Escola de Química/UFRJ

Curso de Pós-Graduação em Tecnologia

de Processos Químicos e Bioquímicos

HIDROCICLONES PARA A SEPARAÇÃO DE MISTURAS DE ALTO TEOR DE ÓLEO DISPERSO EM ÁGUA

Cristiano Agenor Oliveira de Araújo

Tese de Doutorado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Tecnologia de Processos Químicos e Bioquímicos da Escola de Química da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Doutor em Ciências

Orientadores:

Prof. Ricardo de Andrade Medronho, Ph.D.

Profa. Cláudia Míriam Scheid, D.Sc.

Rio de Janeiro
Maio de 2015

HIDROCICLONES PARA A SEPARAÇÃO DE MISTURAS DE ALTO TEOR DE ÓLEO DISPERSO EM ÁGUA

Cristiano Agenor Oliveira de Araújo

Tese submetida ao Corpo Docente do Curso de Pós-Graduação em Tecnologia de Processos Químicos e Bioquímicos da Escola de Química da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Doutor em Ciências.

Orientado por:

Prof. Ricardo de Andrade Medronho, Ph.D., UFRJ

Profa. Cláudia Míriam Scheid, D.Sc., UFRRJ

Aprovada por:

Prof. Carlos Henrique Ataíde, D.Sc., UFU

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

Prof. Verônica Maria de Araújo Calado, D.Sc., UFRJ

Prof. Luís Américo Calçada, D.Sc., UFRRJ

Prof. Luiz Augusto da Cruz Meleiro, D.Sc., UFRRJ

Rio de Janeiro
Maio de 2015

Araújo, Cristiano Agenor Oliveira de

Hidrociclones para a separação de misturas de alto teor de óleo disperso em água / Cristiano Agenor Oliveira de Araújo – Rio de Janeiro: UFRJ/EQ, 2015.

xvi, 98f.: il; 29,7 cm

Orientadores: Ricardo de Andrade Medronho, Cláudia Míriam Scheid.

Tese (doutorado) – UFRJ/Escola de Química/Programa de Pós-Graduação em Tecnologia de Processos Químicos e Bioquímicos, 2015.

Referências Bibliográficas: f. 99-111

1. Hidrociclones altos teores de óleo. 2. Separação água-óleo. 3. Fluidodinâmica Computacional (CFD). 4. Velocimetria por Imagens de Partículas (PIV). 5. Escoamento multifásico. I. Medronho, Ricardo de Andrade; Scheid, Cláudia Míriam. II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola de Química, Programa de Pós-Graduação em Tecnologia de Processos Químicos e Bioquímicos. III. Título.

Dedico esta tese a minha mãe Maria do Carmo, a meu pai José Agenor e a memória da minha irmã Cátia Cristina e meu amigo Frederico Belford que tão cedo nos deixou.

AGRADECIMENTOS

À meus pais, Maria do Carmo Oliveira e José Agenor de Araújo pelo amor, carinho e enorme incentivo a minha vida acadêmica. Sem vocês esse sonho não seria possível.

À memória da minha irmã Cátia Cristina Oliveira de Araújo pelo incentivo incondicional na minha vida acadêmica desde a minha graduação até o momento em que nos deixou. Desde o dia em que você se foi nós sofremos com a ausência do seu sorriso que tanto nos alegrava.

Aos meus professores orientadores Ricardo de Andrade Medronho e Cláudia Míriam Scheid pela oportunidade que me foi concedida para desenvolver esta tese de doutorado.

Ao Laboratório de Fluidodinâmica Computacional (LabCFD-UFRJ), ao Núcleo Interdisciplinar de Dinâmica de Fluidos (NIDF-UFRJ), ao Laboratório de Escoamento de Fluidos Giulio Massarani (LEF-UFRRJ) e ao Laboratório de Tratamento de Águas e Reuso de Efluentes (LABTARE-UFRJ) .

Ao meu amigo Sérgio Magalhães (LEF), a Juliana Loureiro (NIDF) por todo suporte fornecido nas medidas experimentais deste trabalho.

Ao enorme incentivo de toda a minha família que fizeram o possível para me ajudar nos estudos. Especialmente ao meu avô Agenor Rodrigues, as minhas avós Jamira e Etelvina (*in memoriam*), ao meu tio Dito, tio Luiz, aos meus irmãos Paulo e Clóvis.

Ao meu grande amigo Álvaro Luiz Marinho Castro por sempre acreditar nos meus objetivos desde o final do segundo grau. Sem a sua vontade de ajudar o próximo, talvez esse sonho não pudesse ser concretizado.

Ao meu amigo Pedro Paulo da Cunha Machado pelos momentos de filosofia, pelos desabafos acadêmicos, por todo incentivo aos meus estudos na Alemanha e pelo carinho com nossa família.

Agradeço também a Izabel, Paulo Vítor, dona Ana e toda sua família pelo apoio e companheirismo no início desta jornada.

Aos meus irmãos da família engenharia química UFRRJ: Gisele, Renato, Tati, Lívia, Cláudia, Agustinho, Eduardo, Cinthya, Bruno, Roberta, Kiko, Carlos Alberto, Luiz Henrique, Fabrício, João Victor, Andrea Gonçalves, Rodrigo Petrone, Adriana Lau, Cristiane Siqueira, Orlando, Rômulo e Frederico (*in memoriam*) por todo apoio.

A Juliana Pereira (jujuquinha) pelo enorme companheirismo, carinho, incentivo e por sempre dizer que tudo vai dar certo.

Aos meus colegas de trabalho da Universidade Federal dos Vales do Jequitinhonha e Mucuri Andrea, Ronaldo, Márcio, Mary, Alexandrino, Baroni, Jairo, César, Faissal, Douglas, Cleide, Geraldo, Aparecido, etc. pelo incentivo e apoio para finalizar este trabalho de doutorado.

Aos meus amigos Alessandro, Ewerton, Alexandre, Jôse, Carla, Victor, Peixe, Marquinho, Marisa, Stuart, Priscila, Cristiano, Maysa, Olavo, Helma, tia Vera, Viviane, Maicon, Daniel Chalita, Moniquinha e seu Luiz por todo incentivo e acreditarem que esse sonho seria possível.

A professora Tânia Klein pelos momentos de discussão sobre fluidodinâmica computacional que muito contribuiu para o desenvolvimento desta tese de doutorado.

A todos vocês, muito obrigado!

Cristiano Agenor Oliveira de Araújo

Resumo da Tese de Doutorado apresentada ao Curso de Pós-Graduação em Tecnologia de Processos Químicos e Bioquímicos da Escola de Química da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Doutor em Ciências.

HIDROCICLONES PARA A SEPARAÇÃO DE MISTURAS DE ALTO TEOR DE ÓLEO DISPERSO EM ÁGUA

Cristiano Agenor Oliveira de Araújo

Orientadores:

Prof. Ricardo de Andrade Medronho, Ph.D.
Profa. Cláudia Míriam Scheid, D.Sc.

Os hidrociclones são equipamentos compactos, de baixo custo operacional e que empregam o campo centrífugo para promover a separação de fases. A evolução em sua geometria para a separação óleo-água culminou em entradas duplas e duas seções cônicas para aumentar a eficiência de separação. Neste trabalho, a Fluidodinâmica computacional (CFD) e a velocimetria por imagens de partículas (PIV) foram empregadas para medir os perfis de velocidade de um hidrociclone para separação de dispersões óleo-água, com elevado teor de óleo. A geometria ótima deste hidrociclone foi obtida por meio de um planejamento fatorial (2^{7-3}) que envolveu sete variáveis geométricas. O hidrociclone otimizado por esse planejamento foi construído em acrílico. Os perfis de velocidade tangencial e axial foram medidos apenas com água por meio do PIV e comparados com os resultados das simulações numéricas. As distribuições de tamanhos das gotas de óleo foram medidas na corrente de entrada, no *overflow* e no *underflow*. Dados experimentais para a separação da mistura óleo (40%) e água (60%) revelaram que a eficiência do equipamento é superior a 93%. Experimentos realizados alterando a razão de fluido total mostraram uma relação linear da eficiência total com esta variável.

Rio de Janeiro
Maio de 2015

Abstract of a Thesis presented to Curso de Pós-Graduação em Tecnologia de Processos Químicos e Bioquímicos – EQ/UFRJ as partial fulfillment of the requirements for the degree of Doctor of Science

HYDROCYCLONES FOR THE SEPARATION OF AQUEOUS MIXTURES WITH HIGH OIL CONTENT

Cristiano Agenor Oliveira de Araújo

Supervisors:

Prof. Ricardo de Andrade Medronho, Ph.D.
Profa. Cláudia Míriam Scheid, D.Sc.

The hydrocyclones are compact devices, low operating costs and employing the centrifugal field to promote phase separation. Developments in its geometry to the oil-water separation resulted in double inlets and two conic sections to increase the separation efficiency. In this work, the Computational Fluid Dynamics (CFD) and the Particles Image Velocimetry (PIV) were used to measure the velocity profiles of a hydrocyclone for separation of oil-water dispersions with high oil content. The optimum geometry of the hydrocyclone has been obtained by means of a factorial design (2^{7-3}) that involved seven geometric variables. The hydrocyclone optimized for this planning was built in acrylic. Axial and tangential velocity profiles were measured with water only through PIV and compared with the results of numerical simulations. The oil droplet distributions were measured in the feed, overflow and underflow. Experimental data for the separation of oil-water mixture revealed that the oil separation efficiency is higher than 93%. Experiments carried out changing the global flow ratio showed a linear relationship of the oil separation efficiency with this variable.

Rio de Janeiro
May 2015

Sumário

1. Motivação 1
2. Introdução 2
3. Objetivos 16
4. Revisão Bibliográfica 17
4.1 Hidrociclones. 17
4.2 Planejamento de Experimentos 19
4.3 Fluidodinâmica Computacional 21
4.3.1 Malhas 26
4.3.2 Resolvendo as equações (Solver) 30
4.3.3 As equações de transporte: massa, momento e energia 32
4.3.4 As Abordagens de Euler e Lagrange 34
4.3.5 Turbulência 35
4.3.6 O modelo matemático dos tensores de Reynolds (RSM) 38
4.3.7 Outras configurações 43
4.4 Velocimetria por imagem de partículas (PIV) 44
5. Materiais e Métodos 46
5.1 Simulações em CFD 46
5.2 Hidrociclone 56
5.3 O sistema PIV 56
5.4 Experimentos com a mistura óleo-água 60
5.4.1 Medidas das eficiências de separação 60
5.4.2 Medidas das distribuições de tamanhos de cordas usando o FBRM 62
6. Resultados e Discussão 64
6.1 Resultados da simulação 64
6.1.1 Teste de malha 64
6.1.2 Regime permanente versus regime transiente 68
6.1.3 Planejamento fatorial 75
6.1.4 A Eficiência granulométrica reduzida (G´) 77
6.1.5 Razão de fluido (R_F) 79
6.2 Medidas experimentais de velocidade usando o PIV 81

6.2.1 Perfis tangenciais 81
6.2.2 Perfis axiais 84
6.3 Experimento com a mistura óleo-água: medida de eficiência de separação 89
7. Conclusões 96
8. Sugestões para Trabalhos Futuros 98
9. Referências Bibliográficas 99
Anexos 112

Índice de Figuras

Figura 1: Desenho esquemático de um hidrociclone, mostrando o movimento espiralado do líquido em seu interior (adaptado de Murthy & Bhaskar, 2012) 3
Figura 2: A influência da vazão de alimentação sobre a eficiência de separação em hidrociclones líquido-líquido (adaptado de Meldrun, 1988). 7
Figura 3: Evolução na geometria dos hidrociclones "*de-oiling*" de Thew. 8
Figura 4: Princípio básico do funcionamento do PIV (adaptado de *Flow Manager User´s Guide*, 2000) 11
Figura 5: Esquema do princípio de funcionamento da sonda FBRM 14
Figura 6: Esquema que mostra o método utilizado pelo FBRM para descrever o comprimento da corda das partículas. (fonte: www.us.mt.com) 15
Figura 7: Exemplo de uma malha estruturada (Maliska, 2004). 27
Figura 8: Exemplo de uma malha não estruturada (Maliska, 2004). 28
Figura 9: Variáveis que compõem a medida da razão de aspecto em um elemento de volume que compõe a malha (adaptado de ANSYS Fluent *User´s Guide*) 29
Figura 10: Medida do ângulo de ortogonalidade para a avaliação da qualidade da malha (ANSYS *Training Manual*, 2009). 30
Figura 11: As etapas para a obtenção da solução de uma simulação (Silva, 2008). 31
Figura 12: Esquema de um hidrociclone para separação óleo-água. 47
Figura 13: Geometria do hidrociclone 17 criado a partir do software *Design Modeler* (ANSYS®). 48
Figura 14: Geometria, em escala, dos hidrociclones 01 e 02 do planejamento fatorial. 49
Figura 15: Geometria, em escala, dos hidrociclones 03 a 08 do planejamento fatorial. 50
Figura 16: Geometria, em escala, dos hidrociclones 09 a 14 do planejamento fatorial. 51
Figura 17: Geometria, em escala, dos hidrociclones 15, 16 e 17 do planejamento fatorial. 52
Figura 18: Exemplo de malha hexaédrica gerada no Icem (ANSYS) para o hidrociclone 17 do planejamento. 53
Figura 19: Imagem do hidrociclone 12 construído em acrílico para as medidas experimentais. 56
Figura 20: Esquema do aparato experimental montado para as medidas dos perfis de velocidade. 57
Figura 21: Aparato experimental equipado com o sistema PIV destacando a câmera, o *laser* e o hidrociclone. 58
Figura 22: Alvo de calibração para as medidas dos perfis de velocidades tangenciais (A) e axiais (B) utilizando o PIV. 59
Figura 23: Imagem obtida com a câmera do sistema PIV que mostra a quantidade de partículas empregadas em um experimento para as medidas dos campos de velocidade. 59
Figura 24: Esquema da unidade experimental construída para as medidas de eficiência de separação da mistura óleo-água. 60
Figura 25: Aparato experimental para as medidas de eficiência de separação da mistura óleo-água. 61
Figura 26: Misturador construído para promover a mistura óleo-água. 61

Figura 27: Imagem do FBRM utilizado para a determinação do tamanho de gotas em tempo real (fonte: www.us.mt.com). 62
Figura 28: Imagem da sonda FBRM acoplada à unidade experimental para a determinação dos tamanhos de gotas (LEF/UFRRJ). 63
Figura 29: Imagem do suporte da Sonda FBRM ressaltando a diminuição do seu diâmetro (LEF/UFRRJ). 63
Figura 30: Diferentes alturas ao longo do comprimento do hidrociclone 17 para avaliação dos perfis de velocidade tangencial empregado no teste de malha. 64
Figura 31: Resultado dos perfis de velocidade tangencial no hidrociclone 17, para o teste de malha, avaliando o tamanho da malha para y = -0,05m (Linha 1). 65
Figura 32: Resultado dos perfis de velocidade tangencial no hidrociclone 17, para o teste de malha, avaliando o tamanho para y = -0,10m (Linha 2). 65
Figura 33: Resultado dos perfis de velocidade tangencial no hidrociclone 17, para o teste de malha, avaliando o tamanho da malha para y = -0,15m (Linha 3). 66
Figura 34: Resultado dos perfis de velocidade tangencial no hidrociclone 17, para o teste de malha, avaliando o tamanho da malha para y = -0,20m (Linha 4). 66
Figura 35: Resultado dos perfis de velocidade tangencial no hidrociclone 17, para o teste de malha, avaliando o número de iterações para y = -0,05m (linha 1). 67
Figura 36: Diferentes alturas ao longo do comprimento do hidrociclone 12 para comparação dos perfis de velocidade tangencial no regime permanente e transiente. 69
Figura 37: Perfis de velocidade tangencial para o hidrociclone 12 com gotas de 250 µm, em regime permanente e transiente sobre a linha 1. 69
Figura 38: Perfis de velocidade tangencial para o hidrociclone 12 com partículas de 250 µm, em regime permanente e transiente (6 segundos) sobre a linha 2. 70
Figura 39: Perfis de velocidade tangencial para o hidrociclone 12 com partículas de 250 µm, em regime permanente e transiente (6 segundos) sobre a linha 3. 71
Figura 40: Perfis de velocidade tangencial para o hidrociclone 12 com partículas de 250 µm, em regime permanente e transiente (6 segundos) sobre a linha 4. 71
Figura 41: Comparação entre os valores de pressão calculados na entrada do hidrociclone 12 com partículas de 250 µm, em regime permanente e transiente para cada iteração. 72
Figura 42: Comparação entre os perfis de pressão no interior do hidrociclone 12 com partículas de 250 µm, operando em regime permanente e transiente. 73
Figura 43: Eficiência granulométrica reduzida versus diâmetro de partículas para o HC 12 obtida por simulação em regime permanente. 77
Figura 44: Influência de Do (a) e Du (b) sobre a eficiência granulométrica reduzida, G´, para o maior e menor valor empregado de Θ_2. 78
Figura 45: Influência de Do (a) e Du (b) sobre a razão de fluido, para os maior e menor valores empregados de Θ_2. 81
Figura 46: Posições onde foram realizadas medidas experimentais das velocidades tangenciais e axiais (linhas 1, 2, 3 e 4). 81
Figura 47: Perfis de velocidade tangencial experimental e simulado: (A) Seção 2 - 300 mm; (B) Seção 3 - 470 mm e (C) Seção 4 - 700 mm. 83

Figura 48: Perfis de velocidade axial experimental e simulado obtidos na (a) linha 2 – 300 mm; (b) linha 3 – 470 mm e (c) linha 4 – 700 mm. 85
Figura 49: Bolhas de ar formadas na região central do hidrociclone migrando lentamente para o tubo de overflow. 87
Figura 50: Perfis de pressão no interior do hidrociclone com partículas de 250 µm em regime permanente e transiente. 87
Figura 51: Comparação entre os perfis de velocidades axiais obtidos experimentalmente na linha 1 para diferentes valores de razão de fluido total. 88
Figura 52: Separação água-óleo no interior do hidrociclone 12. 89
Figura 53: Alíquotas da mistura óleo-água coletada na entrada (a), overflow (b) e underflow (c). 90
Figura 54: Eficiência total de separação versus a razão de fluido total. 91
Figura 55: Distribuição cumulativa dos tamanhos de gotas na corrente de entrada, *underflow* e *overflow*. 92
Figura 56: Diferença entre os valores experimentais e os previstos pela equação RRB, para as curva do percentual de partículas de tamanho menor que dado diâmetro (y) versus o diâmetro das partículas (d). 93
Figura 57: Linearização da equação RRB visando a determinação dos parâmetros m e k. 93
Figura 58: Linearização da expressão de G' utilizando os dados de eficiência granulométrica e diâmetro de partículas obtido por meio de simulação. 94

Índice de tabela

Tabela 1: Proporções geométricas de alguns hidrociclones. 4
Tabela 2: Proporções geométricas de alguns hidrociclones para a separação óleo-água disponíveis na literatura 47
Tabela 3: Faixa de valores para as variáveis geométricas empregadas no planejamento fatorial 48
Tabela 4: Dimensões dos hidrociclones estudados 49
Tabela 5: Comprimento e volume para os hidrociclones do planejamento fatorial 53
Tabela 6: Propriedades físicas da água e do óleo 54
Tabela 7: Configuração das simulações em regime permanente no Fluent 55
Tabela 8: Avaliação da eficiência granulométrica reduzida, razão de fluido e balanço de massa do óleo em função do número de iterações, para o hidrociclone 17 (P.C.). 68
Tabela 9: Resultados para as eficiências granulométricas (G e G′), razão de fluido (R_f), e balanço de óleo para o hidrociclone 12 com partículas de 250 µm em regime permanente 74
Tabela 10: Resultados para as eficiências granulométricas (G e G′), razão de fluido (R_f), e balanço de massa de óleo para o hidrociclone 12 com partículas de 250 µm em regime transiente 74
Tabela 11: Resultados para as eficiências granulométricas (G e G′), razão de fluido (R_F), e balanço de óleo para o hidrociclone 12 com partículas de 53 µm em regime permanente 75
Tabela 12: Resultados para as eficiências granulométricas (G e G′), razão de fluido (R_F), e balanço de óleo para o hidrociclone 12 com partículas de 53 µm em regime transiente 75
Tabela 13: Dimensões geométricas e valores de G' e R_F para o planejamento fatorial reduzido 2^{7-3}, obtido por meio de simulações numéricas com partículas de 250 µm de diâmetro, em regime permanente 76
Tabela 14: Análise de variância (ANOVA) para os parâmetros do modelo referentes à eficiência granulométrica reduzida (G′), com intervalo de confiança de 90%. 78
Tabela 15: Análise de variância (ANOVA) para os parâmetros do modelo referentes 80
Tabela 16: Diferença entre os picos de velocidades tangenciais simulados e experimentais. 84
Tabela 17: Concentração de óleo (v/v) nas correntes de entrada, *overflow* e *underflow* (Experimento 8) 90
Tabela 18: Eficiência total de separação e razão de fluido experimental realizado em triplicada nas mesmas condições da simulação bifásica 91
Tabela 19: Parâmetros medidos nos experimentos da mistura óleo-água visando a determinação da eficiência total de separação 91

NOMENCLATURA

CFD fluidodinâmica computacional (*computational fluid dynamics*);
d'50 diâmetro da partícula que é separada com 50% de eficiência;
C_{ij} adição de momento devido à convecção;
DCCR delineamento composto central rotacional;
D_c diâmetro da seção cilíndrica do hidrociclone;
Di diâmetro do duto de alimentação;
$D_{L,ij}$ adição de momento devido à difusão viscosa;
Do diâmetro do tubo de *overflow*;
$D_{T,ij}$ difusão turbulenta (equação dos tensores de Reynolds);
D^T_{ij} termo de Difusão Turbulenta (equação dos tensores de Reynolds);
Du diâmetro do *underflow*;
d_P diâmetro de gotas;
ET eficiência total do hidrociclone;
ET' eficiência total reduzida do hidrociclone;
F_{ij} adição de momento devido ao termo de produção por rotação;
G_{ij} produção por empuxo (equação dos tensores de Reynolds);
G eficiência granulométrica;
G' eficiência granulométrica reduzida;
k parâmetro do modelo RRB;
LDA anemometria laser doppler (*Laser Doppler Anemometry*);
L1 comprimento da parte cilíndrica do hidrociclone;
m parâmetro do modelo RRB;
n parâmetro da equação de G';
PIV velocimetria por imagem de partículas (*Particle Image Velocimetry*);
P_{ij} adição de momento devido ao termo de produção;
Q_o vazão volumétrica de óleo na entrada do hidrociclone;
Q_a vazão volumétrica de água na entrada do equipamento;
Q_t vazão volumétrica total (óleo + água);
R_F razão de fluido (vazão vol. de óleo no overflow / vazão vol. de óleo na entrada);
$R_{f\ total}$ razão de fluido total (vazão vol. total do overflow / vazão vol. total na entrada);
RSM modelo dos tensores de Reynolds (*Reynolds Stress Model*)
$\underline{u}_q$ velocidade da fase q;
VF comprimento do *vortex-finder* do hidrociclone;
v/v concentração volumétrica (volume/volume)
W_{ac} vazão mássica de água na corrente concentrada (*overflow*);
W_a vazão mássica de água na corrente de alimentação;
W_d vazão mássica de gotas de tamanho d na alimentação;
W_{dc} vazão mássica de gotas de tamanho d na corrente concentrada (*overflow*);
W_o vazão mássica de óleo na alimentação;
W_{oc} vazão mássica de óleo no concentrado (*overflow*);

Letras Gregas

α_q fração volumétrica da fase q;
ε_{ij} tensores de dissipação viscosa;
Θ_1 ângulo da primeira seção cônica do hidrociclone;

Θ_2	ângulo da segunda seção cônica do hidrociclone.
μ	viscosidade dinâmica do fluido;
μ_t	viscosidade turbulenta.
ρ	densidade do fluido;
ρ_q	densidade da fase q;
ϕ_{ij}	termo de redistribuição;
$\phi_{ij,w}$	termo de reflexão de parede.

