRONHO, R.A., *Animal Cell Separation*, Cap. 11, Em: CASTILHO, L.R., MORAES, A.M., AUGUSTO, E.F.P., BUTLER, M., *Animal Cell Technology: From Biopharmaceuticals to Gene Therapy*, Taylor & Francis Group, Nova York, 2008, p.273-293.
- CHU, L.; CHEN, W.; LEE, X. Effect of structural modification on hydrocyclone performance. *Separation and Purification Technology*, v. 21, p 71-86, 2000

- DELGADILLO, J. A.; RAJAMANI, R. K. A comparative study of three turbulence-closure models for the hydrocyclone problem. *International Journal of Mineral Processing*, v. 77, p 217-230, 2005. Disponível em <www.sciencedirect.com>. Acesso em 1 de jul. de 2013.
- DECKWER, W.-D.; ANSPACH, F.B.; MEDRONHO, R.A.; LÜBBERSTEDT, M. Method for Separating Viable Cells from Cell Suspension. Patente: n.US 6878545 B2, concedida em 12/04/2005.
- ELSAYED, E. A.; MEDRONHO, R. A.; WAGNER, R.; DECKWER, W.-D. Use of Hydrocyclones for Mammalian Cell Retention: Separation Efficiency and Cell Viability (Part 1). *Eng. Life Sci.*, v. 6, n. 4, 2006.
- FIGUEREDO-CARDERO, A. *Filtros de malha rotativa internos e externos como dispositivos de retenção de células animais: Um estudo com o auxílio de velocimetria por imagem de partículas e fluidodinâmica computacional*. 2010. Tese (Doutorado em Tecnologia de processos químicos e bioquímicos) – Escola de Química, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro. 2010.
- FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. *Introdução à Mecânica dos Fluidos*. Trad. KOURY, R. N. N.; FRANÇA, G. A. C. Rio de Janeiro, LTC, 2006. 798 p. (Sexta edição).
- FREIRE, A. P. S.; MENUT, P. P. M.; SU, J. *Turbulência*. Rio de Janeiro, ABCM, 2002, 292 p. (Coleção Cadernos de Turbulência, v. 1).
- FREITAS, A. G. B. de. *Modelagem e simulação do tratamento de água oleosa usando hidrociclones*. 2009. Dissertação (Mestrado em engenharia química) - Núcleo de programa de pós-graduação em engenharia química, Universidade Federal do Sergipe, São Cristóvão (SE), 2009.
- HAUKE, G. *An Introduction to Fluid Mechanics and Transport Phenomena*. Saint Martin d'Hères Cedex, France, Springer, 2006. 290 p. (Fluid mechanics and its applications, v. 86).

- JOCKWER, A. *Einsatz neuartiger Hydrocyclone zur Rückhaltung tierischer Zellen in Perfusions-Bioreaktoren*. 2001. Dissertação (Química) - Technischen Universitaet Braunschweig, Braunschweig, Alemanha, 2001.
- LÜBBERSTEDT, M.; MEDRONHO, R.A.; ANSPACH, F.B.; DECKWER, W.-D. Separation of mammalian cells using hydrocyclones. In: THE WORLD CONGRESS ON BIOTECHNOLOGY, Berlim, 2000, p. 11.
- MALISKA, C.R (1995). *Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional*. Rio de Janeiro, LTC, 1995.
- FLUENT, *Manual Ansys Fluent 12.0*, 2010.
- MARINS, L. P. M.; DUARTE, D. G.; LOUREIRO, J. B. R.; MORAES, C. A. C.; FREIRE, A. P. S. LDA and PIV characterization of the flow in a hydrocyclone without an air-core. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, v. 70, p. 168-176, 2010.
- MEDRONHO, R. A., *Solid-Liquid Separation*. Em: KAUL, H. R.; MATTIASSON, B. (eds.), *Isolation and Purification of Proteins*, Marcel Dekker Inc., New York, 2003, p. 131-190.
- MEDRONHO, R.A.; SCHUETZE, J.; DECKWER, W.-D. Numerical simulation of hydrocyclones for cell separation. *Latin American Applied Research*, v. 35, p. 1-8, 2005.
- MORAES, A. M.; AUGUSTO, E. F. P.; CASTILHO, L. P. *Tecnologia do Cultivo de Células Animais: de Biofármacos à Terapia Gênica*. São Paulo, Roca, 2007. 492 p.
- MURTHY, Y. R.; BASHKAR, K. U. Parametric CFD studies on hydrocyclone. *Powder Technology*, v. 230, p. 36-47, 2012.
- NETO, A. S. *Turbulência nos Fluidos aplicada*. Uberlândia (MG), Universidade Federal de Uberlândia.

- NOROOZI, S.; HASHEMABADI, S. H. CFD analysis of inlet chamber body profile effects on de-oiling hydrocyclone efficiency. *Chemical Engineering Research and Design*, v. 89, p. 968-977, 2011.
- PATANKAR, S. V. *Numerical heat transfer and fluid flow*. United States of America, Taylor & Francis, 1980. 197 p.
- PELLEGRINI, M. P.; PINTO, R. C. P.; CASTILHO, L. R. *Animal Cell Separation*, Cap. 11, Em: CASTILHO, L.R., MORAES, A.M., AUGUSTO, E.F.P., BUTLER, M., *Animal Cell Technology: From Biopharmaceuticals to Gene Therapy*, Taylor & Francis Group, Nova York, 2008, p.273-293.
- PINTO, R. C. V.; MEDRONHO, R. A.; CASTILHO, R. L. Separation of CHO cells using hydrocyclones. *Cytotechnology*, v. 56, p. 57-67, 2007.
- SLACK, M. D.; PRASAD, R. O.; BAKKER, A.; BOYSAN, F. Advances in cyclone modelling using unstructured grids. *IChem^E*, v. 78, Part A, 2000.
- SVAROVSKY, L. *Hydrocyclones*. Londres, Holt, Rinehart and Winston, 1984.
- VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. *An introduction to computational fluid dynamics: The finite volume method*. New York, NY, Longman Scientific & Technical, 1995. 257 p.
- WILCOX, D. C. *Turbulence Modeling for CFD*. La Cañada, California, DCW Industries, Inc., 1994. 460 p.
- ZHOU, N.; GAO, Y.; AN, W.; YANG, M. Investigation of velocity field and oil distribution in an oil-water hydrocyclone using a particle dynamics analyzer. *Chemical Engineering Journal*, v. 157, p. 73-79, 2010.