1. Motivação

O desenvolvimento de hidrociclones para a separação óleo-água (dispersão) com elevados teores de óleo (40% v/v) visa a substituir os grandes tanques existentes em plataformas de produção de petróleo, conhecidos como separadores de produção. Estes tanques recebem diretamente os fluidos (óleo, água e gás) provenientes dos poços e a separação gravitacional se dá pela diferença de densidade entre os fluidos envolvidos.

Por se tratar de um processo simples e puramente físico, os separadores trifásicos são os mais utilizados. Este processo apresenta desvantagens, como a necessidade de grandes equipamentos para uma separação eficiente, visto que são necessários elevados tempos de residência. Mesmo após esses extensos períodos, não há a separação completa das fases, pois a ação gravitacional não é suficiente para separar o óleo da água no intervalo de tempo permitido pelo processo (Hashmi *et al*., 2004). Além disso, muitas vezes há a necessidade de aquecer o sistema para melhorar a separação, consumindo maior quantidade de energia e promovendo a geração de CO_2.

A vantagem dos hidrociclones na limpeza da água a partir da mistura óleo-água, em plataformas marítimas de produção de petróleo, reside não só na maior eficiência em relação aos separadores gravitacionais, mas também na menor área de convés e menor carga sobre o mesmo, devido ao fato destes equipamentos serem mais compactos (Moraes, 2006). Como os hidrociclones atendem a estas especificações, eles têm sido alvo de pesquisas para esta finalidade. Estes equipamentos já são, atualmente, empregados na remoção do óleo residual contido nas grandes quantidades de água produzidas a serem devolvidas ao oceano. Uma nova aplicação seria a sua utilização na separação do óleo bruto vindo do fundo do mar.

Atualmente, a geometria típica para hidrociclones destinados à separação óleo-água possui duas entradas tangenciais para a alimentação e uma seção cônica que também é dividida em duas partes com ângulos diferentes. A evolução na geometria destes equipamentos para a utilização em separações envolvendo altos teores de óleo será abordada neste trabalho.

A originalidade da proposta está baseada na utilização dos hidrociclones para a separação óleo-água com concentrações elevadas de óleo (base: 40% v/v) e na ideia da substituição dos separadores de produção existentes nas plataformas de petróleo.

2. Introdução

Há várias técnicas para promover a separação óleo-água, dentre as quais se podem destacar os decantadores, flotadores, centrífugas e hidrociclones. Suas aplicações estão baseadas na especificidade intrínseca de cada processo, como, natureza das fases envolvidas, densidade das mesmas, velocidade terminal de partículas, etc., que deverão ser analisadas cuidadosamente no momento da escolha de cada um destes equipamentos.

A decantação é um processo físico para a separação de misturas heterogêneas como, por exemplo, as misturas sólido-líquido (areia e água) e líquido-líquido (óleo e água). O decantador é considerado um equipamento econômico e simples (Olteanu, 1990). Seu processo de separação é baseado na velocidade terminal das partículas. A matéria em suspensão tende a se separar pela ação da gravidade e quanto maior a diferença de densidades entre as fases, mais rápida será a separação. Estes decantadores são utilizados, nos dias de hoje, nas plataformas *offshore* devido à sua simplicidade. Porém, devido ao grande espaço requerido dentro da plataforma, sua utilização vem sendo repensada.

A centrifugação é um processo de separação utilizado para acelerar a sedimentação através de um campo centrífugo gerado devido à rotação do equipamento, e que pode ser usado na separação líquido-líquido. O tempo necessário para a separação utilizando centrífugas é menor do que nos equipamentos que são baseados na ação do campo gravitacional. O poder de separação das centrífugas é alto, entretanto, são equipamentos caros, possuem partes móveis e requerem acionamento externo para executar a separação. Além disso, suas partes móveis são mais propensas ao desgaste mecânico em função das altas velocidades a que o sistema está exposto.

O flotador é um equipamento de separação seletiva para partículas sólidas ou gotas dispersas em fase líquida, utilizado quando existem partículas em suspensão cuja velocidade de sedimentação é fator limitante para o uso de métodos gravitacionais de separação (Hunold, 1997, *apud* Feijó *et al.*, 2006). Flotação é utilizada em larga escala no beneficiamento de minérios, e tem sido alvo de grande interesse para o tratamento de efluentes em geral, inclusive na separação óleo-água.

Para a separação da mistura óleo-água na indústria de petróleo são usados flotadores e hidrociclones. A flotação procura recuperar o resíduo de óleo por meio da separação

gravitacional de bolhas de gás, enquanto que os hidrociclones procuram acelerar este processo com o uso de um campo centrífugo (Freitas, 2009).

A utilização de hidrociclones para promover separações baseadas no campo centrífugo iniciou-se há mais de um século. A primeira patente de hidrociclone foi depositada no final do século XIX (Bretney, 1891), mas, somente em meados da década de 1940, seu emprego se tornou mais frequente, inicialmente, na indústria de mineração, difundindo-se, posteriormente, a várias outras indústrias.

Os hidrociclones são equipamentos compactos empregados nas separações sólido/líquido, sólido/sólido, líquido/líquido e gás/líquido. Sua geometria é basicamente constituída por uma parte cilíndrica, que define o diâmetro do hidrociclone, acoplada a uma parte cônica, como mostra a Figura 1.

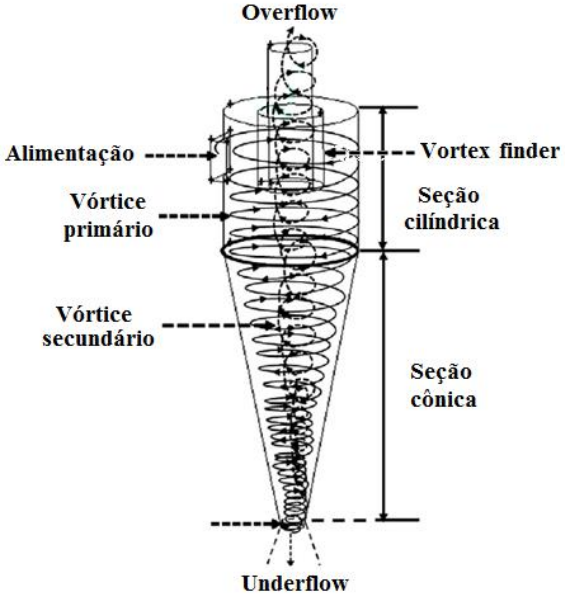


Figura 1: Desenho esquemático de um hidrociclone, mostrando o movimento espiralado do líquido em seu interior (adaptado de Murthy & Bhaskar, 2012)

Na parte cilíndrica há uma ou duas entrada(s) tangencial(ais) para a alimentação. Existem ainda dois orifícios para permitir a saída das fases concentrada e diluída. Em sua aplicação clássica, na parte superior situa-se o tubo de saída para a fase diluída, também conhecida como *overflow*, e na parte inferior da seção cônica situa-se o tubo de saída da suspensão concentrada, ou *underflow*. Quando aplicado na separação de uma fase dispersa menos densa que a fase contínua, ocorre o contrário, isto é, a suspensão concentrada na fase

leve sai pelo *overflow*, enquanto que a fase contínua sai pelo *underflow* carregando com ela as menores partículas da fase leve.

Durante sua operação, a suspensão é introduzida tangencialmente pelo tubo de alimentação com certa velocidade, fazendo com que a fase mais densa seja direcionada contra as paredes internas do equipamento e, posteriormente, seguindo o vórtice primário, saia pelo tubo de *underflow*. A fase mais leve, ou menos densa, será carreada para o orifício de *overflow* devido à geração de um vórtice ascendente (secundário). O campo centrífugo gerado no interior do hidrociclone é alguns milhares de vezes superior a força da gravidade (Kharoua *et al.*, 2010).

Os hidrociclones podem ser agrupados em "famílias", sendo bastante difundidas e estudadas as famílias Rietema (1961) e Bradley (1965). As famílias de hidrociclones são caracterizadas pelas razões de suas proporções geométricas, e geralmente são relativas ao diâmetro da parte cilíndrica do hidrociclone, Dc. Segundo Cruz (2008), a proporcionalidade dessas relações geométricas é importante para a separação desejada, pois a mesma está diretamente relacionada com a capacidade de separação dos hidrociclones. As relações geométricas de alguns hidrociclones podem ser observadas na Tabela 1.

Tabela 1: Proporções geométricas de alguns hidrociclones.
(adaptado de Cruz, 2008).

Hidrociclone	**Di/Dc**	**Do/Dc**	**VF/Dc**	**L/Dc**	**Θ**
RIETEMA	0,280	0,340	0,400	5,000	$15{,}0^o – 20{,}0^o$
BRADLEY	0,133	0,200	0,330	6,850	$9{,}0^o$
DEMCO I	0,217	0,500	1,000	4,700	$25{,}0^o$
DEMCO II	0,244	0,313	0,833	3,900	$20{,}0^o$
KREBS	0,267	0,159	-	5,874	$12{,}7^o$
MOSLEY I	0,154	0,214	0,571	7,430	$6{,}0^o$
MOSLEY II	0,160	0,250	0,571	7,710	$6{,}0^o$
AKW	0,200	0,320	0,800	6,240	$15{,}0^o$

Di = diâmetro da entrada (alimentação); Dc = diâmetro da seção cilíndrica; Do = diâmetro do tubo de *overflow*; VF = comprimento do *vortex finder*; L = comprimento total do hidrociclone; Θ = ângulo da seção cônica do hidrociclone.

A eficiência total do hidrociclone (ET) operando com uma mistura óleo-água é dada por:

$$ET = \frac{W_{oc}}{W_o} \tag{1}$$

sendo:

W_{oc} é vazão mássica de óleo no concentrado, ou seja, no *overflow*;

W_o é vazão mássica de óleo na entrada do hidrociclone.

A mesma definição apresentada para a eficiência total pode ser aplicada à eficiência granulométrica com a diferença de que esta última corresponde a um único tamanho de partícula.

$$G = \frac{W_{dc}}{W_d} \tag{2}$$

sendo:

G = Eficiência granulométrica.

W_{dc} = Vazão mássica de gotas de tamanho d no concentrado.

W_d = Vazão mássica de gotas de tamanho d na alimentação.

A razão de fluido R_F é definida como a razão entre a vazão mássica da fase contínua (água) na corrente concentrada (*overflow*), e a vazão mássica da fase contínua na alimentação. Portanto, a razão de fluido, R_F, é dada por:

$$R_F = \frac{W_{ac}}{W_a} \tag{3}$$

sendo:

W_{ac} = Vazão mássica de água no concentrado (*overflow*).

W_a = Vazão mássica de água na corrente de alimentação.

Há também a razão de fluido total R_{FT} que é baseada nas vazões volumétricas totais de líquidos nas correntes de entrada e saída do equipamento, definida por:

$$R_{FT} = \frac{(Q_A + Q_O)_{overflow}}{(Q_A + Q_O)_{entrada}} \tag{4}$$

sendo:

Q_A = vazão volumétrica de água;
Q_O = vazão volumétrica de óleo.

A eficiência total reduzida E'_T é obtida levando em consideração apenas o processo de separação gerado pelo campo centrífugo. Tal aspecto deve ser considerado visto que, mesmo sem a presença do campo centrífugo, o hidrociclone é capaz de separar a carga que entra em duas correntes.

$$ET' = \frac{E_T - R_F}{1 - R_F} \tag{5}$$

De maneira similar à eficiência total reduzida podemos obter a eficiência granulométrica reduzida G′.

$$G' = \frac{G - R_F}{1 - R_F} \tag{6}$$

O diâmetro da partícula que produz uma eficiência granulométrica reduzida de 50% é chamado de diâmetro de corte reduzido d'_{50} (Svarovsky, 1981).

A utilização dos hidrociclones em processos de separação é frequente devido às suas vantagens. De acordo com Kharoua *et al.* (2010), estas vantagens são:

- Baixos tempos de residência;
- Força centrifuga elevada, o que facilita a separação (até certo valor, veja Figura 2);
- Separam eficientemente pequenos tamanhos de gotas (iguais ou maiores que 10 µm);
- São equipamentos compactos, necessitando de pequeno espaço para instalação;
- Os custos operacionais e a manutenção são relativamente baixos e
- Podem operar em qualquer orientação (vertical, horizontal ou inclinada).

Quanto as desvantagens, podemos ressaltar que os hidrociclones são mais susceptíveis a abrasão do que outros separadores e a existência de forças cisalhantes elevadas torna-se uma desvantagem para separação de materiais floculantes (Svarovsky, 1984).

A vazão de alimentação interfere na eficiência de separação. Quando a vazão de alimentação é aumentada, apesar da diminuição do tempo de residência, aumenta-se também a intensidade do campo centrífugo e, consequentemente, maiores valores para a eficiência são

esperados para o equipamento. No entanto, na separação de gotas, isto só acontece até determinado valor de vazão Q_{min} (Figura 2), pois, se a mesma continuar sendo aumentada, é esperado uma estabilização no valor da eficiência. O trabalho de Meldrun (1988) mostra a formação de uma região plana (*plateau*) que revela a faixa de vazão na qual a eficiência de separação não é alterada (Figura 2). Isto acontece devido ao aumento das tensões de cisalhamento que acompanha o aumento da vazão, que provoca a quebra de gotas de óleo.

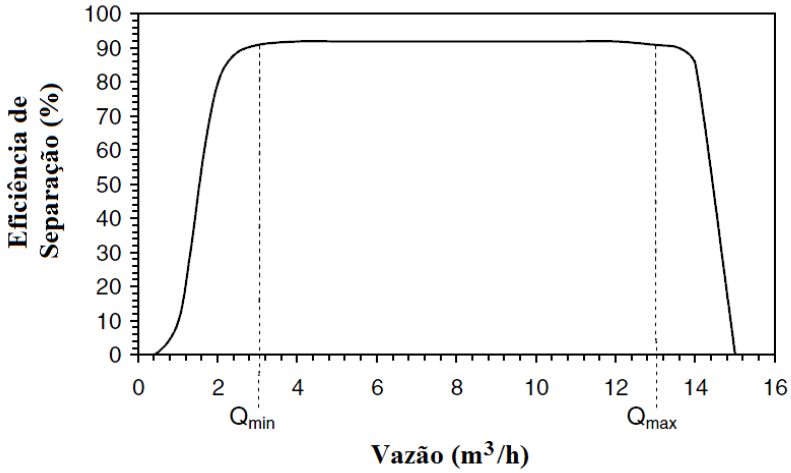


Figura 2: A influência da vazão de alimentação sobre a eficiência de separação em hidrociclones líquido-líquido (adaptado de Meldrun, 1988).

Caso ainda seja aumentada a vazão de alimentação, a ponto de ultrapassar o valor de Q_{max}, a eficiência de separação começará a diminuir, e o efeito esperado na eficiência, com o aumento da vazão, será o oposto.

O escoamento no interior de hidrociclones para a separação líquido-líquido é complexo já que se trata de um escoamento multifásico tridimensional com quebra e coalescência de gotas (Kharoua *et al.*, 2010).

O final da década de 1970 marca o início do emprego dos hidrociclones destinados à separação de águas oleosas. Pesquisas lideradas pelo professor Martin Thew da Universidade de Southampton, Inglaterra, resultaram na primeira patente de um hidrociclone empregado no tratamento de águas oleosas. Devido a esta nova aplicação, estes hidrociclones foram chamados de "*de-oiling*" (Young *et al.*, 1994).

O primeiro e sem sucesso protótipo de Thew para o hidrociclone "*de-oiling"* foi o modelo cilíndrico (Colman & Thew, 1980), com duas entradas tangenciais na parte superior e inferior do equipamento, como mostra a Figura 3a. Experimentos foram conduzidos com partículas de polipropileno, com diâmetro médio igual a 38 µm e densidade de 900 kg m^{-3}, para simular as gotas de óleo. Estes experimentos com partículas sólidas revelaram baixos valores de eficiência de separação, e permitiram o desenvolvimento de mais três novos modelos de hidrociclones mais eficientes.

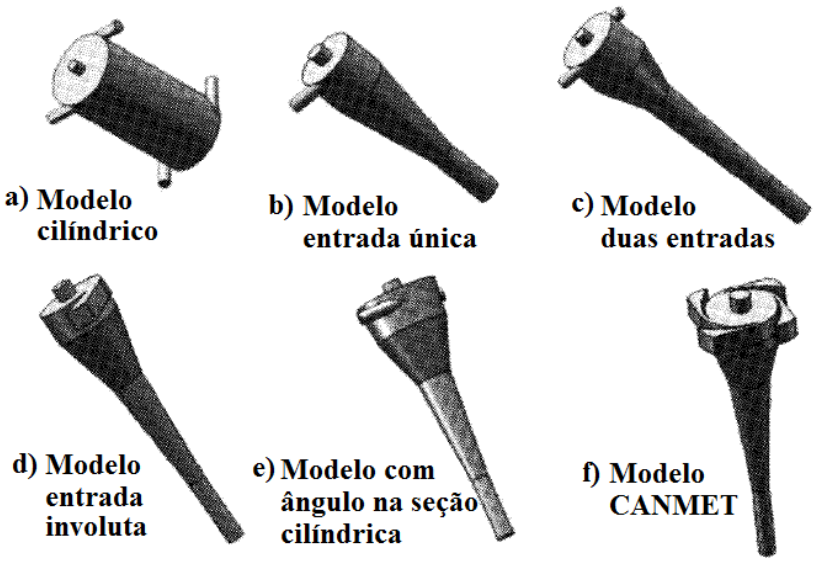


Figura 3: Evolução na geometria dos hidrociclones "*de-oiling*" de Thew.
(adaptado de Kharoua *et al.* 2010)

O primeiro destes três novos modelos de hidrociclones possuía apenas uma entrada tangencial na seção cilíndrica, onde se localizava o orifício de *overflow* (Figura 3b). Este hidrociclone foi caracterizado pelo aparecimento uma nova seção cônica, finalizada por uma seção cilíndrica reta. A seção cônica juntamente com a seção circular reta, contribuiu para o aumento no comprimento do hidrociclone, o que conduziu a maiores tempos de residência das partículas, resultando em maiores valores de eficiências. A percepção experimental foi de que o efeito ciclônico responsável pela separação se intensificava na seção cônica, e a geometria evoluiu então para o surgimento de uma segunda seção cônica, de ângulo mais suave, e para duas entradas tangenciais, como mostra a Figura 3c. Mais tarde verificou-se que a dupla entrada uniformizava o campo de pressão e de velocidade em torno do eixo principal do equipamento.

A última das três principais modificações que foram citadas anteriormente culminou na diminuição do comprimento da seção cilíndrica e na substituição da dupla entrada por uma seção de alimentação retangular (Figura 3d). Young *et al.* (1994) buscaram as dimensões ótimas para hidrociclones de seção retangular estudando os efeitos de cada umas das variáveis geométricas. O modelo do hidrociclone de Young *et al.*, conhecido como Amoco (*Amoco oil-water hydrocyclone*), representa uma modificação das dimensões originais deste último hidrociclone de Thew. As modificações propostas por Young *et al.* (1994) resultaram em um comprimento de *vortex finder* igual ao comprimento da seção cilíndrica superior. A seção cilíndrica próxima ao *underflow* foi modificada para uma seção cônica de ângulo suave. As modificações propostas por Young *et al.* para o hidrociclone de Thew revelaram aumento de cerca de 20% na eficiência de separação para tamanhos de gotas menores que 20 µm.

Belaidi & Thew (2003) propuseram uma pequena modificação no modelo de entrada em voluta para melhorar a separação de gás livre presente na mistura alimentada. Nesta nova geometria, a seção cilíndrica reta superior, tornou-se levemente cônica como mostra a Figura 3e. Com esta última modificação, observou-se que o *plateau* existente na figura de eficiência de separação em função da vazão de alimentação, na ausência de gás livre, foi elevado.

Hashmi *et al.* (2004) apresentaram o desempenho do hidrociclone CANMET que foi patenteado e conduzido à testes experimentais em 1999. O equipamento, que pode ser visto na Figura 3f, possuía novas características, tais como: múltiplas entradas para manter em linha reta o núcleo de óleo próximo ao eixo central, orifício de *overflow* ajustável e uma camisa de aquecimento para reduzir a viscosidade do óleo, contribuindo para o aumento da eficiência de separação.

Recentemente, diferentes estudos para a separação óleo-água envolvendo hidrociclones foram conduzidos e estão disponíveis na literatura. Destacam-se os trabalhos de Liu *et al.* (2012), Bai *et al.* (2011, 2009), Zhou *et al.* (2010), Kharoua *et al.* (2010), Zhao *et al.* (2010), Almeida *et al.* (2009), Schütz *et al.* (2009), Husveg *et al.* (2007), Belaidi & Thew (2003), entre outros. É interessante ressaltar que nenhum destes trabalhos foram dedicados à separação óleo-água com altas concentrações de óleo. Uma avaliação mais abrangente sobre hidrociclones para separar óleo-água, com baixas concentrações de óleo, será abordada na revisão bibliográfica.

O conhecimento do campo de escoamento no interior do hidrociclone é importante para o entendimento, previsão e melhorias no desempenho do equipamento. Neste âmbito, Averous & Fuentes (1997) iniciaram suas pesquisas com hidrociclones utilizando a Fluidodinâmica Computacional (CFD). O primeiro trabalho envolvendo a técnica CFD para modelar o escoamento no interior de hidrociclones foi o de Hargreaves e Silvester (1990) *apud* Medronho *et al.* (2005). Neste trabalho, a geometria estudada foi a de Colman e Thew (1980), com a abordagem lagrangeana para o movimento das partículas e desconsiderando os efeitos de quebra e coalescência.

Estudos mais recentes envolvendo a separação óleo-água usando CFD podem ser encontrados nos trabalhos de Liu *et al.* (2012), Lim *et al.* (2010), Schütz *et al.* (2010), Almeida *et al.* (2009), Delgadillo & Rajamani (2005), Olson & Van Ommen (2004), Slack *et al.* (2004). A fluidodinâmica computacional é uma ferramenta poderosa e com aplicação em várias vertentes da engenharia química e, dentre suas vantagens, pode-se ressaltar o fato de que ela permite a investigação do escoamento de fluidos dentro dos equipamentos em inúmeros processos. Poderão ser previstos os perfis internos de velocidade (tangencial, radial e axial), pressão e concentração, em qualquer ponto onde houver escoamento, sem as desvantagens de custos e tempo relacionados à realização de experimentos. Muitas vezes é difícil obter experimentalmente tais perfis para a descrição do complicado campo de escoamento no interior do hidrociclone. São necessários equipamentos precisos e o usuário deve dominar a técnica para a interpretação dos dados experimentalmente adquiridos.

Uma das vantagens do uso da técnica da Fluidodinâmica Computacional é a redução de custos e de tempo quando comparada com atividades experimentais equivalentes. É possível simular escoamentos que não podem ser facilmente medidos ou realizados experimentalmente, tais como:

- Escoamento no interior de ciclones e hidrociclones;
- Vazamento de gases tóxicos ou inflamáveis em ambientes confinados ou abertos;
- Explosões;
- Combustão;
- Escoamentos em reservatórios de petróleo, em *risers*, em biorreatores e ao redor de carros, aviões ou foguetes.

Algumas técnicas foram abordadas em projetos de pesquisa no que diz respeito à aquisição de dados sobre o campo de escoamento no interior do hidrociclone. O campo de velocidade tem sido o foco principal para melhor interpretar o escoamento no interior destes equipamentos. A velocimetria por imagem de partícula (PIV - *Particle Image Velocimeter*), a Anemometria *Laser-Doppler* (LDA - *Laser Doppler Anemometry*) e a Anemometria a fio-quente (AFQ) são técnicas que se destacam na literatura.

A velocimetria por imagem de partículas consiste em medir a velocidade de partículas reflexivas especiais, por meio da determinação do deslocamento destas, dentro do equipamento, no intervalo de tempo conhecido entre dois pulsos de laser (Figura 4). O deslocamento das partículas é detectado por câmeras e são obtidos mapas de velocidades bidimensionais no plano de aplicação do feixe de laser.

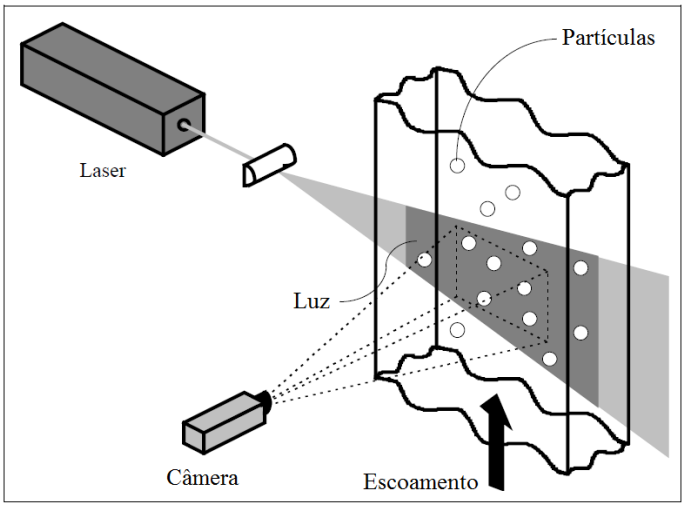


Figura 4: Princípio básico do funcionamento do PIV (adaptado de *Flow Manager User´s Guide*, 2000)

O método para a medição do campo de velocidade empregando a velocimetria por imagem de partícula é não invasivo, o que não permite que o dispositivo interfira no escoamento. Entretanto, a utilização desta técnica traz certo inconveniente devido ao fato que, para executar as medidas, é necessário que o escoamento esteja confinado em paredes transparentes.

Atualmente, existem aparatos onde é possível medir o campo de velocidade das fases líquida e gasosa. Quando esta técnica é aplicada ao estudo de escoamento de bolhas, essa é também conhecida como Bubble Image Velocimetry (BIV). A mesma também pode ser

adaptada para medir, além de distribuições de velocidades, distribuições de fração volumétrica de gás.

O emprego da velocimetria por imagem de partículas na determinação dos perfis de velocidade no interior de hidrociclones pode ser encontrado nos trabalhos de Marins *et al.* (2010), Lim *et al.* (2010) e Fisher & Flack (2002).

Além da medição não intrusiva no escoamento e medição da velocidade por meio de partículas reflexivas, Marins (2007) ainda ressalta que a velocimetria por imagem de partícula possui outras vantagens, como a alta resolução espacial e a possibilidade da medição dos três componentes do vetor velocidade.

A anemometria a fio-quente e a anemometria laser doppler também podem ser empregadas na caracterização do campo de velocidade em um escoamento. A anemometria a fio-quente utiliza o princípio da transferência de calor entre um fluido e um sensor. O sensor é feito de tungstênio e é um dos resistores que integram uma ponte de Wheatstone. Um circuito lê a tensão de desbalanceamento da ponte, devido às trocas de calor com o fluido, a amplifica, e realimenta a ponte com uma nova tensão até um novo equilíbrio. A tensão de saída varia com a velocidade do fluido e então é possível medir a grandeza desejada (Silva Freire *et al.*, 2006). A desvantagem da anemometria a fio-quente é o fato de ser um método invasivo e que, possivelmente, interfere no campo de escoamento, principalmente quando se trata de hidrociclones.

A Anemometria Laser Doppler emprega feixes de raios laser para iluminar pequenas partículas presentes no fluido, provocando espalhamento de luz que é detectado por um sistema óptico. A frequência da luz espalhada é diretamente proporcional à velocidade do fluido, propiciando a descrição do campo de velocidade (Silva Freire *et al.*, 2006). Os trabalhos de Bai *et al.* (2009), Fisher & Flack (2002), Chiné & Concha (2000), Hsieh & Rajamani (1991), Dabir & Petty (1984) e Smyth *et al.* (1984), utilizaram o LDA para determinar os perfis tangenciais e axiais de velocidade no interior dos hidrociclones.

É importante ressaltar que essas duas últimas técnicas apresentadas, LDA e AFQ, são técnicas de medição pontual no escoamento, enquanto que a velocimetria por imagem de partículas fornece dados globais do escoamento em sua janela operacional. Como a turbulência é caracterizada por escalas espaciais e temporais, a velocimetria por imagem de

partículas fornece uma descrição mais completa do escoamento, revelando a formação de vórtices, devido à aquisição dos dados globais no campo do escoamento.

Neste trabalho, a proposta para um novo hidrociclone de dupla entrada para separar dispersão óleo-água (40% - 60% v/v) será apresentada. As variáveis geométricas envolvidas neste estudo são: diâmetro do *overflow* (Do), diâmetro do *underflow* (Du), comprimento do *vortex finder* (VF), comprimento da parte cilíndrica (L1), ângulo da primeira parte cônica (Θ_1), ângulo da segunda parte cônica (Θ_2) e o diâmetro da entrada (Di). Para estudar o efeito da mudança de valores para cada uma destas variáveis, um planejamento de experimento foi empregado.

Com o planejamento de experimentos, é possível obter informações mais completas sobre o fenômeno estudado com um número reduzido de experimentos e, consequentemente, com os mais baixos custos com materiais. O desenvolvimento de métodos estatísticos para a análise de dados, combinados com o desenvolvimento dos computadores, vem revolucionando a pesquisa e o desenvolvimento de trabalhos em todos os campos da ciência (Lazic, 2004).

A metodologia do planejamento fatorial é uma ferramenta fundamentada na teoria estatística, que fornece informações seguras sobre o processo, minimizando o empirismo que envolve técnicas de tentativa e erro (Box *et al.*, 1978, apud, Rodrigues & Iemma, 2009).

Algumas vantagens do planejamento de experimentos, de acordo com Rodrigues & Iemma (2009), são listadas abaixo.

- Reduz o número de experimentos ou repetições e melhora a qualidade da informação obtida através dos resultados;

- Os fatores são analisados simultaneamente, podendo verificar e quantificar efeitos sinérgicos e antagônicos entre os fatores de interesse;

- Possibilidade de otimizar mais de uma resposta ao mesmo tempo;

- É possível calcular e avaliar o erro experimental;

- A obtenção dos resultados de acordo com a influência das variáveis em um determinado processo dependerá mais da competência do profissional em sua área de atuação, do que de seus conhecimentos estatísticos.

A distribuição de tamanho das gotas de óleo também foi avaliada quando os experimentos com a mistura óleo-água foram realizados na etapa final deste trabalho. O equipamento empregado para a determinação de tais diâmetros foi o FBRM (*Focused Beam Reflectance Measurement*), que na verdade faz leitura de tamanhos de cordas. A caracterização da distribuição de tamanho de cordas utilizando o FBRM é realizada por retroespalhamento (*backscattering*). O retroespalhamento é determinado pela reflexão das partículas na interface da mistura. De acordo com Oliveira (2010), o *laser* é focado por meio de uma janela de safira dentro do processo onde forma-se um ponto focal. As lentes óticas rotativas no interior da sonda varrem um caminho circular com uma velocidade tangencial constante de 2 m s^{-1}. No momento em que a partícula é visualizada pela câmera, a luz é refletida e detectada por um fotodiodo. O sinal retroespalhado resultante é analisado para determinar o comprimento da corda, que é proporcional ao tamanho das partículas encontradas no ponto da varredura. Um esquema do funcionamento é mostrado na Figura 5.

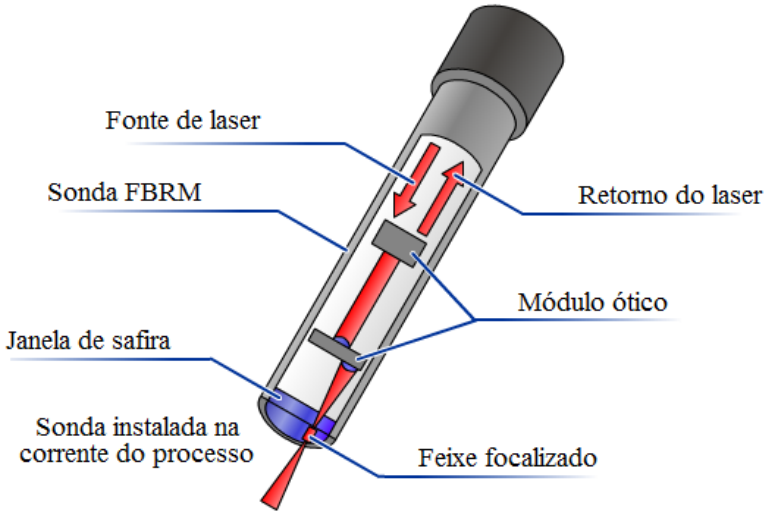


Figura 5: Esquema do princípio de funcionamento da sonda FBRM (adaptado de www.us.mt.com).

O comprimento da corda de uma partícula é calculado de acordo com a duração do sinal obtido pelo plano focal, como mostra a Figura 6. Nota-se que as partículas, às quais seus comprimentos de cordas foram medidos, estão dentro do plano focal. Partículas que estão fora do foco ou que possuem desvio não ideal na intensidade do sinal não são contabilizadas. A contabilização do número de partículas ocorre para diferentes faixas de tamanhos de partículas. É possível contabilizar partículas com diâmetros que variam desde 10 até 5000 µm.

A vantagem da utilização da sonda FBRM é que as medidas das distribuições dos tamanhos de cordas são feitas em tempo real e também podem ser aplicadas em misturas com concentrações bastante elevadas, como é o caso deste trabalho. A interface do software FBRM também mostra as distribuições de frequências obtidas mediante a análise da mistura. O histograma da distribuição do tamanho de corda e a respectiva curva cumulativa também podem ser mostrados.

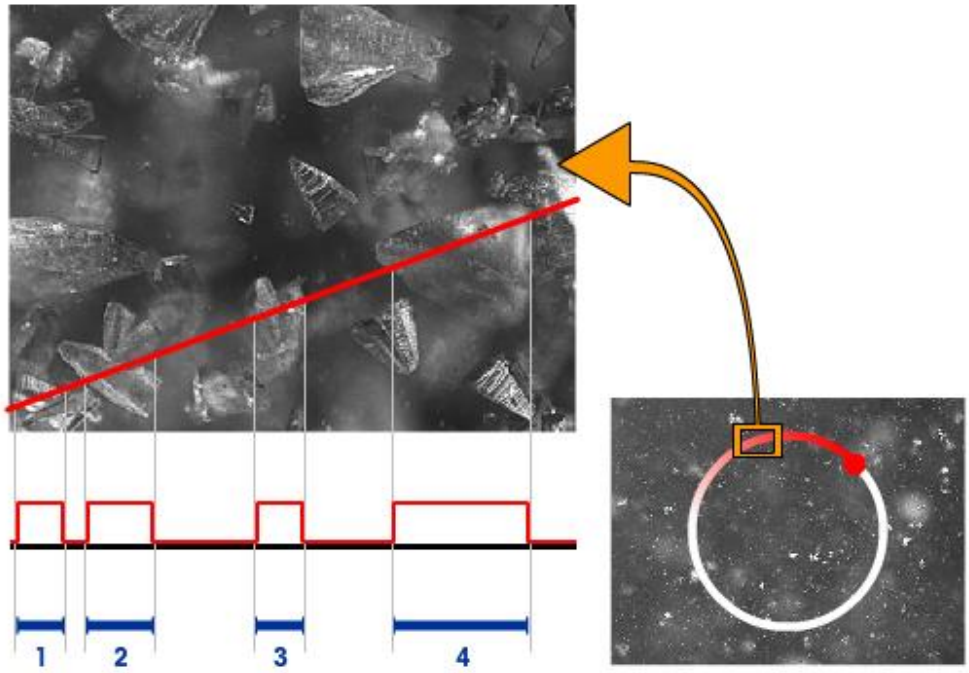


Figura 6: Esquema que mostra o método utilizado pelo FBRM para descrever o comprimento da corda das partículas. (fonte: www.us.mt.com)

É importante ressaltar que os princípios de medição de cada um dos diferentes equipamentos para medidas de distribuição de tamanho de gotas ou partículas são diferentes, apresentando resultados diferentes. Por isso, de acordo com Oliveira (2008), a comparação entre os resultados da distribuição de tamanho de gotas obtidos em equipamentos diferentes deve ser feita com bastante cautela.

3. Objetivos

- Projetar um hidrociclone com dupla entrada capaz de promover a separação da dispersão óleo-água (40% - 60%), com elevada eficiência de separação e baixa razão de fluido. Os efeitos das sete variáveis geométricas deste trabalho (Do, Du, VF, L1, Θ_1, Θ_2 e Di) foram estudados por meio de um planejamento fatorial reduzido do tipo 2^{7-3}, que resultou em dezessete geometrias a serem estudadas por meio da simulação computacional utilizando o Fluent 12.1 (Ansys).

- Determinar o hidrociclone ótimo resultante do planejamento e construí-lo em acrílico para medir seus perfis de velocidades utilizando a velocimetria por imagem de partículas (PIV) e compará-los com os perfis obtidos pela simulação.

- Obter os valores de eficiência total de separação da mistura óleo-água a partir de experimentos e confrontá-los com os resultados obtidos por simulação numérica.

- Avaliar qual a influência da razão de fluido total (volume total de fluido na corrente do *overflow* dividido pelo volume total de fluido na entrada do hidrociclone) na eficiência de separação.

- Medir a distribuição do tamanho de gotas nas correntes de entrada, *overflow* e *underflow*. Utilizar a distribuição cumulativa de duas destas correntes quaisquer para obter a eficiência granulométrica reduzida versus diâmetro de partículas e determinar o valor do diâmetro de corte (d'_{50}) experimental.

4. Revisão Bibliográfica

4.1 Hidrociclones.

Os trabalhos disponíveis na literatura empregando hidrociclones para a separação óleo-água tratam apenas de correntes com baixas composições da fase óleo. Suas aplicações se restringem ao tratamento de águas com quantidade residual de óleo, e que geralmente não ultrapassam o valor de 1% (p/p ou v/v). A seguir são citados os trabalhos de alguns autores que confirmam que o grande emprego dos hidrociclones para a separação água-óleo é destinado á baixas frações de óleo.

Bai *et al.* (2011) estudaram a separação de óleo-água por meio de hidrociclones com concentração de óleo de 100 mg L^{-1}, utilizando injeção de bolhas de ar para melhorar a eficiência de separação. O estudo revelou que quando a razão ar-líquido estava abaixo de 1%, havia melhora significativa na remoção de óleo, e que o valor máximo para a eficiência, foi atingido quando a razão ar-líquido estava próxima a 1 %.

Zhou *et al.* (2010) investigando a distribuição de gotas de óleo e o campo de velocidade no interior de um hidrociclone, para a separação óleo-água, utilizaram a concentração de óleo em torno de 40 mg L^{-1}. A concentração de gotas de óleo na parte superior da seção cilíndrica atingiu um valor constante, mas à medida que se aproximava do orifício de *underflow* a concentração foi diminuída.

Almeida *et al.* (2009) simularam numericamente a separação óleo-água no hidrociclone projetado para baixas frações de óleo, proposto por Nezhati & Thew (1987). A concentração de óleo utilizada foi de 0,1 % (v/v). Os campos de velocidade axial e tangencial foram determinados em várias alturas ao longo do comprimento do equipamento e os resultados para eficiência do hidrociclone, de acordo com o diâmetro de gota, ficaram próximos aos resultados experimentais obtidos pelos autores citados.

De acordo com Chu *et. al*. (2000), modificações na geometria dos hidrociclones foram feitas em seu trabalho e também por outros pesquisadores (Zhao *et al.*, 2010; Schütz *et al.*, 2009; Young *et al.* 1994; Nezhati & Thew, 1987), objetivando geometrias ótimas para diferentes aplicações industriais.

Zhao *et al.* (2010) estudaram os efeitos das variáveis geométricas sobre a eficiência de separação dos hidrociclones AIDOH (*Air Injected de-oiling Hydrocyclone)* por meio de experimentos que envolveram a injeção de ar no interior do equipamento. Os autores confirmaram que o comprimento do *vortex finder* influencia a eficiência de separação no hidrociclone AIDOH. Quanto maior o comprimento do *vortex finder*, melhor é a eficiência de separação. Segundo os autores isto ocorre porque, para os maiores comprimentos do *vortex finder*, o escoamento no interior da seção cônica não é perturbado como ocorre para os menores comprimentos. Confirmou-se também que para os maiores diâmetros do *overflow*, a eficiência de separação foi mais elevada.

No trabalho de Schütz *et al.* (2009), o hidrociclone com duas seções cônicas mostrou que o gradiente de velocidade sofre menos perturbação do que o hidrociclone padrão, cônico-cilíndrico, além de ter apresentado menores taxas de quebra de gotas no interior do equipamento. A utilização do hidrociclone com dupla entrada, ao invés de uma, resultou na diminuição das forças dos fluidos na região de transição entre a entrada do hidrociclone e a parte cilíndrica, onde ocorre a pré-separação. Em ambas as aplicações, seção cônica dividida em duas e a dupla entrada, a eficiência de separação foi melhorada.

Young *et al.* (1994) descreveram em seu trabalho experimental as dimensões ótimas de um hidrociclone para a separação óleo-água. Os autores aperfeiçoaram a geometria do hidrociclone utilizado por Colman & Thew em seu trabalho no ano de 1980. O hidrociclone ficou conhecido como Amoco (*Amoco Production Company*) e as variáveis investigadas foram o diâmetro de entrada (Di), diâmetro da seção cilíndrica (Dc) e o ângulo da seção cônica (Θ), além de alterações nas variáveis operacionais. Os autores concluíram que o aumento no comprimento da seção cilíndrica do hidrociclone reduz a eficiência de separação. O diâmetro da entrada igual a um quarto (1/4) do diâmetro da seção cilíndrica e ângulo da seção cônica de aproximadamente 6°, melhoram significativamente a eficiência de separação.

Nezhati & Thew (1987) analisaram em seu trabalho com hidrociclone para a separação óleo-água, a influência do diâmetro de entrada sobre alguns grupos adimensionais. Também foi observada a variação sobre a queda de pressão e eficiência de separação de acordo com as modificações propostas para o diâmetro de entrada. Verificou-se que o aumento no comprimento da parte cilíndrica próximo ao *underflow*, contribui para um pequeno, mas significativo, aumento na eficiência de separação, principalmente para os menores diâmetros

de gotas. Para dispersões com baixa concentração, a queda de pressão aumenta com o aumento da vazão.

4.2 Planejamento de Experimentos

A utilização do planejamento de experimentos aplicado ao estudo de variáveis geométricas ou operacionais, para separações usando hidrociclones, como é o caso deste trabalho de doutoramento, pode ser observado no trabalho experimental de Obeng *et al.* (2005), Alves e Medronho (2012), Freitas *et al.* (2009), Rego e Medronho (2007) e Carvalho e Medronho (2008 e 2005).

Obeng *et al.* (2005) empregaram em seu trabalho um planejamento experimental para avaliar parâmetros geométricos e operacionais em um hidrociclone, operando com partículas sólidas e com dois tubos de *overflow* concêntricos (interno e externo). Um delineamento composto central rotacional (DCCR) com 30 experimentos foi usado para modelar os efeitos da pressão de entrada, concentração de sólidos, comprimento e diâmetro do *vortex finder* interno, sobre o desempenho operacional (eficiência) de um hidrociclone de três produtos. As faixas dos valores das variáveis usadas foram: pressão de entrada: 80-130 kPa; concentração de sólidos: 30-60%; comprimento do *vortex finder* interno, abaixo do *vortex finder* externo: 50-585 mm; diâmetro do *vortex finder* interno: 35-50 mm. As variáveis respostas analisadas foram: vazão volumétrica de alimentação, distribuição do tamanho de partículas na corrente do *overflow* interno e externo, e a recuperação da água no *overflow* interno. Observou-se que quanto maior a pressão, maior foi o valor da vazão volumétrica. O diâmetro das partículas que são separados com 80% de eficiência na corrente do *overflow* interno se torna maior com o aumento da pressão na entrada, e com o aumento do comprimento do *vortex finder* interno. O aumento na pressão de entrada ou no diâmetro do *vortex finder* interno aumenta a recuperação de água na corrente do *overflow* interno. O aumento do comprimento do *vortex finder* interno diminui a recuperação de água na corrente do *overflow* interno. Os resultados foram interpretados utilizando-se um nível de confiança de 90%, e os modelos obtidos para a previsão do comportamento das variáveis respostas, consideraram apenas as variáveis significativas no intervalo estudado.

Como pôde ser observado na descrição do trabalho de Obeng *et al.* (2005), quatro variáveis foram investigadas, o que permitiu aos autores fazerem um delineamento composto central rotacional. O número total de experimentos realizados no DCCR é igual a $2^k+2k+P.C.$,

em que k é o número de variáveis e P.C., os pontos centrais. O total de experimentos, 30, para quatro variáveis no delineamento proposto pelos autores, ainda é razoável para se realizar. Dezesseis desses experimentos representam a combinação entre os valores mínimos e máximos de todas as variáveis; oito são os pontos axiais, o qual garante que a variância do modelo predito é constante em todos os pontos equidistantes a partir do ponto central; e os outros seis experimentos, realizados em replicata no ponto central, que apontam uma estimativa independente dos erros experimentais.

Alves (2012) realizou um delineamento composto central rotacional em seu planejamento de experimento, para o estudo de otimização de hidrociclones para minimizar a fração volumétrica de óleo na corrente diluída (*underflow*). O hidrociclone estudado foi para a separação óleo-água de águas oleosas oriundas de refinaria. As variáveis independentes estudadas foram duas, o diâmetro do *overflow* e do *underflow*. As variáveis respostas avaliadas foram: eficiência granulométrica reduzida; razão de fluido; concentrações de óleo nas saídas do *overflow* e *underflow*. Foi observado que quanto maior o diâmetro do concentrado (*overflow*) e menor o diâmetro do diluído (*underflow*), maiores valores eram obtidos para a razão de fluido e eficiência granulométrica. O autor concluiu que a concentração de óleo na saída do diluído foi de 58 ppm, para uma alimentação que continha 5000 ppm. Foi verificado também que, se fosse utilizado um arranjo de hidrociclones em série, a concentração de óleo poderia alcançar 43 ppm na corrente do diluído. Os resultados mostraram que o hidrociclone estudado pode ser aplicado a separação de dispersões óleo-água, com baixos teores de óleo, com eficiência de separação superior a 99% (Coelho *et al.*, 2012).

Freitas *et al.* (2009) analisaram a influência de variáveis geométricas na eficiência de separação, em hidrociclones para o tratamento de água produzida. As variáveis envolvidas foram: diâmetro da parte cilíndrica do hidrociclone, diâmetro do *overflow* e *underflow*, altura do duto de alimentação, comprimento do *vortex finder* e da parte cilíndrica do hidrociclone. O planejamento fatorial foi do tipo 2^{6-2}, resultando em dezenove simulações, os quais três foram os pontos centrais. Os resultados das três simulações numéricas no ponto central foram iguais. Foi observado que as variáveis que mais afetam a eficiência de separação são os diâmetros de *overflow* e *underflow*. Concluiu-se que os maiores valores de eficiência granulométrica reduzida são obtidos com os maiores valores do diâmetro do *overflow* e os menores de

underflow. Os menores resultados de razão de fluido foram obtidos com os menores valores do diâmetro do *overflow* e os maiores valores de *underflow*.

4.3 Fluidodinâmica Computacional

A fluidodinâmica computacional é uma área de estudos de grande importância na engenharia e consiste na ciência de prever o escoamento de fluidos, transferência de calor e de massa, parâmetros cinéticos em reações químicas, entre outros. Tais previsões são obtidas através da resolução numérica, utilizando-se métodos computacionais, das equações matemáticas que governam esses processos (Bastos, 2011).

Segundo Ramirez (2009), os códigos computacionais CFD permitem obter conhecimentos mais profundos sobre o campo de velocidade, o campo de pressão e turbulência nos separadores ciclônicos, de forma a permitir a otimização do desempenho do equipamento. Tais conhecimentos são possíveis a partir da completa solução das equações de conservação de massa e movimento.

O rápido avanço da capacidade computacional vem permitindo a utilização desta ferramenta em casos complexos, de interesse não apenas acadêmico, mas também industrial. Este avanço vem permitindo, cada vez mais, a utilização de modelos computacionalmente mais rigorosos, tanto de natureza numérica quanto fenomenológica (Alves, 2012).

A seguir, serão descritos alguns trabalhos científicos disponíveis na literatura, que ressaltam o uso da Fluidodinâmica computacional auxiliando a descrição e entendimento do escoamento no interior de hidrociclones.

Slack *et al.* (2004) utilizaram a fluidodinâmica computacional (ANSYS FLUENT) para simular numericamente o trabalho experimental de Monredon *et al.* (1990). O diâmetro do hidrociclone foi de 75 mm (diâmetro da parte cilíndrica), operando aberto para a atmosfera e com a formação do núcleo gasoso (*air core*). A malha (*mesh*) utilizada no corpo principal do hidrociclone foi hexaédrica, pois as mesmas são menos propensas a erros devido à difusões numéricas, e tetraédrica na parte da entrada do hidrociclone. O modelo de turbulência adotado pelo autor foi o modelo dos tensores de Reynolds (RSM- *Reynolds Stress Model*), e a formação dos vórtices, livre e forçado, pôde ser claramente observada. Os perfis de velocidade tangencial e axial foram medidos em duas alturas diferentes no interior do hidrociclone, que operou apenas com água, e comparado com os dados experimentais obtidos

por Monredon *et al.* (1990). Os desvios entre os dados simulados e experimentais foram pequenos, mostrando que a metodologia descrita no artigo pode auxiliar pesquisadores no projeto de hidrociclones.

Noroozi & Hashemabadi (2011) estudaram por meio da Fluidodinâmica computacional, a influência do formato da seção superior de pré-separação (tradicionalmente conhecida como parte cilíndrica) na eficiência de separação dos hidrociclones para a separação óleo-água, com baixas concentrações de óleo. Três hidrociclones com seções superiores, diferentes uma das outras, foram comparados com o hidrociclone *de-oiling* de Belaidi e Thew (2003). Os formatos das seções superiores do corpo dos três hidrociclones foram: exponencial, cônico e polinomial quadrático. O trabalho também teve o objetivo de avaliar a taxa de dissipação da energia cinética e perfis de velocidade no interior dos hidrociclones. As simulações foram feitas no regime transiente, o modelo de turbulência empregado foi o RSM, o modelo de mistura (*Mixture Model*) foi utilizado para resolver o escoamento multifásico e o algoritmo SIMPLE (*Semi-Implicit Pressure Linked Equations*) foi usado para combinar as equações de fluxo, que contém o termo de pressão, e a Equação da continuidade para as duas fases, com o objetivo de obter a distribuição de pressão no interior do hidrociclone. O esquema QUICK (*Quadratic Upstream Interpolation for Convective Kinetics*) foi utilizado para interpolar as variáveis a partir do centro até as faces dos volumes de controle, o qual é recomendado para maior precisão em escoamentos complexos como o caso dos hidrociclones. A malha não-estruturada utilizada foi tetraédrica com 450.000 elementos. Os efeitos de quebra de gotas foram desconsiderados nas simulações. Os autores validaram suas simulações com os dados experimentais obtidos por Belaidi e Thew (2003). Os resultados mostraram que a separação máxima do óleo nos modelos cônicos e exponencial ocorreu na seção superior dos hidrociclones, enquanto que para os outros dois modelos, *de-oiling* padrão e polinomial, a separação ocorreu ao longo de todo o corpo do hidrociclone. Em varias posições axiais a partir do topo dos hidrociclones, notou-se que a taxa de dissipação da energia cinética próxima às paredes é maior do que próximo ao eixo central do hidrociclone. A magnitude desta taxa de dissipação é reduzida a partir do topo do hidrociclone, em direção à saída de *underflow*. Os resultados também mostraram que o formato polinomial da seção superior do hidrociclone, melhorou a eficiência de separação em aproximadamente 8%. Tal melhoria no valor da eficiência se deve ao fato das altas velocidades tangenciais, baixa dissipação da energia cinética e a eliminação do vórtice de recirculação na seção superior, quando comparado com o hidrociclone padrão de Belaidi e Thew (2003). Os perfis de velocidade

axial e tangencial foram plotados ao longo da direção axial do hidrociclone (20 mm, 60 mm, 90 mm e 240 mm, a partir do topo do hidrociclone). Os resultados apontaram uma diminuição no pico de velocidade ao longo do eixo central do hidrociclone, quando se avançava para o orifício de *underflow*.

Almeida *et al.* (2005) utilizaram o pacote Ansys FLUENT para simular numericamente o hidrociclone para a separação óleo-água proposto por Nezhati e Thew (1987). Como se tratou de hidrociclone para baixas concentrações de óleo, como já descrito antes para este trabalho, apenas a fase contínua foi resolvida como um escoamento não-estacionário, monofásico, incompressível e isotérmico para um fluido Newtoniano. A fração volumétrica da fase dispersa foi baixa o suficiente para desprezar sua influência no movimento da fase contínua. A simulação foi conduzida com vazão volumétrica de 100 L s^{-1} na entrada dupla do hidrociclone, vazão mássica no *overflow* (1% da vazão na entrada) e pressão prescrita no *underflow*. A fase dispersa pode ser resolvida após a solução da fase contínua de uma forma serial, conhecida como acoplamento "uma-via", que torna a simulação numérica de escoamentos multifásicos muito mais barata computacionalmente. Os autores também utilizaram malha hexaédrica com 300.000 elementos e o modelo de turbulência adotado foi o SSG (Speziale, Sarkar e Gatski, 1991). Os autores concluíram que os resultados foram satisfatórios (baixos desvios) quando comparado com os dados experimentais de Nezhati e Thew (1987). O custo computacional foi razoável para a solução do escoamento da fase contínua, e ainda mais barata computacionalmente, para a fase dispersa. As diferenças existentes entre os dados de experimentos e simulados, podem ser justificados por incertezas nos dados experimentais.

Wang *et al.* (2011) compararam os perfis de velocidade axial e tangencial em três regiões críticas no interior de um hidrociclone por meio de experimentos (*Velocimetria Laser Doppler*) e também pela fluidodinâmica computacional. As regiões avaliadas foram: transição da parte cilíndrica para a seção cônica, a região do meio da seção cônica e, por último, a região próximo ao orifício de *underflow*. O escoamento estudado foi monofásico, apenas água para caracterizar o campo de escoamento, e partículas traçadoras para auxiliar nas medições com LDV. O pacote computacional foi o Ansys FLUENT, o modelo de turbulência adotado foi o RSM, regime permanente, algoritmo para o acoplamento das equações da continuidade e momento foi SIMPLE, o esquema de discretização espacial usado foi QUICK, o esquema adotado para interpolação da pressão foi PRESTO!. Os resultados da simulação numérica

apresentaram baixos desvios quando comparado com os dados de velocidade e pressão experimentais. Por meio da análise de todo o campo de escoamento, as características de distribuição de três importantes parâmetros do escoamento foram obtidos: a distribuição da pressão estática teve a mesma distribuição em cada seção, a qual aumentou com o raio; a distribuição da velocidade axial representou escoamento ascendente próximo ao eixo central do hidrociclone, e descendente próximo às paredes do mesmo, e também revelou a presença de uma região com velocidade vertical nula (*Locus of Zero Vertical Velocity* – LZVV); por último, a velocidade tangencial foi composta de um vórtice forçado na região do eixo central do hidrociclone.

Alves (2012) aperfeiçoou a geometria de dois hidrociclones para minimizar a fração volumétrica de óleo na corrente diluída de águas oleosas oriundas de refinaria (0,5% v/v), utilizando CFD (FLUENT) e um planejamento de experimentos (DCCR), como comentado anteriormente. As variáveis geométricas foram diâmetro do *overflow* e *underflow* e as variáveis respostas foram, basicamente, eficiência granulométrica (G), eficiência granulométrica reduzida (G') e razão de fluido (R_f). Foi realizado um teste de malha para saber qual a quantidade de elementos da mesma, para que não houvesse prejuízo dos resultados, e também o menor custo computacional. A malha utilizada conteve cerca de 350.000 elementos e as abordagens para a fase dispersa foram Euleriana e Lagrangeana, utilizando o RSM como modelo de turbulência. As simulações foram feitas no regime "pseudo-transiente" e três distribuições de tamanhos de gotas de óleo (mediana das distribuições 28, 45 e 130 µm) foram utilizadas para verificar o desempenho do hidrociclone otimizado. As simulações foram validadas com os dados experimentais de Zhou (2010) e Marins *et al.* (2010). Os desvios entre os dados simulados e experimentais foram baixos, e, nas simulações numéricas, as eficiências totais para as três distribuições de partículas citadas, foram, respectivamente, 45%, 83% e 99%.

Liu *et al.* (2012) estudaram o desempenho de um hidrociclone de entrada única, totalmente cilíndrico, com 5 centímetros de diâmetro, para a separação óleo-água por meio de experimentos e da Fluidodinâmica computacional. Os efeitos da razão de fluido e da vazão de alimentação sobre a eficiência de separação foram determinados. A fração volumétrica de óleo na corrente de entrada foi de 4%. As simulações foram realizadas no FLUENT 6.3.26. A abordagem Euleriana multifásica foi empregada para simular o escoamento bifásico óleo-água, em regime transiente, e o modelo de turbulência empregado foi o RSM. As condições

de contorno empregadas foram: condição de velocidade na entrada (*velocity inlet*), condição de pressão nas duas saídas do equipamento (*pressure outlet*), condição de não deslizamento foi assumida sobre as paredes do equipamento (*no-slip*), para o acoplamento pressão-velocidade foi usado o algoritmo SIMPLE, e resíduos de 10^{-6} para as equações da continuidade e movimento. Foram necessários 26 segundos para que o regime permanente pudesse ser alcançado, o qual foi verificado acompanhando a evolução da formação do cone de óleo (*oil core*) em torno do eixo central do hidrociclone. Os perfis de fração volumétrica do óleo em seções transversais para diferentes alturas a partir do topo do equipamento foram avaliados, e os resultados mostraram que a fase óleo se concentra, em grande parte, em torno do eixo central do equipamento. A distribuição da fase óleo, embora concentrada no eixo central, não se mostrou simétrica em relação a este mesmo eixo para as diferentes alturas, isto se deve ao fato da estrutura do hidrociclone ser de entrada única. A fase mais densa, água, se concentra próximo às paredes do hidrociclone. Os resultados simulados foram comparados com os experimentais e os desvios foram menores que 3%. Conclui-se, neste trabalho, também que quanto maior a razão de fluido, maior a eficiência de separação, mas houve um valor ótimo para certas condições de alimentação. Um aumento apropriado na vazão de alimentação pode melhorar a separação óleo-água, no entanto, vazões elevadas podem prejudicar a separação devido à emulsificação da mistura óleo-água. Através da análise dimensional, a eficiência de separação é uma função do número de Reynolds e da razão de fluido.

Após revisar alguns trabalhos que destacam a utilização da técnica CFD, ainda vale a pena enfatizar que a importância das técnicas de simulação numérica tem aumentado bastante e há várias razões que justificam tal fato de acordo com Silva (2008):

- Custos experimentais: Os custos de experimentos, que é a alternativa à simulação, são muito superiores aos custos de uma simulação numérica. Um exemplo clássico é o valor da diária de um túnel de vento que, de acordo com Patankar (1980), chega a custar 100 mil dólares.

- Impossibilidade experimental: Experimentos que não são possíveis de serem realizados, como: eventos solares, explosões nucleares na atmosfera e situações biomédicas que poderiam colocar em risco a vida de pacientes.

- Detalhes de experimentos: As simulações em larga escala oferecem mais detalhes que os experimentos. Os resultados das simulações permitem calcular dados derivados, como por exemplo, vorticidade, tempo de residência, tensão, etc., que são difíceis de serem obtidos experimentalmente.

4.3.1 Malhas

Malha é o conjunto de sub-regiões originadas a partir da divisão do domínio (geometria) as quais as equações de transporte são resolvidas. A sua qualidade possui um papel direto na qualidade da análise, independente do tipo de algoritmo usado para resolver as equações do escoamento. As malhas são empregadas em diversas áreas em modelagem de superfícies e de volumes, logo, as mesmas são essenciais para a solução de equações diferenciais parciais ao se empregar os métodos numéricos (Ramirez, 2009).

As equações são resolvidas gerando variáveis com valores discretos, para cada elemento, e a solução de um elemento será utilizada como condição de contorno para o elemento adjacente (Carvalho, 2008). Tal fato explica a necessidade do refinamento em regiões cujos gradientes das variáveis em estudo são mais elevados, como ocorre nas regiões próximas à parede do hidrociclone.

As malhas podem ser de dois tipos: estruturadas e não estruturadas. Tal divisão tem origem na forma geométrica de cada uma das subdivisões pertencente ao domínio.

As malhas estruturadas apresentam organização em sua construção, ou seja, distribuição geométrica regular ao longo de todo domínio, onde o número de elementos vizinhos é o mesmo. Os elementos hexaédricos são exemplos de elementos que compõem uma malha estruturada. As malhas estruturadas são melhores ordenadas e permitem o melhor aproveitamento do volume a ser discretizado. Um exemplo de uma malha estruturada pode ser vista na Figura 7.

A utilização de malhas estruturadas é frequente principalmente quando se busca resultados mais precisos em simulações numéricas no interior de hidrociclones. Seu emprego minimiza erros de difusão numérica e auxiliam na convergência dos resultados. Para o caso de escoamentos fortemente convectivos, como é o caso dos hidrociclones, é melhor manter os elementos da malha alinhados na direção do escoamento (que é o caso da malha hexaédrica) para evitar estes problemas de difusão numérica (Patankar, 1980). A construção de malhas em

hidrociclones não é trivial em função de suas irregularidades, mas, uma vez conseguida, os critérios de qualidade são superiores as tetraédricas (não estruturada).

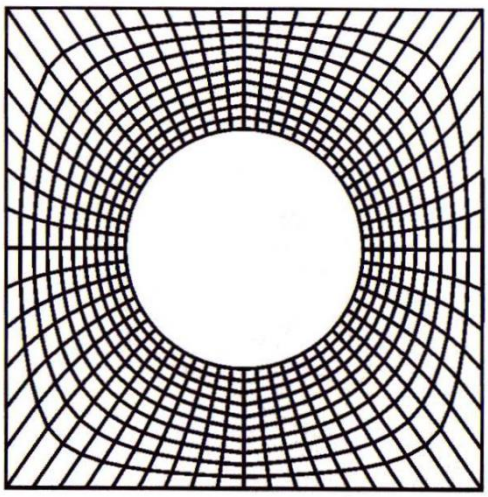


Figura 7: Exemplo de uma malha estruturada (Maliska, 2004).

De acordo com Maliska (2004), infelizmente em muitas situações de aplicação industrial do cotidiano, não é possível fazer o uso das malhas estruturadas, como, por exemplo, malhas que são totalmente formadas por elementos de volume hexaédricos. Tal dificuldade é atribuída à natureza irregular da geometria, que é onde começa a aplicação das malhas não estruturadas.

Uma característica intrínseca das malhas não estruturadas é a irregularidade existente na distribuição de seus pontos no espaço. Em duas dimensões (2D) temos a presença de triângulos e quadriláteros, já em três dimensões (3D), temos os tetraedros e as pirâmides. Os métodos para a criação das malhas não estruturadas utilizam uma coleção arbitrária de elementos para preencher o domínio. Suas aplicações se estendem em situações onde a dificuldade da construção da malha hexaédrica, é complexa. Há uma maior adaptação desse tipo de malha em regiões próximas aos cantos (ou quinas), o que revela sua aptidão na discretização destas geometrias de características irregulares. É possível observar o padrão de construção de uma malha não estruturada pela Figura 8.

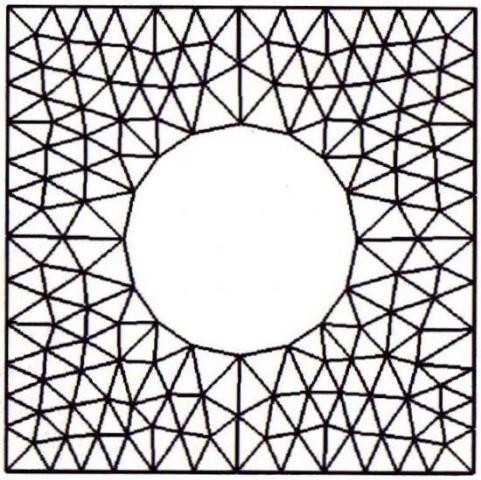


Figura 8: Exemplo de uma malha não estruturada (Maliska, 2004).

É comum na literatura encontrar malhas híbridas, ou seja, uma parte tetraédrica, que normalmente em hidrociclones é a região de entrada, que é bastante irregular, e outra hexaédrica, correspondente ao restante do corpo do equipamento. Um exemplo de malha híbrida é encontrado no trabalho de Slack *et. al.* (2004) e Olson & Van Ommen (2004). A utilização de malhas hexaédricas empregadas em hidrociclones ganhou destaque nos trabalhos de Murthy & Bhaskar (2012), Wang *et. al.* (2011), Lim *et. al.* (2010), Almeida *et. al.* (2009), Schütz *et. al.* (2009), Wang & Yu (2006) e Delgadillo & Rajamani (2005).

Para o presente trabalho, as malhas dos hidrociclones de dupla entrada são hexaédricas e a construção das mesmas foi realizada no ANSYS Icem (12.1), observando alguns critérios de qualidade para que, erros de difusão numérica, pudessem ser minimizados. Para o caso específico de malhas em hidrociclones, o refinamento da mesma deve ocorrer no eixo central do hidrociclone e também nas proximidades das paredes do equipamento, devido ao maior gradiente de velocidade. Tais recomendações também foram ressaltadas no trabalho de Aguirre & Damian (2008). Algumas recomendações fornecidas pelo guia do usuário (*User´s Guide*) da ANSYS, a respeito dos critérios de qualidade de malhas, serão comentadas a seguir. Vale apena ressaltar que esses critérios foram obedecidos a fim de maximizar a qualidade das malhas.

A razão de aspecto (*aspect ratio*) é uma medida do grau de achatamento da célula, e é definida como a razão da maior distância entre o centro da célula e o centro da face (representado pela letra “A” na Figura 9), pela distância entre os nós da célula (representado

pela letra “B” na Figura 9). O valor da razão de aspecto deve ser menor que 40, mas, valores abaixo de 100, podem ser tolerados nas regiões infladas (a opção *inflation* é utilizada nas regiões próximas a paredes onde um refinamento da malha é realizado devido aos grandes gradientes de velocidade).

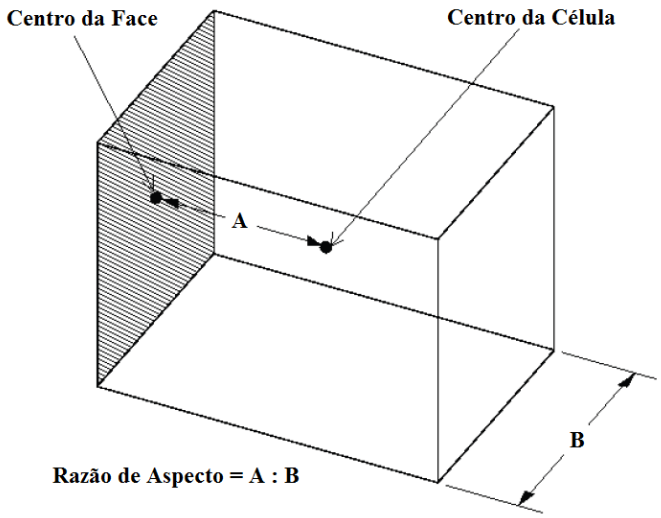


Figura 9: Variáveis que compõem a medida da razão de aspecto em um elemento de volume que compõe a malha (adaptado de ANSYS Fluent *User´s Guide*).

A mudança no volume de um elemento para outro elemento vizinho (*volume change*), também é um parâmetro importante que contribui para a qualidade da malha. A razão do volume do maior elemento vizinho pelo volume do próprio elemento, não deve ultrapassar o valor 5. A recomendação é de que este valor esteja entre 1 e 2.

O determinante 2x2x2 (*determinant 2x2x2*) verifica a deformação nos elementos da malha calculando o determinante da matriz Jacobiana. O menor valor do determinante da matriz Jacobiana, dividido pelo maior valor da matriz Jacobiana, resulta no valor do determinante 2x2x2. O determinante de cada canto do hexaedro é determinado e seu valor varia de 0 a 1. O valor 1, representa um cubo perfeito, já o valor 0, representa um cubo totalmente inverso, de volume negativo (um ou mais eixo(s) deste cubo pode(m) estar degenerado(s)). A qualidade da malha então estará representada numa faixa de 0 a 1, sendo que valores acima de 0,3 são aceitos pela maioria dos *solvers*, que são os programas que executam a solução do problema via resolução das principais equações de transporte (ANSYS Icem *User Manual*, 2010).

O ângulo mínimo de ortogonalidade (*min angle*) calcula o valor do menor ângulo interno de cada um dos elementos de volume. A ortogonalidade mede o alinhamento do vetor normal n da face Ip, e o vetor s, de nó-a-nó, como mostra a Figura 10. O fator de ortogonalidade é o produto entre os vetores n e s, que, preferencialmente, deve ser maior que 1/3.

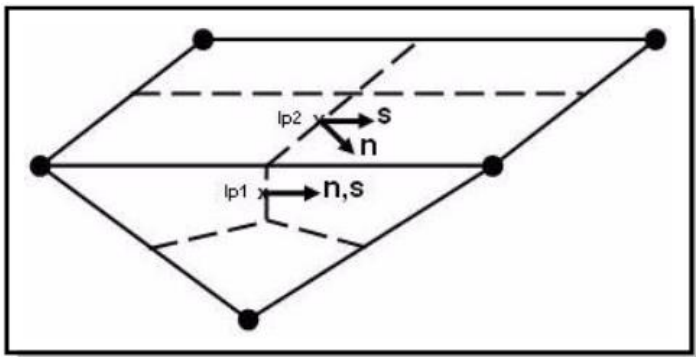


Figura 10: Medida do ângulo de ortogonalidade para a avaliação da qualidade da malha (ANSYS *Training Manual*, 2009).

O ângulo de ortogonalidade é o desvio dos ângulos internos de cada elemento da malha em relação à 90°, ou seja: $Ang.Ort. = 90^o - a\cos(n.s)$. Preferencialmente, os valores destes ângulos de ortogonalidade deverão ser maiores que 20°.

A importância da malha se deve ao fato de que, sua qualidade, está diretamente relacionada com o processo de convergência dos resultados. Malhas com baixa qualidade resultam em fonte de erros no processo de discretização, ou, pelo menos, amplificam tais erros, e também dificultam a solução das equações linearizadas.

4.3.2 Resolvendo as equações (Solver)

A etapa de resolução dos problemas da fluidodinâmica computacional é fundamental, pois a mesma implementa as técnicas numéricas de solução e seus parâmetros, para resolver os problemas físicos de modo apropriado. Um problema físico real que tem sua solução definida pela resolução de uma ou mais equações diferenciais, deve ser discretizado de modo a resultar em equações algébricas, com a função incógnita. Este é o intuito do método numérico, substituir os valores das derivadas das equações por valores discretos representados pelas funções algébricas. Quanto maior o número de variáveis dependentes, maior será o

número de equações algébricas necessárias à solução do problema. Quanto maior também for o número de subdivisões do seu problema, mais aproximada também será a solução.

As aplicações dos métodos numéricos basicamente buscam solucionar as principais equações de transporte, que são as responsáveis pela transferência da quantidade de movimento, do calor e de massa. A formulação que descreve estes transportes invariavelmente utilizam o conceito de derivadas que, ora são ordinárias, ora são parciais, dependendo da natureza do problema. Solucionar um problema cuja descrição envolve uma equação diferencial ordinária, por exemplo, a descrição espacial em apenas uma direção e em regime permanente, é facilmente conseguida mediante suas condições de contorno. Porém, quando o seu problema avança no espaço (2D ou 3D) e em regime transiente, a solução analítica é dificultada e os métodos numéricos mostram-se bastante úteis.

De acordo com Silva (2008), os métodos numéricos que formam a base do *solver* passam pelos seguintes passos:

- Aproximação das variáveis incógnitas do escoamento;

- Discretização, pela substituição das aproximações descritas acima nas equações de transporte;

- Linearização do sistema de equações algébricas;

- Estratégia de solução destas equações algébricas;

- Solução dos sistemas de equações algébricas lineares;

O procedimento para a solução dos problemas em fluidodinâmica computacional, descrito acima, pode ser avaliado de maneira mais didática pela Figura 11.

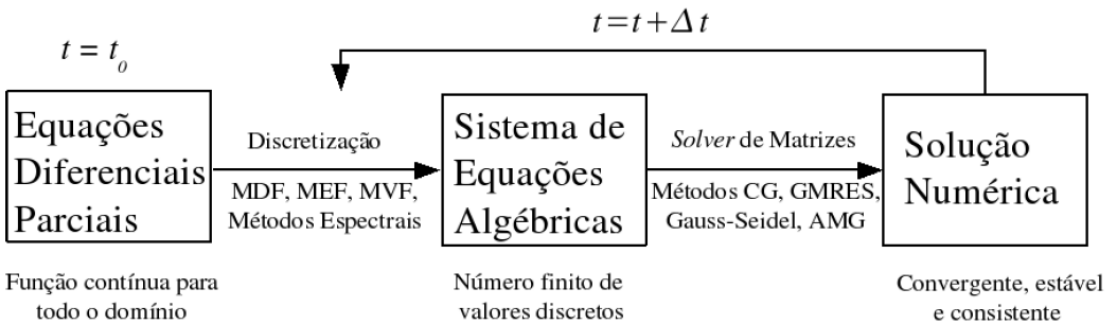


Figura 11: As etapas para a obtenção da solução de uma simulação (Silva, 2008).

Para a discretização das equações diferenciais alguns métodos estão disponíveis para este propósito, os quais podem ressaltar o Método das Diferenças Finitas (MDF), Método dos Elementos Finitos (MEF) e o Método dos Volumes Finitos (MVF). O Método das Diferenças Finitas é fundamentado na aproximação de derivadas por meio das diferenças finitas. As equações são obtidas a partir de expansão em série de Taylor para a função derivada. Já no Método dos Elementos Finitos, o domínio é discretizado em elementos com n pontos nodais. De acordo com Silva (2008), se forem somadas as aproximações para todos os elementos, obtém-se uma aproximação funcional para cada variável em todo o domínio de cálculo. Por último, o método dos volumes finitos resolve as equações diferenciais baseando-se na conservação da propriedade, que pode ser massa, energia ou momento, em nível dos elementos de volume. De acordo com Maliska (2004), outra possibilidade de obter as equações aproximadas no MVF é integrar sobre o volume elementar, no espaço e no tempo, as equações na forma conservativa. A técnica dos volumes finitos é a utilizada pelo ANSYS Fluent, e, portanto, é a forma de discretização utilizada nas simulações deste trabalho.

4.3.3 As equações de transporte: massa, momento e energia

Para a solução de problemas de engenharia utilizando a fluidodinâmica computacional é importante ressaltar que estas soluções são obtidas via resolução das principais equações de transporte: equação da continuidade (conservação da massa), equação do movimento (conservação da quantidade de movimento) e equação da energia (conservação da energia).

Uma equação de conservação nada mais é do que uma relação matemática que expressa a conservação de uma dada grandeza ao longo do movimento de um corpo (Silva, 2008). O princípio de conservação também pode ser expresso para um dado volume do espaço físico interno ao corpo.

A equação da continuidade é desenvolvida efetuando-se um balanço de massa sobre um elemento de volume, fixo no espaço, através do qual um fluido está escoando. Esta equação descreve a taxa de variação temporal da massa do fluido em uma posição fixa no espaço e pode ser escrita em coordenadas retangulares como (Bird *et al.*, 2004):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = -\left(\frac{\partial}{\partial x} \rho u_x + \frac{\partial}{\partial y} \rho u_y + \frac{\partial}{\partial z} \rho u_z \right) \tag{7}$$

em que, ρ é a densidade do fluido; u é a velocidade do fluido e t é o tempo. Esta equação também pode ser escrita de forma mais concisa em notação vetorial como segue:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = -\left(\vec{\nabla}.\rho\vec{u}\right) \tag{8}$$

A parte esquerda da igualdade representa a taxa de aumento da massa por unidade de volume e o lado direito, a taxa líquida de adição de massa por convecção por unidade de volume.

A equação do movimento resulta de um balanço de forças sobre um elemento de volume qualquer. A segunda lei de Newton para o movimento na formulação de volume de controle estabelece que a força resultante que atua sobre o fluido dentro do volume de controle é igual ao fluxo líquido de momento linear que cruza a superfície de controle, mais a taxa de variação de momento linear do fluido dentro do volume de controle (Livi, 2004).

Para Bird *et al.* (2004), a taxa de aumento de momento por unidade de volume ($\rho\vec{v}$) é igual à diferença entre a taxa líquida de entrada e saída de momento, mais a taxa externa (força externa) sobre o fluido:

$$\frac{\partial}{\partial t}\rho\vec{u} = -[\vec{\nabla}.\rho\vec{u}\vec{u}] - \vec{\nabla}p - [\vec{\nabla}.\vec{\vec{\tau}}] + \rho\vec{g} \tag{9}$$

sendo:

$\frac{\partial}{\partial t}\rho\vec{u}$ é a taxa de aumento do momento por unidade de volume;

$[\vec{\nabla}.\rho\vec{u}\vec{u}]$ é a taxa de adição de momento por convecção por unidade de volume;

$\vec{\nabla}p$ são as forças de pressão por unidade de volume;

$[\vec{\nabla}.\vec{\vec{\tau}}]$ significa a adição de momento via transporte molecular por unidade de volume;

$\rho\vec{g}$ é a força externa que age sobre o fluido por unidade de volume.

A taxa de variação da energia total do sistema é igual ao fluxo líquido de calor que entra no sistema menos a taxa líquida de trabalho realizado pelo sistema sobre a vizinhança. As trocas de calor e trabalho dependem do processo termodinâmico (Livi, 2004).

A energia mecânica não se conserva em um sistema com escoamento, mas isto não impede o desenvolvimento de uma equação para o balanço dessa grandeza. De acordo com Bird *et al.* (2004), a equação do balanço para a energia mecânica, a qual envolve somente termos mecânicos, pode ser escrita como:

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\frac{1}{2}\rho u^2\right) = -\left(\vec{\nabla}.\frac{1}{2}\rho u^2\vec{u}\right) - \left(\vec{\nabla}.p\vec{u}\right) - p\left(-\vec{\nabla}.\vec{u}\right) - \left(\vec{\nabla}.\left[\vec{\vec{\tau}}.\vec{u}\right]\right) - \left(-\vec{\vec{\tau}}:\vec{\nabla}\vec{u}\right) + \rho\left(\vec{u}.\vec{g}\right) \qquad (10)$$

onde,

$\frac{\partial}{\partial t}\left(\frac{1}{2}\rho u^2\right)$ é a taxa de aumento da energia cinética por unidade de volume.;

$-\left(\vec{\nabla}.\frac{1}{2}\rho v^2\vec{u}\right)$ é a taxa de adição de energia cinética por convecção por unidade de volume;

$-\left(\vec{\nabla}.p\vec{u}\right)$ é a taxa de trabalho realizado pela pressão das vizinhanças sobre o fluido por unidade de volume;

$-p\left(-\vec{\nabla}.\vec{u}\right)$ é a taxa de conversão reversível de energia cinética em energia interna por unidade de volume;

$-\left(\vec{\nabla}.\left[\vec{\vec{\tau}}.\vec{u}\right]\right)$ é a taxa de trabalho realizado pelas forças viscosas sobre o fluido por unidade de volume;

$-\left(-\vec{\vec{\tau}}:\vec{\nabla}\vec{u}\right)$ é a taxa de conversão irreversível de energia cinética em energia interna por unidade de volume;

$+\rho\left(\vec{u}.\vec{g}\right)$ é a taxa de trabalho realizado por forças externas sobre o fluido por unidade de volume.

4.3.4 As Abordagens de Euler e Lagrange

O método de Euler consiste no estabelecimento de equações que determinam a velocidade e as grandezas características correspondentes às partículas de fluido em cada ponto do escoamento, tendo como parâmetro, o tempo. Já o método de Lagrange estabelece equações que determinam a posição e as grandezas características correspondente a cada

partícula em escoamento, em função do tempo, tendo como parâmetro a sua posição inicial em um instante arbitrário.

A metodologia de Euler requer mais recurso computacional do que a de Lagrange, porém, produz resultados mais precisos e por isso foi a metodologia empregada em todas as simulações deste trabalho. De acordo com o manual do Fluent, para escoamentos com bolhas, gotas ou carregados com partículas, na qual a fração volumétrica da fase dispersa é maior que 10%, é ideal que se utilize o modelo Euleriano.

Para sistemas multifásicos, é possível empregar a abordagem Euler-Lagrange que normalmente é usada para baixas concentrações de partículas. A denominação do modelo Euler-Lagrange é baseada em diferentes pontos de vista no qual as equações de transporte para a fase fluida contínua e a fase discreta para as partículas são descritas (Schütz *et al.*, 2010). O cálculo para o estado estacionário ou transiente para a fase contínua é desenvolvido de acordo com o modelo Euleriano, ou seja, observador estacionário. Em contraste, a simulação para o transporte das partículas é definido a partir do ponto de vista Lagrangeano no qual o observador está se movendo com a partícula.

Quanto à abordagem destes dois pontos de vista, Euler e Lagrange, alguns trabalhos já foram ressaltados neste texto, valendo a pena lembrar alguns e acrescentar outros. A abordagem Euleriana-Euleriana pôde ser encontrada nos trabalhos de Liu *et al.* (2012), Swain & Mohanty (2012) e Slack *et al.* (2004). Já a abordagem Euleriana-Lagrangeana pôde ser observada nos trabalhos de Murthy & Bhaskar (2012), Schütz *et al.* (2009), Wang & Yu (2006), Delgadillo & Rajamani (2007, 2005), Bhaskar *et al.* (2007) e Almeida *et al.* (2005).

4.3.5 Turbulência

Inicialmente, os métodos desenvolvidos para o cálculo do escoamento turbulento, campos de temperatura e concentração foram baseados em teorias fenomenológicas cujas hipóteses empíricas tinham a finalidade de estabelecer uma relação entre as tensões de Reynolds produzidas pelo movimento de mistura, e os valores médios das componentes de velocidade para a obtenção de um dado sistema de equações. Boussinesq, Reynolds, Prandtl, von Kármán, Nikuradse e Van Driest são alguns dos nomes de eminentes pesquisadores que contribuíram para o desenvolvimento inicial dos modelos de turbulência.

Em 1877, Boussinesq sugeriu que as tensões de cisalhamento turbulentas fossem relacionadas com a taxa de deformação média do escoamento, em cada ponto, por meio de uma quantidade escalar denominada “viscosidade turbilhonar aparente”. Pode-se demonstrar que essa expressão sugerida por Boussinesq apresenta incorreções. Apesar disso, a utilidade da equação tem sido validada pelos resultados obtidos.

Reynolds (1895) propôs um processo de decomposição das equações governantes, de tal forma a se analisar o comportamento médio do escoamento e modelar suas flutuações. Em 1895, Reynolds descreveu um procedimento, conhecido como “decomposição de Reynolds”, que permitia obter as equações de conservação para quantidades médias no tempo, a partir da separação dos parâmetros do escoamento em duas parcelas que consistiam de um valor médio no tempo e da flutuação instantânea desse valor.

Em 1925, Prandtl introduziu o conceito de comprimento de mistura. Referindo-se ao caso mais simples de escoamento paralelo a uma parede, Prandtl conseguiu relacionar a média temporal da tensão de Reynolds (u’v’) com o comprimento de mistura.

O conceito de comprimento de mistura mantém de certa forma, analogia com o conceito do livre caminho médio da teoria cinética dos gases. A principal diferença é que na teoria cinética trata-se com o movimento microscópico de moléculas, e na teoria de Prandtl, com quantidades macroscópicas de fluido. Apesar disso, a teoria do comprimento de mistura de Prandtl é dimensionalmente correta e muito realista fisicamente, tendo sido aplicada com sucesso no estudo do movimento turbulento ao longo de paredes (tubos, canais, placas, camadas limites) e também para os escoamentos denominados jatos livres (Schlichting, 1979).

O perfil de velocidades turbulento é conceitualmente dividido em três regiões: a subcamada viscosa, onde predominam as tensões viscosas, a camada externa onde predominam as tensões turbulentas e a camada tampão onde as tensões viscosas e turbulentas são da mesma ordem de grandeza. A formulação matemática dessa ideia, para as camadas interna e externa do perfil de velocidades turbulento, deve-se a Prandtl (1925) e von Kármán (1934), respectivamente.

Prandtl deduziu, para a camada interna, que a velocidade média devia depender da tensão de cisalhamento na parede, das propriedades físicas do fluido e da distância normal à parede.

Para a camada externa, von Kármán (1934) deduziu que a parede tendia a agir meramente como uma fonte de retardamento do perfil, reduzindo a velocidade local abaixo do valor da velocidade da corrente livre, de maneira independente da viscosidade, mas dependente da tensão de cisalhamento na parede e da distância normal à parede a partir da qual este efeito se difunde. O resultado foi a conhecida lei de defeito da velocidade (*velocity defect law*).

Para a região intermediária, pode-se especificar simplesmente que as suas funções se encontram sobre alguma região finita entre as camadas interna e externa do perfil de velocidades.

Nikuradse (1933) calculou a variação do comprimento de mistura em função do raio de um duto circular considerando a variação linear da distribuição da tensão de cisalhamento, o perfil de velocidades medido e a hipótese de Prandtl (1925) que relacionava a tensão de cisalhamento com o comprimento da mistura. A expressão resultante foi um polinômio de quarto grau para o comprimento de mistura em função da posição radial, que se mostrou independente do número de Reynolds para valores maiores do que 100.000. Nikuradse (1933) também verificou experimentalmente que a expressão era válida para tubos rugosos.

Esta expressão, originalmente desenvolvida para duto circular, também foi adaptada por Kaddle *et al.* (1986) para o cálculo da viscosidade turbulenta em dutos retangulares com razão de aspecto finita.

Spalding (1961) deduziu uma equação para a coordenada da parede em função da velocidade turbulenta adimensionalizada pela velocidade de deslizamento. A fórmula, que serve tanto para a região interna quanto para a região intermediária, logarítmica, foi obtida a partir de uma análise de ordem de grandeza e comportamento assintótico dos termos da equação do momento, próximo à parede, na sub-camada viscosa.

Existem várias outras fórmulas empíricas na literatura. Dentre as expressões criadas para a viscosidade turbulenta, pode-se citar a de Rotta (1950), Reichart (1951), Deissler (1955) e Van Driest (1956). As fórmulas de Deissler e Van Driest continuam sendo usadas.

Por exemplo, segundo White (1974), a de Van Driest, em particular, foi usada em cálculos na região próxima à parede, por métodos computacionais desenvolvidos por Patankar e Spalding (1967) e Cebeci e Smith (1974).

4.3.6 O modelo matemático dos tensores de Reynolds (RSM)

4.3.6.1 O modelo RSM

Para resolver a equação do movimento, descrita pela Equação (9) na seção anterior, é necessário considerar a natureza turbulenta intrínseca de escoamentos no interior dos hidrociclones. Para avaliar a magnitude dos efeitos turbulentos, há a necessidade de descrever a média temporal da equação do movimento. Uma proposta para a representação da velocidade instantânea em regime turbulento é a decomposição da mesma em duas parcelas: velocidade média e a componente flutuante da velocidade. Logo, a velocidade instantânea é igual à soma da velocidade média mais sua componente de flutuação ($\underline{u} = \underline{\bar{u}} + \underline{u}'$).

A média temporal da equação do movimento para um fluido incompressível e newtoniano pode ser representada por:

$$\overline{\rho \frac{D}{Dt}\left(\underline{\bar{u}} + \underline{u}'\right)} = -\overline{\underline{\nabla}\left(\bar{P} + P'\right)} + \overline{\mu \nabla^2 \left(\underline{\bar{u}} + \underline{u}'\right)} + \overline{\rho g} \tag{13}$$

que, após resolver a média de cada um desses termos, resulta em:

$$\rho \frac{D\underline{\bar{u}}}{Dt} = -\underline{\nabla} P + \mu \nabla^2 \underline{\bar{u}} + \rho \underline{g} - \rho \overline{u'.\underline{\nabla}\underline{u'}} \tag{14}$$

O termo $-\rho \overline{u'.\underline{\nabla}\underline{u'}}$ surge quando se faz a média temporal do termo de força inercial da equação do movimento, e é chamado de força extra de turbulência por unidade de volume. Este termo representa a média no tempo do fluxo de momento devido às flutuações, e é a partir daí, que surgem inúmeras abordagens para modelar este termo. Neste trabalho, a abordagem dos tensores de Reynolds foi adotada e, os detalhes de seu equacionamento de acordo com o manual do Fluent (Ansys Fluent 12.1, 2009), será abordado a seguir.

O modelo dos tensores de Reynolds envolve o cálculo dos tensores individuais de Reynolds, $\overline{u_i' u_j'}$, usando as equações diferenciais de transporte.

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t}(\rho\overline{u_i^{'}u_j^{'}})}_{Derivada_Local}+\underbrace{\frac{\partial}{\partial x_k}(\rho U_k\overline{u_i^{'}u_j^{'}})}_{(C_{ij})}=\underbrace{-\frac{\partial}{\partial x_k}[\rho\overline{u_i^{'}u_j^{'}u_k^{'}}+\overline{p(\delta_{kj}u_i^{'}+\delta_{ik}u_j^{'}}]}_{(D_{ij}^{T})}$$

$$\underbrace{+\frac{\partial}{\partial x_k}\left[\mu\frac{\partial}{\partial x_k}\overline{u_i^{'}u_j^{'}}\right]}_{(D_{ij}^{L})}\underbrace{-\rho\left(\overline{u_i^{'}u_j^{'}}\frac{\partial U_j}{\partial x_k}+\overline{u_j^{'}u_k^{'}}\frac{\partial U_i}{\partial x_k}\right)}_{(P_{ij})}\underbrace{-\rho\beta(g_i\overline{u_j^{'}\theta}+g_j\overline{u_i^{'}\theta})}_{(G_{ij})}$$

$$\underbrace{+\overline{p\left(\frac{\partial u_i^{'}}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j^{'}}{\partial x_i}\right)}}_{(\phi_{ij})}\underbrace{-2\mu\overline{\frac{\partial u_i^{'}}{\partial x_k}\frac{\partial u_j^{'}}{\partial x_k}}}_{(\varepsilon_{IJ})}\underbrace{-2\rho\Omega_k(\overline{u_j^{'}u_m^{'}}\varepsilon_{ikm}+\overline{u_i^{'}u_m^{'}}\varepsilon_{jkm})}_{(F_{ij})}+\underbrace{S_{user}}_{Definido_Usuário} \tag{15}$$

Os termos C_{ij}, $D_{L,ij}$, P_{ij} e F_{ij}, representam, respectivamente, a adição de momento devido a: convecção, difusão viscosa, termo de produção (tensor de Reynolds) e produção por rotação, e não necessitam de modelagem. O mesmo não acontece para os termos de difusão turbulenta ($D_{T,ij}$), produção por empuxo (G_{ij}), redistribuição (*pressure strain*) (ϕ_{ij}) e tensores de dissipação viscosa (ε_{ij}), que precisam ser modelados para fechar a equação.

O termo de Difusão Turbulenta (D_{ij}^{T}) é modelado com base no trabalho de Lien e Leschziner (1994), com σ_k = 0,82.

$$D_{T,ij}=\frac{\partial}{\partial x_k}\left(\frac{\mu_t}{\sigma_k}\frac{\partial\overline{u_i^{'}u_j^{'}}}{\partial x_k}\right) \tag{16}$$

A viscosidade turbulenta, μ_t, é computada similarmente ao modelo *k-ϵ* pela seguinte equação:

$$\mu_t=\rho C_\mu\frac{k^2}{\varepsilon} \tag{17}$$

em que, C_μ = 0,09.

O termo de redistribuição pode ser modelado a partir de várias propostas. Uma delas é a redistribuição linear de acordo com os trabalhos de Gibson e Launder (1978), Fu et al. (1987) e Launder (1989a e 1989b).

A equação que modela ϕ_{ij} utiliza a seguinte composição:

$$\phi_{ij} = \phi_{ij,1} + \phi_{ij,2} + \phi_{ij,w} \tag{18}$$

onde $\phi_{ij,1}$ é o termo redistribuição lenta, e $\phi_{ij,2}$ é denominado o termo de redistribuição rápida, e $\phi_{ij,w}$ é o termo de reflexão de parede.

O termo de redistribuição lenta, $\phi_{ij,1}$, é modelado como

$$\phi_{ij,1} \equiv -C_1 \rho \frac{\varepsilon}{k}\left[\overline{u_i' u_j'} - \frac{2}{3}\delta_{ij} k\right] \tag{19}$$

com C_1=1,8.

O termo de redistribuição rápida, $\phi_{ij,2}$, é modelado da seguinte maneira

$$\phi_{ij,2} \equiv -C_2\left[\left(P_{ij} + F_{ij} + \frac{5}{6}G_{ij} - C_{ij}\right) - \frac{2}{3}\delta ij\left(P + \frac{5}{6}G - C\right)\right] \tag{20}$$

onde, C_2=0,60, P_{ij}, F_{ij}, G_{ij} e C_{ij} são definidos como na Equação (21), $P = \frac{1}{2}P_{kk}$, $G = \frac{1}{2}G_{kk}$ e $C = \frac{1}{2}C_{kk}$.

O termo de reflexão de parede, $\phi_{ij,w}$, é responsável pela redistribuição dos tensores normais próximos a parede. Ele tende a amortecer os tensores normais perpendiculares a parede, enquanto melhora os tensores paralelos a mesma. Este termo é modelado como:

$$\begin{aligned}\phi_{ij,w} \equiv\ & C_1' \frac{\varepsilon}{k}\left(\overline{u_k' u_m'} n_k n_m \delta_{ij} - \frac{3}{2}\overline{u_i' u_k'} n_j n_k - \frac{3}{2}\overline{u_j' u_k'} n_i n_k\right)\frac{C_l k^{\frac{3}{2}}}{\varepsilon d} \\ & + C_2'\left(\phi_{km,2} n_k n_m \delta_{ij} - \frac{3}{2}\phi_{ik,2} n_j n_k - \frac{3}{2}\phi_{jk,2} n_i n_k\right)\frac{C_l k^{\frac{3}{2}}}{\varepsilon d}\end{aligned} \tag{21}$$

em que, $C_1^{'} = 0{,}5$, $C_2^{'} = 0{,}3$, n_k é o componente x_k da unidade normal a parede, d é a distância normal a parede, e $C_l = C_\mu^{3/4} / k$, onde $C_\mu = 0{,}09$ e k é a constante de von Kármán, 0,4187.

Os termos de produção de momento devido ao empuxo são modelados como:

$$G_{ij} = \left(\overline{J_i U_j} + \overline{J_j U_i}\right) = -\beta\left(g_i \overline{u_j \theta} + g_j \overline{U_i \theta}\right) \tag{22}$$

$$\overline{U_i \theta} = \frac{\mu_t}{\rho \Pr_t}\left(\frac{\partial T}{\partial X_i}\right) \tag{23}$$

em que, $\Pr_t$ é o número de Prandtl para a energia, com um valor de 0,85. O coeficiente de expansão térmica é dado por:

$$\beta = -\frac{1}{\rho}\left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_P \tag{24}$$

O tensor de dissipação, ε_{ij}, é modelado como:

$$\varepsilon_{ij} = \frac{2}{3}\delta_{ij}\left(\rho\varepsilon + Y_M\right) \tag{25}$$

em que, $Y_M = 2\rho\varepsilon M_t^2$ é um termo adicional de "dissipação por dilatação" de acordo com o modelo de Sarkar (1990). O número de Mach turbulento nesta expressão é definido como:

$$M_t = \sqrt{\frac{k}{a^2}} \tag{26}$$

em que, $a \equiv \sqrt{\gamma R T}$ é a velocidade do som. Esta modificação na compressibilidade sempre tem efeito quando a forma compressível para a lei dos gases ideais é usada.

A taxa de dissipação viscosa da energia cinética turbulenta, ε, é computada de acordo com um modelo de equação de transporte similar a usada no modelo $k-\varepsilon$ padrão:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i}\right] C_{\varepsilon i}\frac{1}{2}\left[P_{ii} + C_{\varepsilon 3} G_{ii}\right]\frac{\varepsilon}{k} - C_{\varepsilon 2}\frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \tag{27}$$

em que, $\sigma_\varepsilon = 1{,}0$, $C_{\varepsilon 1} = 1{,}44$, $C_{\varepsilon 2} = 1{,}92$.

$C_{\varepsilon 3}$ é o grau pelo qual ε é afetado pelo empuxo. No ANSYS FLUENT, $C_{\varepsilon 3}$ não é especificado, mas é calculado de acordo com a relação de Henkes et al. (1991). $C_{\varepsilon 3}$ é calculado como uma função da direção do escoamento local relativo ao vetor gravitacional, de acordo com a equação seguinte

$$C_{\varepsilon 3} = tgh\left|\frac{v}{u}\right| \tag{28}$$

Onde v é a componente de velocidade de escoamento paralelo ao vetor gravitacional e u é a componente de velocidade de escoamento perpendicular ao vetor gravitacional. $C_{\varepsilon 3}$ pode assumir o valor de 1 para os escoamentos na mesma direção que a gravidade.

4.3.6.2 A abordagem multifásica

Para resolver as propriedades de transporte das fases contínua e dispersa (água e óleo), o modelo Euleriano foi empregado nas simulações deste trabalho. Vale lembrar que nesta abordagem, todas as fases são resolvidas como contínuas, em que as equações médias de conservação de massa e momento (neste caso) são resolvidas para todas as fases. As simulações Eulerianas possuem custos computacionais mais elevados, porém, os resultados são mais precisos.

As equações de conservação de massa e momento para simulações multifásicas são:

- Equação da continuidade

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\alpha_q \rho_q\right) + \nabla \bullet \left(\alpha_q \rho_q u_q\right) = 0 \tag{29}$$

- Equação do movimento

$$\begin{aligned}\frac{\partial}{\partial t}\left(\alpha_q \rho_q \underline{u}_q\right) + \nabla \bullet \left(\alpha_q \rho_q \underline{u}_q \underline{u}_q\right) &= -\alpha_q \nabla P + \nabla \bullet \bar{\bar{\tau}}_q + \alpha_q \rho_q \underline{g} + \sum_{p=1}^{n} K_{pq}\left(\underline{u}_p - \underline{u}_q\right) \\ &+ \alpha_q \rho_q \left(\underline{F}_q + \underline{F}_{lift,q} + \underline{F}_{Vm,q}\right)\end{aligned} \tag{30}$$

em que, α_q é a fração volumétrica da fase q, e as variáveis ρ_q e $\underline{u}_q$ representam a densidade e a velocidade da fase q, respectivamente.

Os termos da equação dos tensores de Reynolds que efetivamente foram calculados em cada simulação foram:

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t}(\rho\overline{u_i^{'}u_j^{'}})}_{Derivada_Local}+\underbrace{\frac{\partial}{\partial x_k}(\rho U_k\overline{u_i^{'}u_j^{'}})}_{(C_{ij})}=\underbrace{-\frac{\partial}{\partial x_k}[\rho\overline{u_i^{'}u_j^{'}u_k^{'}}+\overline{p(\delta_{kj}u_i^{'}+\delta_{ik}u_j^{'}}]}_{(D_{ij}^{T})}$$

$$\underbrace{-\rho\left(\overline{u_i^{'}u_j^{'}}\frac{\partial U_j}{\partial x_k}+\overline{u_j^{'}u_k^{'}}\frac{\partial U_i}{\partial x_k}\right)}_{(P_{ij})}\underbrace{+\overline{p\left(\frac{\partial u_i^{'}}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j^{'}}{\partial x_i}\right)}}_{(\phi_{ij})}\underbrace{-2\mu\overline{\frac{\partial u_i^{'}}{\partial x_k}\frac{\partial u_j^{'}}{\partial x_k}}}_{(\varepsilon_{IJ})}$$

$$\underbrace{-2\rho\Omega_k(\overline{u_j^{'}u_m^{'}}\varepsilon_{ikm}+\overline{u_i^{'}u_m^{'}}\varepsilon_{jkm})}_{(F_{ij})} \tag{31}$$

4.3.7 Outras configurações

Mesmo que boa parte das configurações empregadas nas simulações deste trabalho já tenham sido corroboradas por inúmeros trabalhos disponíveis na literatura para a simulação numérica de hidrociclones, como apresentado na revisão bibliográfica deste texto, é interessante tecer alguns comentários que justifiquem a escolha de cada uma delas. Neste tópico serão apresentadas algumas configurações utilizadas nas simulações deste trabalho. As descrições que seguirão foram retiradas do manual do Fluent (ANSYS Fluent *User´s Guide*) e também de alguns livros, artigos e teses que tratam do assunto.

De acordo com o manual do FLUENT (ANSYS *Guide*, 2009), para escoamentos com bolhas, gotas e carregados com partículas, na qual a fração volumétrica da fase despersa é maior que 10%, é necessário utilizar o modelo de mistura ou o Euleriano. Se a fase dispersa é concentrada em apenas uma porção do domínio, como é o caso dos hidrociclones, onde o óleo se concentra na região do eixo central do equipamento, após atingir o regime permanente, é necessário usar o modelo Euleriano. O modelo Euleriano é mais custoso computacionalmente, porém, é mais preciso.

O modelo RSM (*Reynolds Stress Model*) para a turbulência é um modelo baseado nas médias de Reynolds (*Reynolds Average Navier-Stokes*). O conceito para a média de Reynolds considera que todas as propriedades do escoamento podem ser descritas como um valor médio $\overline{\vec{u}}$ mais uma flutuação $\overline{\vec{u}}'$. A média da flutuação é zero, e a média do produto da flutuação pelo valor médio, também é zero. Porém, o produto de duas flutuações só é zero se não

houver correlação entre elas, o que não é o caso das componentes de velocidade, $\overline{\vec{u}'\Delta\vec{u}'} \neq 0$ (Raposo, 2008).

O modelo RSM é capaz de descrever escoamentos com alto grau de vorticidade. A comprovação desta argumentação pôde ser observada nos trabalhos Wang *et al.* (2006), Raposo (2008), Alves e Medronho (2011 e 2012), Coelho *et al.* (2011 e 2012) e Anjos *et al.* (2012), dentre outros, como citado anteriormente, onde, resultados de simulações, compatíveis com dados experimentais, foram apresentados.

A metodologia SIMPLE (*Semi Implicity Method for Pressure-Linked Equations*) adotada nestas simulações trata do acoplamento entre a pressão e a velocidade. O objetivo é determinar um campo de pressões que, quando inserido nas equações do movimento, origine um campo de velocidades que satisfaça a equação de conservação da massa (Maliska, 2004). Uma aproximação do campo de velocidade é obtida resolvendo a equação do momento. O termo do gradiente de pressão é calculado usando a distribuição da iteração anterior ou uma inicial. A equação da pressão é formulada e resolvida para obter a nova distribuição de pressão. As velocidades são corrigidas e um novo *set* de fluxos conservativos é calculado até que ocorra a convergência (www.cfd-online.com).

A abordagem *Pressure Based Solver* foi desenvolvida para escoamentos incompressíveis a baixa velocidade, enquanto que a abordagem *Density Based* era usada para escoamentos compressíveis a altas velocidades. Em ambos os métodos o campo de velocidade é obtido a partir das equações do momento. Na abordagem *Density Based*, a equação da continuidade é usada para obter o campo de densidade enquanto o campo de pressão é determinado a partir de equações de estado (www.cfd-online.com).

4.4 Velocimetria por imagem de partículas (PIV)

A técnica utilizada neste trabalho para a determinação do campo de velocidade experimental foi a velocimetria por imagem de partícula como comentado anteriormente. Neste contexto, os trabalhos de Marins *et al.* (2010) e Lim *et al.* (2010) também utilizaram a velocimetria por imagem de partícula em seus hidrociclones para determinar o campo de velocidade experimental no interior de hidrociclones.

Lim *et al.* (2010) estudaram alguns aspectos do campo de escoamento no interior de um hidrociclone, por meio de abordagem experimental e computacional. A formação do núcleo gasoso (*air core*) e a distribuição de velocidade dentro do sistema foram caracterizadas utilizando a Velocimetria por imagem de partícula, e também por meio de simulações numéricas utilizando o FLUENT 6.2. Os autores descreveram o processo transiente da formação estrutural do núcleo gasoso, via simulação, e mostraram que, para o hidrociclone estudado, foi necessário 1 (um) segundo para que o perfil do núcleo gasoso, em torno do eixo central, pudesse ser estabilizado (pseudo-permanente). O campo de escoamento no interior do hidrociclone foi caracterizado pela formação do núcleo gasoso, na sessão cilíndrica e cônica, e pelo campo de velocidade axial, para diferentes alturas, por meio das duas técnicas empregadas, PIV e simulação. Imagens da formação do cone gasoso utilizando o PIV na seção cilíndrica e cônica revelaram o diâmetro do mesmo, e foram comparados com as simulações numéricas nas mesmas regiões. Os desvios foram de 7,7% entre as duas técnicas. A comparação das duas abordagens com baixos desvios confirma que é possível descrever o campo de escoamento no interior de hidrociclones, por meio das mesmas.

Marins *et al.* (2010) descreveram o campo de velocidade no interior do hidrociclone, sem *vortex finder*, e operando apenas com água, por meio da velocimetria por imagem de partícula (três direções) e também pela Velocimetria Laser-Doppler (duas direções). As duas técnicas foram aplicadas de maneira redundante e comparadas posteriormente. O hidrociclone operou com uma queda de pressão de 1,87 bar e com pressões na entrada, *overflow* e *underflow* de, respectivamente, 3,02 bar, 1,20 bar e 2,05 bar. O campo de velocidade foi avaliado em seis diferentes alturas no interior do hidrociclone. Os desvios entre os dados obtidos por meio do PIV e LDA foram pequenos, com uma média de 10%. Os perfis turbulentos foram também determinados em três diferentes posições axiais, representando o "estado da arte" para medidas turbulentas no interior de hidrociclones. Foi observado que na primeira seção cônica (15°), a turbulência é aumentada, enquanto que, na segunda seção cônica (1°), a turbulência é diminuída. Os autores afirmaram que os dados experimentais são precisos e que servirão como referência para a validação de simulações numéricas.

5. Materiais e Métodos

O presente capítulo descreverá os materiais e as metodologias empregadas neste estudo para organizar as atividades realizadas nesta tese. É válido lembrar que esse trabalho foi constituído por quatro etapas principais: uma envolvendo simulações computacionais e três experimentais. Podemos ressaltá-las da seguinte maneira para melhor situar o leitor:

- Um planejamento fatorial reduzido (2^{7-3}) envolvendo as sete variáveis de estudo deste trabalho (Di, Do, Du, VF, L1, Θ_1, e Θ_2) foi executado por meio de simulações computacionais para avaliar as eficiências de separação e a razão de fluido;
- O hidrociclone ótimo (maior eficiência de separação e menor valor de razão de fluido) foi projetado e construído em acrílico para que seus perfis de velocidade tangencial e axial pudessem ser investigados;
- Experimentos com a mistura óleo-água foram conduzidos para verificar seus valores de eficiência de separação e razão de fluido, para compará-los com as simulações, nas mesmas condições de operação. Nesta ocasião, os valores de eficiência de separação foram analisados para diferentes valores de razão de fluido total (R_{FT}).
- Determinar o valor de d'_{50} experimental utilizando as distribuições dos tamanhos de corda para as gotas de óleo que foram medidas em tempo real (*online*) nas correntes de alimentação, *overflow* e *underflow* por meio de experimentos com a mistura óleo-água.

Todas essas etapas que foram citadas serão discutidas de maneira mais detalhada por meio dos itens 5.1, 5.2, 5.3 e 5.4 deste capítulo.

5.1 Simulações em CFD

As dimensões dos hidrociclones neste estudo foram obtidas com base na observação das proporções geométricas, disponíveis na literatura, para a separação óleo-água envolvendo hidrociclones. Foram também considerados resultados de trabalhos anteriores do laboratório de fluidodinâmica computacional (Lab CFD) do Departamento de Engenharia Química da Escola de Química da Universidade Federal do Rio de Janeiro (Freitas *et al.*, 2009; Almeida *et al.*, 2009; Alves e Medronho, 2011 e 2012; Coelho *et al.*, 2011 e 2012; Anjos *et al.*, 2012; Queiroz e Medronho, 2012; Araújo *et al.*, 2012 e 2013; Mendonça *et al.*, 2013; Braga *et al.*,

2013), que também foram simulados numericamente. Mediante a avaliação dos efeitos de tais proporções geométricas na eficiência de separação e também para a razão de fluido, os intervalos de cada uma das sete variáveis em questão, foram determinados. A Tabela 2 mostra as proporções geométricas de trabalhos disponíveis na literatura, que dizem respeito à separação óleo-água.

Tabela 2: Proporções geométricas de alguns hidrociclones para a separação óleo-água disponíveis na literatura

Trabalhos	Di/Dc	Do/Dc	Du/Dc	L1/Dc	VF/Dc	Θ_1	Θ_2	L_t
Nezhati & Thew (1987)	0,175 (dupla entrada)	0,025	0,25	1	-	10°	$0,75^o$	18,9 cm
Young *et. al.* (1994)	0,25	0,026	0,33	2	-	6°	-	-
Belaidi & Thew (2003)	0,15 (dupla entrada)	0,142	0,237	0,35	-	10°	1°	56 cm
Husveg *et. al.* (2007)	0,15	0,025	0,25	-	-	$7,5^o$	$0,75^o$	-
Zhou *et. al.* (2010)	0,26	0,16	0,38	1	-	$2,75^o$	-	27,2 cm

Di = diâmetro da entrada (alimentação); Dc = diâmetro da seção cilíndrica; Du = diâmetro do underflow; Do = diâmetro do tubo de *overflow*; VF = comprimento do *vortex finder*; L_1 = comprimento da seção cilíndrica do hidrociclone; L_t = comprimento total do hidrociclone; Θ_1 = ângulo da primeira seção cônica do hidrociclone; Θ_2 = ângulo da segunda seção cônica do hidrociclone.

A Figura 12 mostra um esquema de hidrociclones empregados na separação óleo-água, sendo possível observar a localização das variáveis geométricas no equipamento, citadas na tabela anterior.

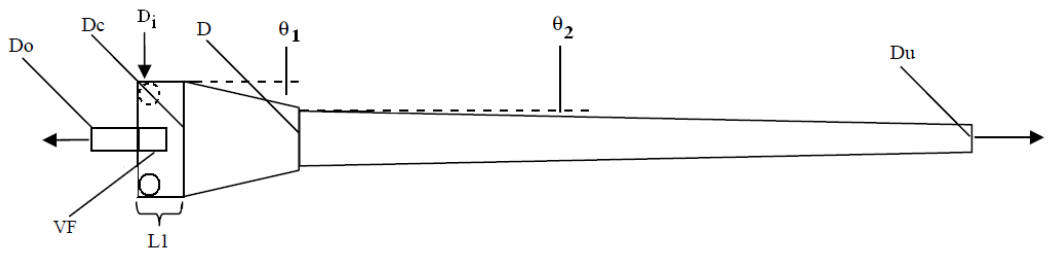


Figura 12: Esquema de um hidrociclone para separação óleo-água.

Neste trabalho, tanto o diâmetro da parte cilíndrica (Dc) quanto o diâmetro compreendido entre as duas seções cônicas (D) foram mantidos constantes, com valores de 70 mm e 40 mm, respectivamente. A Tabela 3 mostra as faixas das variáveis geométricas dos hidrociclones investigados no planejamento experimental deste trabalho.

Tabela 3: Faixa de valores para as variáveis geométricas empregadas no planejamento fatorial

Variáveis	Do (mm)	Du (mm)	Di (mm)	VF (mm)	L_1 (mm)	Θ_1 (grau)	Θ_2 (grau)
Faixa	5 - 20	10 - 25	7,5 – 17,5	4 – 40	25 - 45	10^0 - 30^0	4^0 - 30^0

Do = diâmetro do tubo de *overflow*; Du = diâmetro do *underflow*; Di = diâmetro da entrada (alimentação); VF = comprimento do *vortex finder*; L1 = comprimento da seção cilíndrica; Θ_1 = ângulo da primeira seção cônica do hidrociclone; Θ_2 = ângulo da segunda seção cônica do hidrociclone.

Foi realizado um planejamento fatorial do tipo 2^{7-3}, 16 experimentos foram sugeridos e mais 1 no ponto central. Como todos os 16 experimentos do planejamento foram executados por simulações computacionais, não foi necessário realizar repetições do ponto central. A utilização do planejamento fatorial reduzido deste trabalho foi devido ao elevado número de variáveis (sete). Os valores das variáveis para cada uma das simulações são mostrados na Tabela 4.

O pacote computacional de CFD empregado nas simulações numéricas foi o Fluent 12.1 (Ansys).

Todas as dezessete geometrias propostas a partir do planejamento de experimentos realizado com base nas faixas mostradas na Tabela 2 foram construídas com o *Design Modeler* (Ansys 12.1). Um exemplo de um destes hidrociclones pode ser visto na Figura 13, e diz respeito ao hidrociclone 17 (simulação 17), que corresponde ao ponto central (PC) deste planejamento.

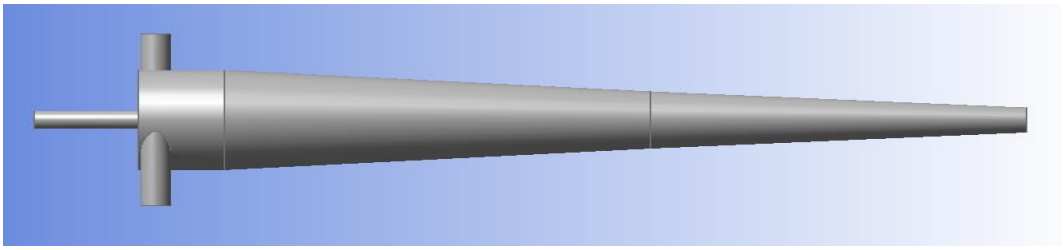


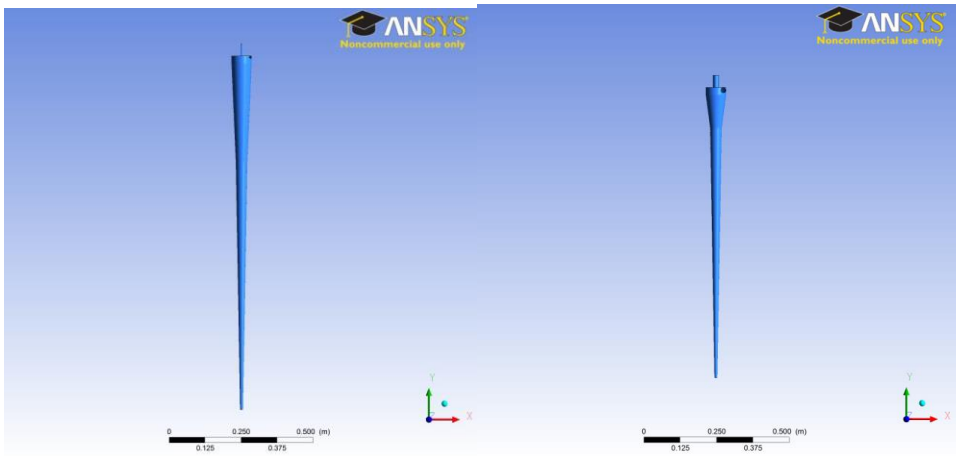
Figura 13: Geometria do hidrociclone 17 criado a partir do software *Design Modeler* (ANSYS®).

Tabela 4: Dimensões dos hidrociclones estudados

Simulação	Do (mm)	Du (mm)	VF (mm)	L1 (mm)	Θ_1 (grau)	Θ_2 (grau)	Di (mm)
1	5	10	4	25	5	2	7,5
2	20	10	4	25	15	2	17,5
3	5	25	4	25	15	15	7,5
4	20	25	4	25	5	15	17,5
5	5	10	40	25	15	15	17,5
6	20	10	40	25	5	15	7,5
7	5	25	40	25	5	2	17,5
8	20	25	40	25	15	2	7,5
9	5	10	4	45	5	15	17,5
10	20	10	4	45	15	15	7,5
11	5	25	4	45	15	2	17,5
12	20	25	4	45	5	2	7,5
13	5	10	40	45	15	2	7,5
14	20	10	40	45	5	2	17,5
15	5	25	40	45	5	15	7,5
16	20	25	40	45	15	15	17,5
17 (PC)	12,5	17,5	22	35	10	8,5	12,5

Do = diâmetro do tubo de *overflow*; Du = diâmetro do *underflow*; Di = diâmetro da entrada (alimentação); VF = comprimento do *vortex finder*; L1 = comprimento da seção cilíndrica; Θ_1 = ângulo da primeira seção cônica do hidrociclone; Θ_2 = ângulo da segunda seção cônica do hidrociclone; PC = ponto central.

As Figuras 14, 15, 16 e 17 mostram todas as geometrias construídas, sendo que estas foram colocadas em escala para que possam ser comparadas.



01 02

Figura 14: Geometria, em escala, dos hidrociclones 01 e 02 do planejamento fatorial.

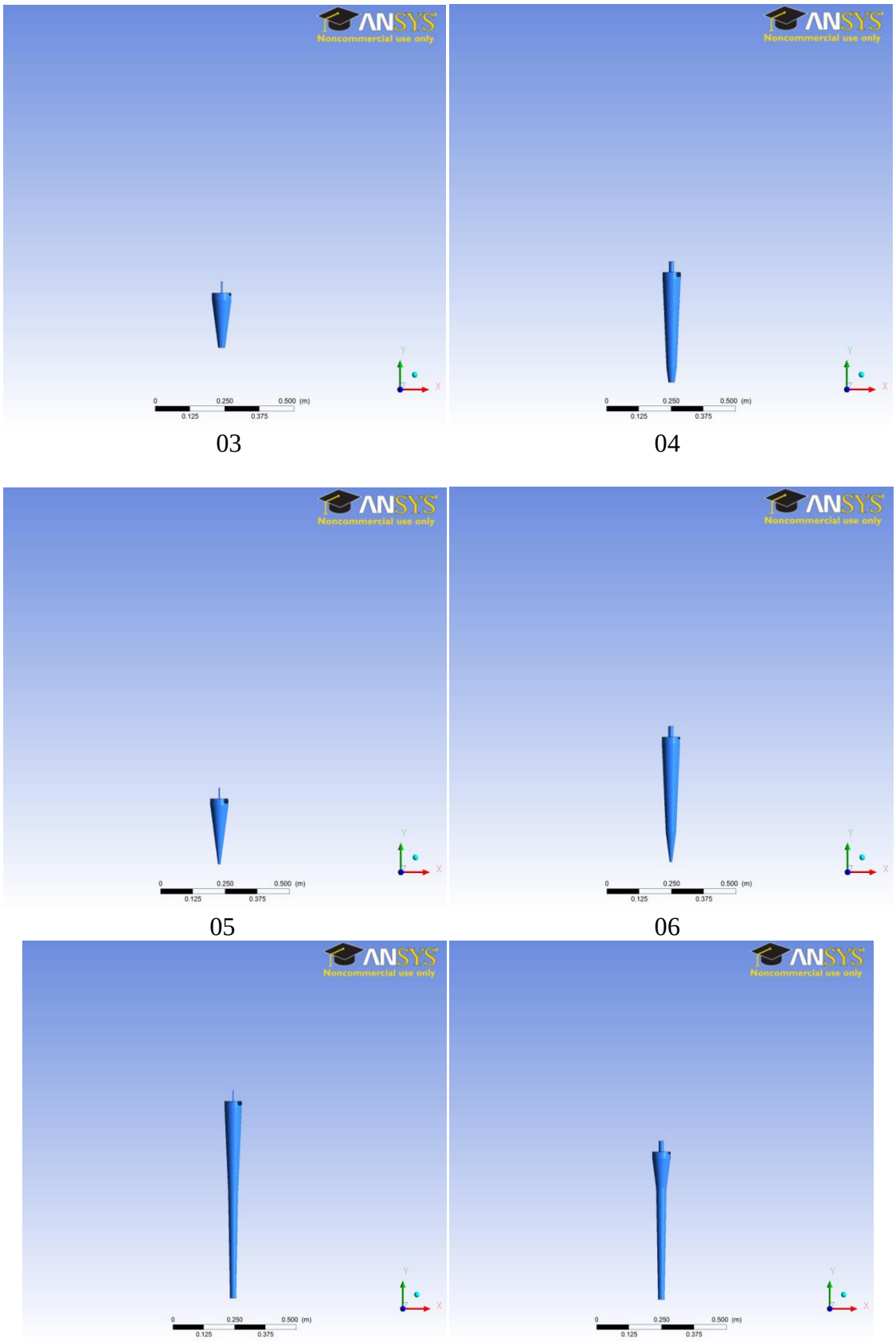
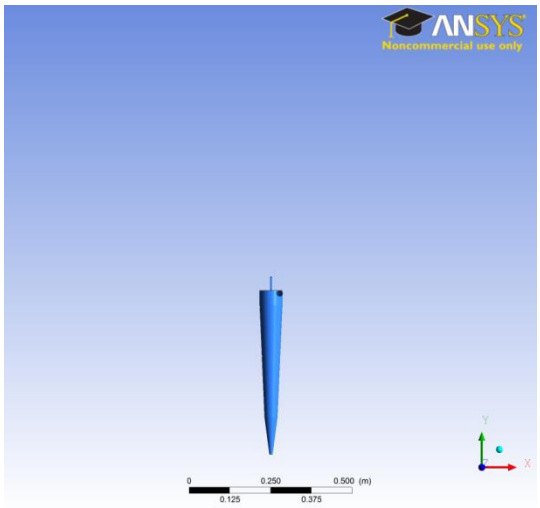
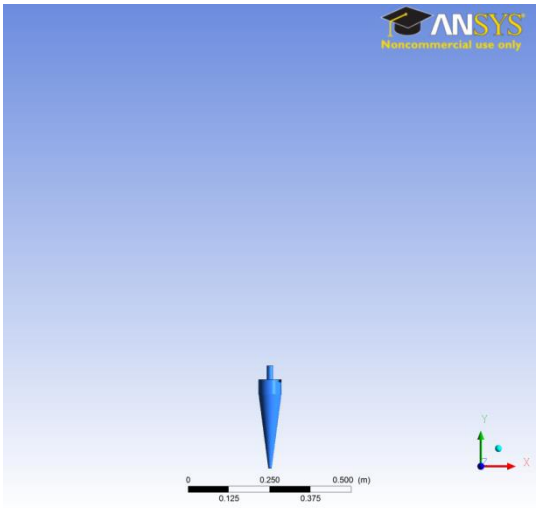


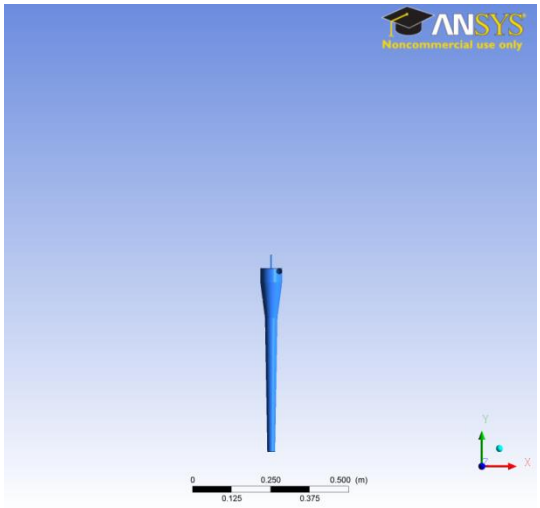
Figura 15: Geometria, em escala, dos hidrociclones 03 a 08 do planejamento fatorial.



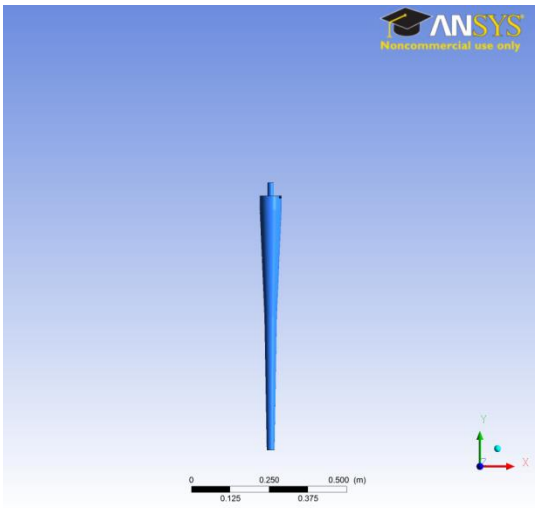
09



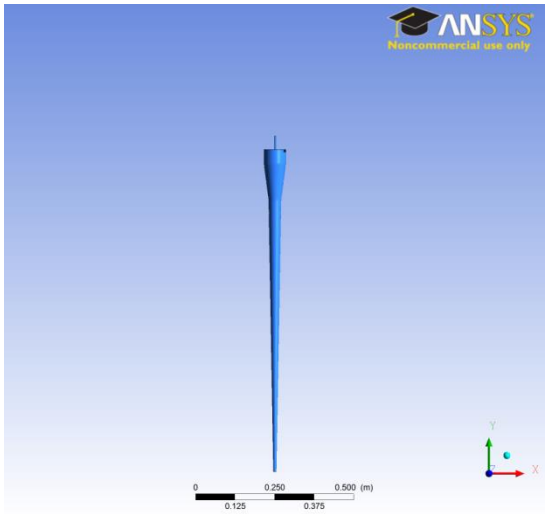
10



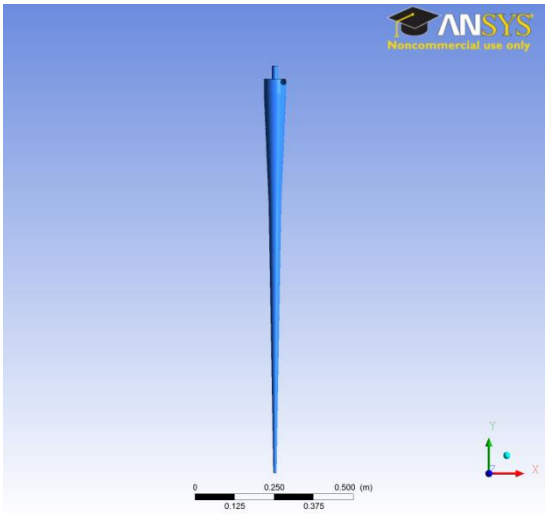
11



12

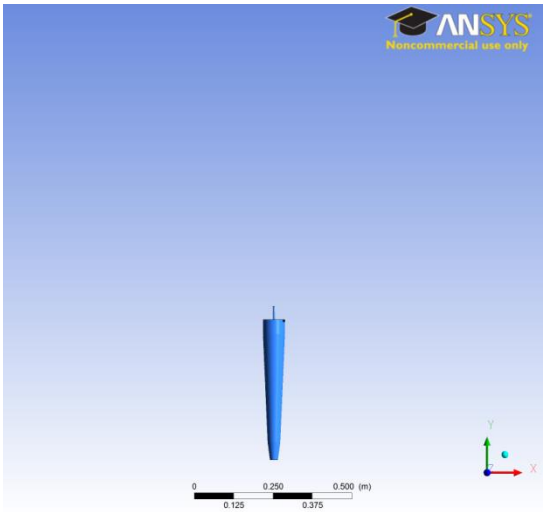


13

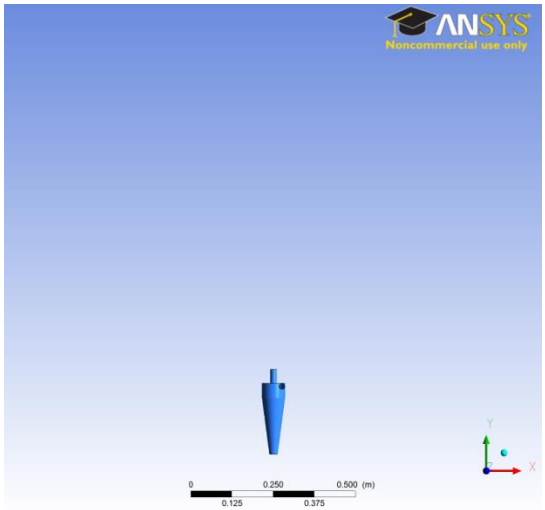


14

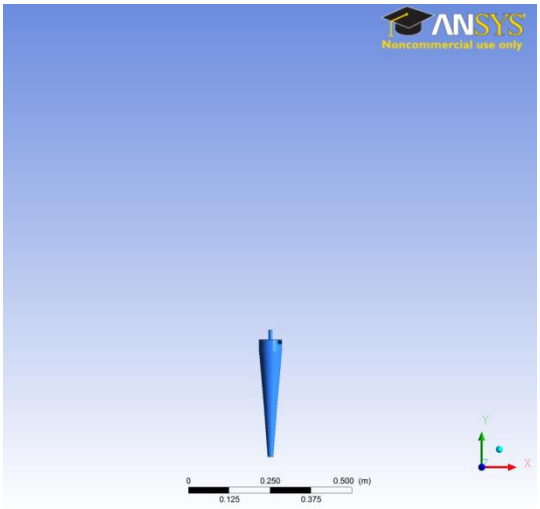
Figura 16: Geometria, em escala, dos hidrociclones 09 a 14 do planejamento fatorial.



15



16



17

Figura 17: Geometria, em escala, dos hidrociclones 15, 16 e 17 do planejamento fatorial.

O volume e comprimento para todos os hidrociclones do planejamento podem ser observados na Tabela 5. As malhas hexaédricas foram construídas no ANSYS ICEM. Um exemplo da malha hexaédrica construída pode ser vista na Figura 18.

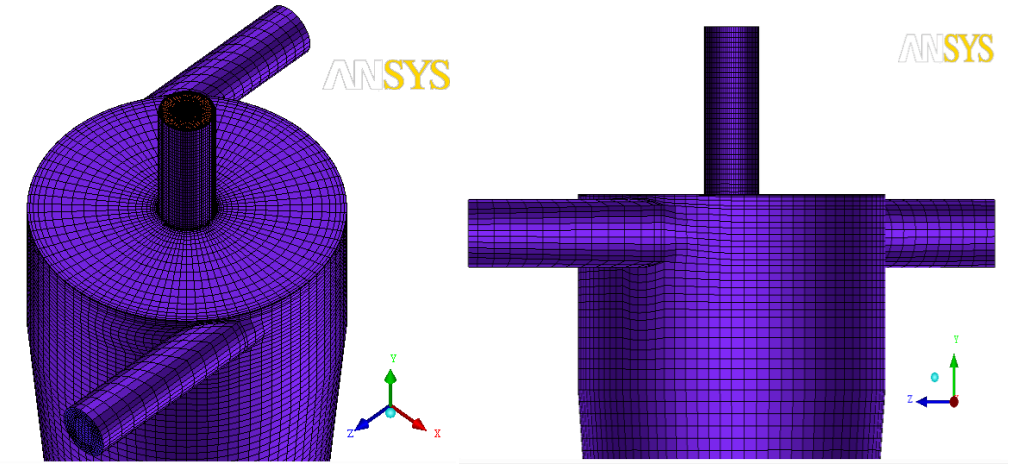


Figura 18: Exemplo de malha hexaédrica gerada no Icem (ANSYS) para o hidrociclone 17 do planejamento.

Tabela 5: Comprimento e volume para os hidrociclones do planejamento fatorial

Hidrociclone	Comprimento (cm)	Volume (litros)
1	125	1,406
2	100	0,875
3	20	0,426
4	43	1,000
5	25	0,453
6	48	1,000
7	80	1,311
8	57	0,750
9	50	1,089
10	28	0,528
11	60	0,829
12	82	1,387
13	103	0,926
14	125	1,508
15	44	1,059
16	22	0,527
17	35	0,666

Foi realizado um teste de malha com o hidrociclone 17 (ponto central) buscando otimizar as simulações levando em consideração o número de elementos e o número de iterações. O que se buscou analisar foi qual a quantidade mínima de elementos que uma malha deveria ter, a partir da qual não houvesse mais diferença nos resultados dos perfis de velocidade. A mesma lógica ocorreu para a análise do número de iterações. A realização do

teste de malha evita a construção de malhas muito refinadas e números excessivos de iterações que tornam as simulações ainda mais morosas. Esta mesma sistemática foi empregada com sucesso nos trabalhos de Bhaskar *et. al.* (2007), Freitas *et al.* (2009) e Alves & Medronho (2012).

A condição de contorno selecionada para a entrada foi a velocidade de entrada do fluido, *velocity inlet*, de 4 m s^{-1} para cada uma das duas entradas. Nas duas saídas, *over e underflow*, foi utilizada a pressão de saída (1 atm), *pressure outlet*, onde o fluido tem a possibilidade de entrar ou sair do volume de controle de acordo com as condições do escoamento naquela região. Nas paredes do equipamento foi utilizada a condição de aderência, *no slip wall*. Para todas as simulações, a concentração de óleo (fase dispersa) foi de 40% (v/v). O diâmetro de gota adotado para o óleo foi de 250 µm. Vale ressaltar que esses valores foram escolhidos com base na observação de dados disponíveis na literatura, para a separação óleo-água envolvendo hidrociclone, e também nos resultados de trabalhos anteriores do laboratório de fluidodinâmica computacional (Lab CFD), assim como comentado no início do item 5.1. As propriedades físicas da água e do óleo podem ser vistas na Tabela 6.

Tabela 6: Propriedades físicas da água e do óleo

Material	Densidade (kg m^{-3})	Viscosidade (kg m^{-1} s^{-1})
Água	996,5	$8{,}55\times10^{-4}$
Óleo	840,0	$1{,}32\times10^{-2}$

Todas as simulações foram realizadas no Fluent (ANSYS 12.1), em regime permanente. Devido ao escoamento espiralado (forte campo centrífugo) no interior do hidrociclone, o modelo de turbulência utilizado foi o Reynolds Stress Model, proposto por Gibson & Launder (1978). Quanto à abordagem multifásica, o modelo euleriano foi utilizado para a resolução das equações de conservação. A Tabela 7 mostra as principais configurações que foram usadas para cada uma das simulações.

Os computadores que executaram as simulações possuíam processadores quad-core Intel® Core i7, com 2.8 GHz (4,00 GB memória RAM). Um cluster contendo 20 nós duplos com processadores Intel Xeon quad-core com 2.33 GHz (4 GB de memória RAM), também foi utilizado para as simulações computacionais. Todos os nós totalizam 40 processadores com capacidade de armazenamento 8 TB.

Tabela 7: Configuração das simulações em regime permanente no Fluent

Parâmetro	Método
Tipo de *Solver*	*Pressure Based*
Modelo multifásico	Euleriano
Modelo de turbulência	RSM[1]
Reynolds-stress model	*Linear Pressure Strain*
Reynolds-stress options	*Wall Reflection Effects*
Near-wall treatment	*Standard Wall Functions*
RSM multiphase model	*Mixture*
Condições de contorno	
Zona	Tipo
entrada	*velocity-inlet*
overflow	*pressure-outlet*
underflow	*pressure-outlet*
parede	*wall (no-slip)*
Método de solução	
Acoplamento Pressão Velocidade	
Esquema	*Phase Coupled SIMPLE*
Discretização Espacial – esquema de interpolação	
Gradiente	*Least Square Cell Based*
Momento	2ª ordem *Upwind*
Fração Volumétrica	1ª ordem *Upwind*
Energia Cinética Turbulenta	2ª ordem *Upwind*
Taxa de dissipação turbulenta	2ª ordem *Upwind*
Tensores de Reynolds	1ª ordem *Upwind*
Critério de convergência	
Resíduos	1e-8 / 1e-5
Número de Iterações	600.000 / 30.000
Regime	Transiente / Permanente

[1]Modelo dos tensores de Reynolds proposto por Gibson & Launder (1978).

5.2 Hidrociclone

O hidrociclone otimizado com base no planejamento experimental (HC-12) foi construído em acrílico (Figura 19), com o objetivo principal de permitir que os perfis de velocidade pudessem ser medidos em seu interior. Suas proporções geométricas foram citadas na Tabela 4, simulação 12. Outras vantagens de ser construído com paredes transparentes é que muitos aspectos experimentais podem ser visualizados, tais como: se há formação do núcleo central de ar; se há uma grande concentração de óleo em torno no tubo de *overflow*; observação visual da formação do *vortex* principal e secundário; e o aspecto da mistura óleo-água que escoa no interior do hidrociclone.

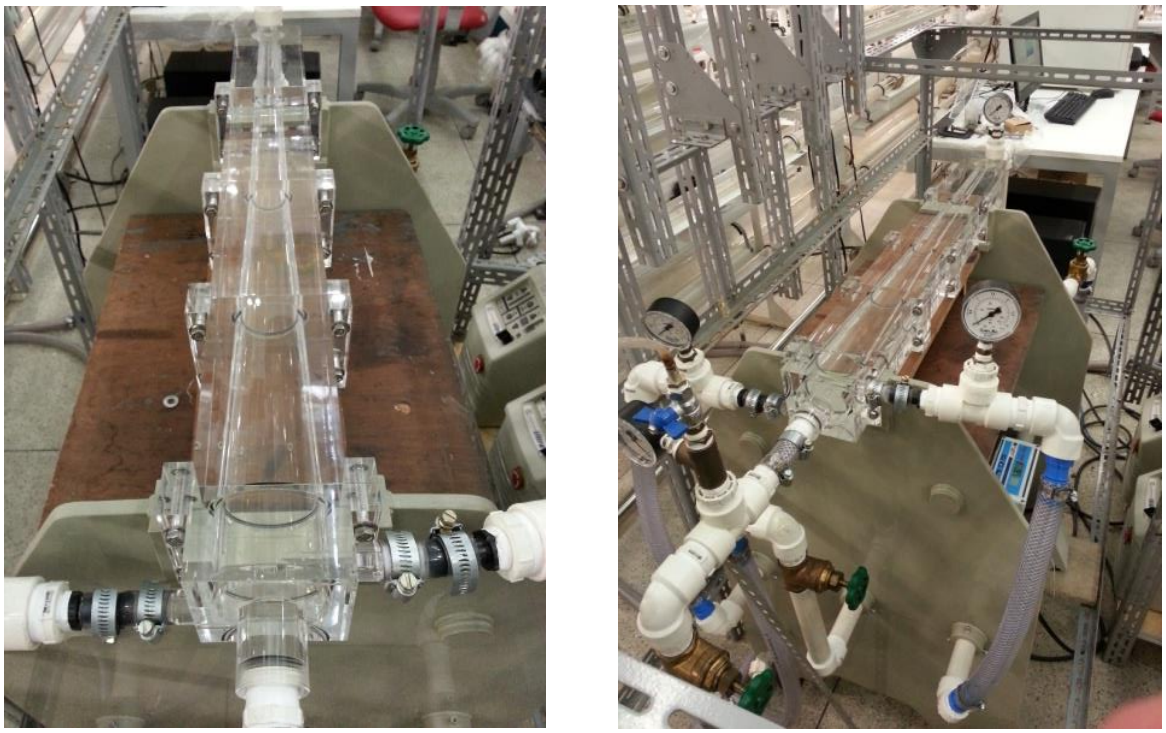


Figura 19: Imagem do hidrociclone 12 construído em acrílico para as medidas experimentais.

5.3 O sistema PIV

A Figura 20 mostra um esquema em circuito fechado operando apenas com água para as medidas de velocidade usando o PIV. As pressões nas entradas, no *overflow* e no *underflow* foram medidas por manômetros de Bourdon. Válvulas foram utilizadas para controlar as vazões com o objetivo de regular a razão de fluido total. Uma bomba centrífuga CAM-W10 de (2 cv) da marca DANCOR foi utilizada para alimentar o hidrociclone. Para a circulação apenas de água, como no caso do PIV, três medidores de vazão digitais PRO 1000 (Incontrol)

foram utilizados nas duas entradas e no *underflow*. A vazão de líquido no *overflow* foi obtida por diferença e o sistema operava de maneira fechada, isto é, havia retorno de fluido para o tanque.

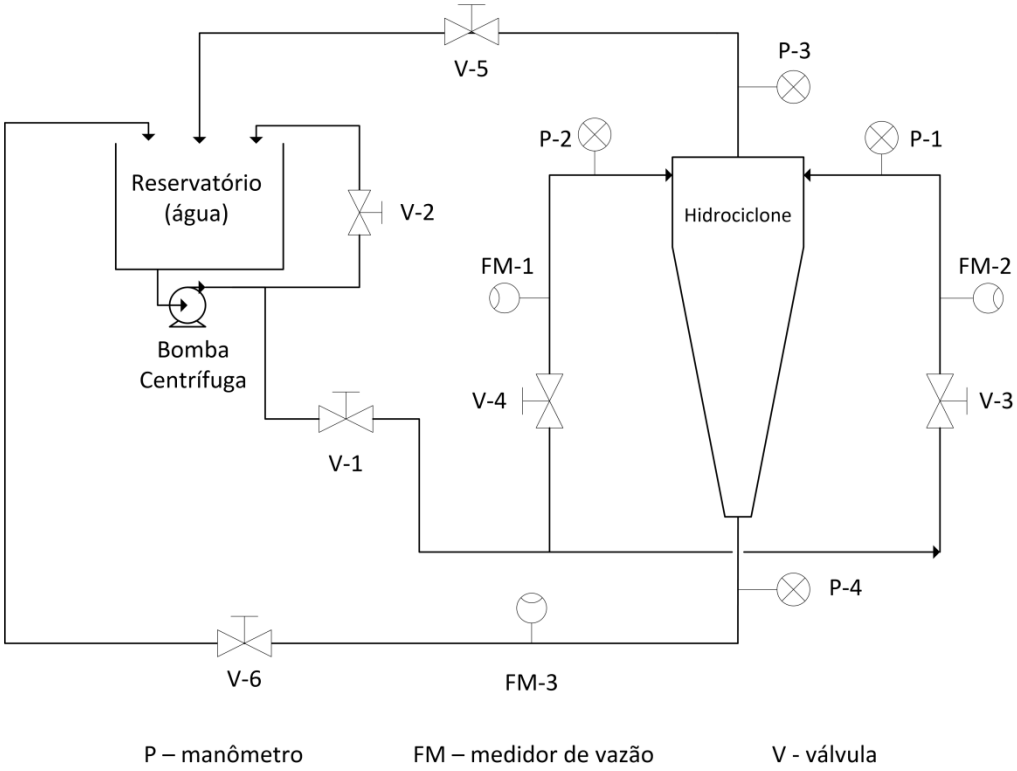


Figura 20: Esquema do aparato experimental montado para as medidas dos perfis de velocidade.

O sistema PIV é composto por partículas traçadoras, câmeras e lentes, sistema de iluminação a laser e computadores para o processamento das imagens. As partículas traçadoras (diâmetros compreendidos entre 1 a 20 μm) utilizadas nesse trabalho foram de Poli(metil metacrilato), com densidade igual a 1190 kg/m^3, revestidas com Rodamina B que resulta em um índice de refração igual 1,48. A câmera CCD de 12 Bit utilizada tem resolução de 1376x1040 pixel e tamanho de pixel 6,45 μm x 6,45 μm, com lentes AF Micro-Nikkor 105 mm f/2.8D. O Laser empregado foi do tipo Nd:YAG do fabricante BigSky com comprimento de onda λ = 532nm e energia por pulso de 120 mJ. O Software Davis 7.1 foi empregado para processamento das imagens. A Figura 21 mostra o aparato experimental formado pelo sistema PIV e hidrociclone para as medidas experimentais dos perfis de velocidade.

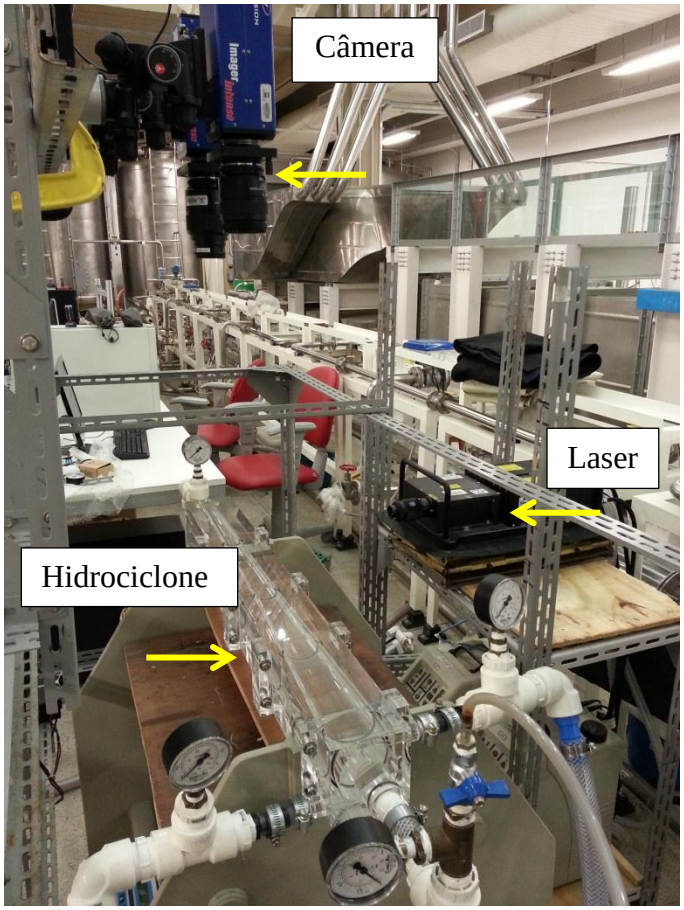


Figura 21: Aparato experimental equipado com o sistema PIV destacando a câmera, o *laser* e o hidrociclone.

Para iniciar as medidas com o sistema PIV é necessário calibrar o sistema. Um alvo de calibração precisa ser introduzido no interior do equipamento exatamente onde incidirá o feixe de laser antes das medidas. A Figura 22 mostra o alvo que foi utilizado para a calibração das medidas de velocidades tangenciais (A) e axiais (B). A câmera deve estar posicionada e focada de maneira a visualizar com nitidez os pontos contidos nos alvos de calibração. A ideia do alvo de calibração é basicamente para que o software interprete a distância verdadeira que as partículas percorrem em um intervalo de tempo conhecido. Não há como fazer medições do campo de velocidade utilizando o PIV sem que haja a etapa de calibração.

Figura 22: Alvo de calibração para as medidas dos perfis de velocidades tangenciais (A) e axiais (B) utilizando o PIV.

É importante ressaltar que apenas água foi utilizada para as medidas do campo experimental de velocidades no interior do hidrociclone. Para a quantidade de óleo o qual esse hidrociclone foi projetado, 40% v/v, esta fase impediria a visualização das partículas pelas câmeras. As partículas de Rodamina foram adicionadas ao tanque em quantidade suficiente para se dispersar no escoamento e serem identificadas pelas câmeras após a iluminação. Um exemplo das partículas iluminadas em número suficiente para as medições dos perfis é mostrado na Figura 23.

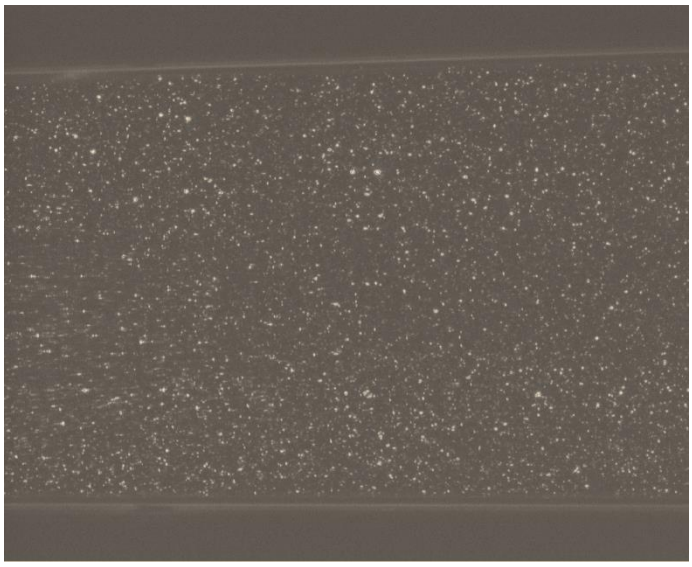


Figura 23: Imagem obtida com a câmera do sistema PIV que mostra a quantidade de partículas empregadas em um experimento para as medidas dos campos de velocidade.

5.4 Experimentos com a mistura óleo-água

5.4.1 Medidas das eficiências de separação

Para os experimentos com a mistura óleo-água o sistema operou de maneira aberta, isto é, a água e o óleo não foram devolvidos para o tanque de armazenamento, como mostra o esquema da Figura 24. Os medidores digitais de vazões utilizados neste trabalho, na etapa de experimentos com PIV, não funcionam para misturas com concentrações tão elevadas de óleo, e tiveram que ser substituídos. Rotâmetros da marca AppliTech® foram utilizados para medir as vazões de água e de óleo. As vazões volumétricas para o óleo e água foram de 0,51 $m^3 h^{-1}$ e 0,74 $m^3 h^{-1}$, respectivamente. O óleo foi bombeado por uma bomba de deslocamento positivo NEMO® BY da marca NETZSCH.

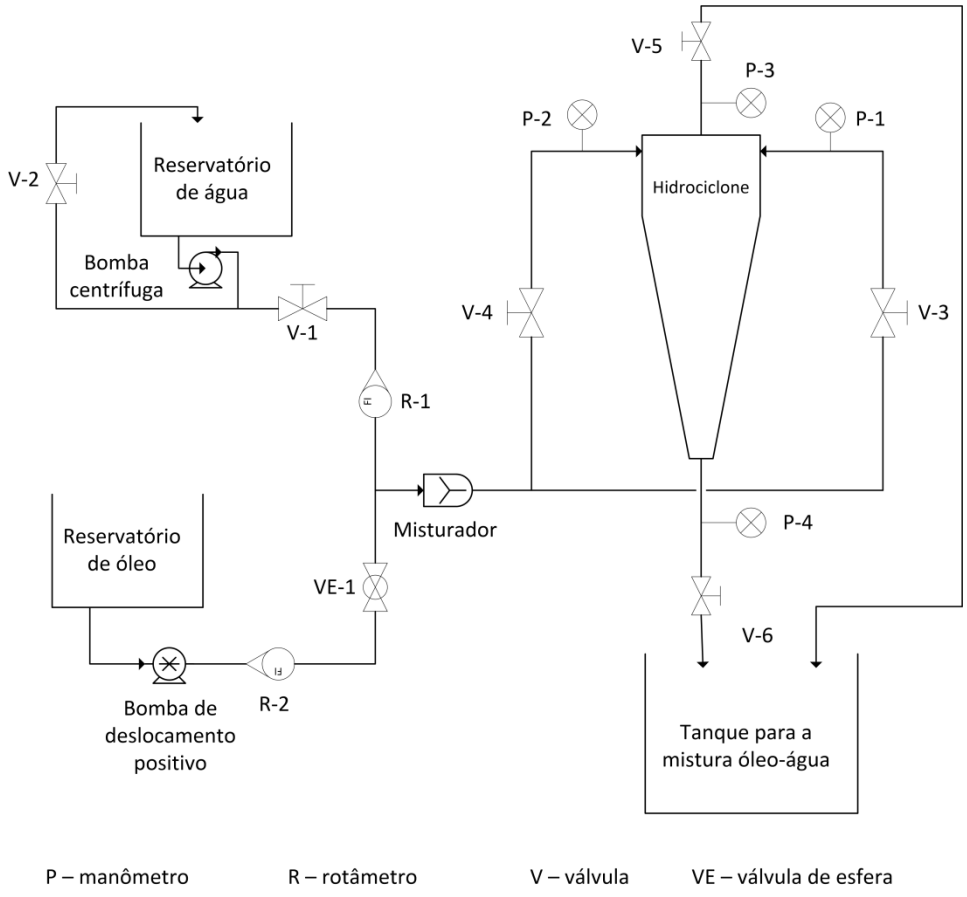
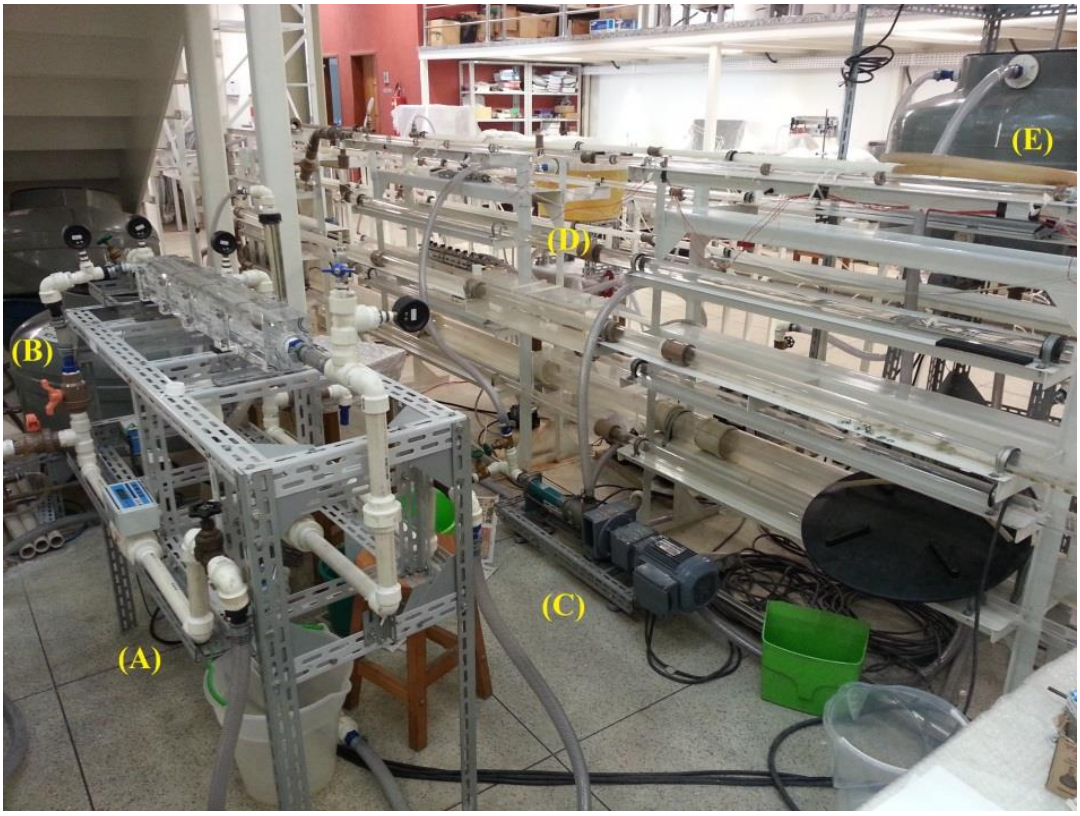


Figura 24: Esquema da unidade experimental construída para as medidas de eficiência de separação da mistura óleo-água.

O aparato experimental montado no Núcleo Interdisciplinar de Dinâmica de Fluidos (NIDF) da COPPE/UFRJ e utilizado para a separação da mistura óleo-água pode ser visto na

Figura 25. É possível identificar o aparato que suporta o hidrociclone juntamente com os medidores de vazão e as válvulas, o tanque de armazenamento da mistura óleo-água para posterior recuperação do óleo, a bomba de deslocamento positivo para o óleo, o reservatório de óleo e o reservatório de água.

As misturas óleo e água foram feitas por um misturador construído no laboratório onde foram conduzidos os testes (NIDF). A Figura 26 mostra uma imagem do misturador que mede aproximadamente 50 centímetros de comprimento.



(A) Suporte do hidrociclone; (B) Tanque de armazenamento; (C) Bomba de deslocamento positivo; (D) Reservatório de óleo; (E) Reservatório de água.

Figura 25: Aparato experimental para as medidas de eficiência de separação da mistura óleo-água.

Figura 26: Misturador construído para promover a mistura óleo-água.

5.4.2 Medidas das distribuições de tamanhos de cordas usando o FBRM

A análise da distribuição de tamanho de cordas das gotas foi realizada em tempo real (*on line*) por um equipamento que usa a técnica de reflexão do feixe de laser focado (Focused Beam Reflective Measurement), também conhecido como FBRM. O modelo utilizado foi o ParticleTrack E25 da Metler Toledo, que possui uma sonda fixa com 25 mm de diâmetro e com circulo de escaneamento de 5 mm de diâmetro. A Figura 27 mostra a imagem do equipamento que foi utilizado no Laboratório de Escoamento de Fluidos Giulio Massarani (LEF), do Departamento de Engenharia Química da Universidade Federal Rural do Rio de Janeiro.

Figura 27: Imagem do FBRM utilizado para a determinação do tamanho de gotas em tempo real (fonte: www.us.mt.com).

A Figura 28 mostra a imagem do aparato experimental montado no Laboratório de Escoamento de Fluidos (UFRRJ) para as medidas das distribuições de tamanhos de gotas na entrada, *overflow* e *underflow*.

Foram necessárias algumas adaptações para que o suporte da sonda FBRM pudesse ser utilizado na unidade experimental. O suporte da sonda consta, basicamente, de uma conexão em "Y" com diâmetro de duas polegadas conforme mostrado na figura anterior, e vista com mais detalhes na Figura 29. As outras duas saídas são para a passagem do escoamento da mistura óleo-água. A adaptação foi realizada de maneira a reduzir o diâmetro de duas polegadas para um valor mais próximo aos diâmetros das mangueiras conectadas na entrada, *overflow* e *underflow*. Diâmetros maiores que os das mangueiras utilizadas poderiam acarretar

em um decréscimo no valor da velocidade e consequentemente favorecer o processo de coalescência.

Figura 28: Imagem da sonda FBRM acoplada à unidade experimental para a determinação dos tamanhos de gotas (LEF/UFRRJ).

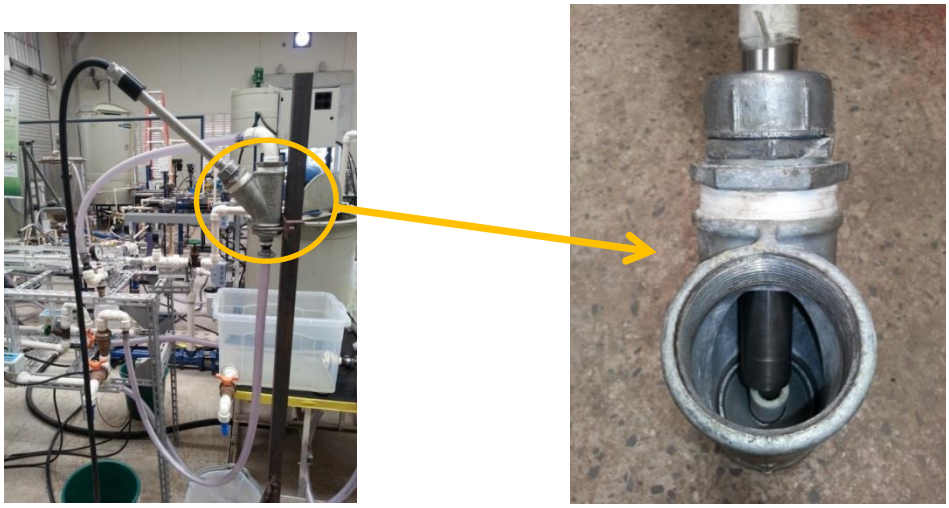


Figura 29: Imagem do suporte da Sonda FBRM ressaltando a diminuição do seu diâmetro (LEF/UFRRJ).

6. Resultados e Discussão.

6.1 Resultados da simulação

6.1.1 Teste de malha

O teste de malha objetivou a avaliação do tamanho da malha construída para evitar malhas de tamanho excessivo, tornando o tempo de simulação mais elevado que o necessário. A mesma sistemática foi seguida para o número de iterações, que pôde ser interrompida após o balanço de massa estar fechado.

Os perfis de velocidade geralmente são utilizados para a avaliação do tamanho da malha e número de iterações da simulação. Este teste de malha foi realizado com o hidrociclone 17 (simulação 17 e ponto central). O número de elementos para cada uma das quatro malhas construídas foi de aproximadamente 100 mil, 200 mil, 400 mil e 600 mil elementos. Os perfis de velocidade tangencial foram plotados em diferentes alturas (linhas 1, 2, 3 e 4), como mostra a Figura 30.

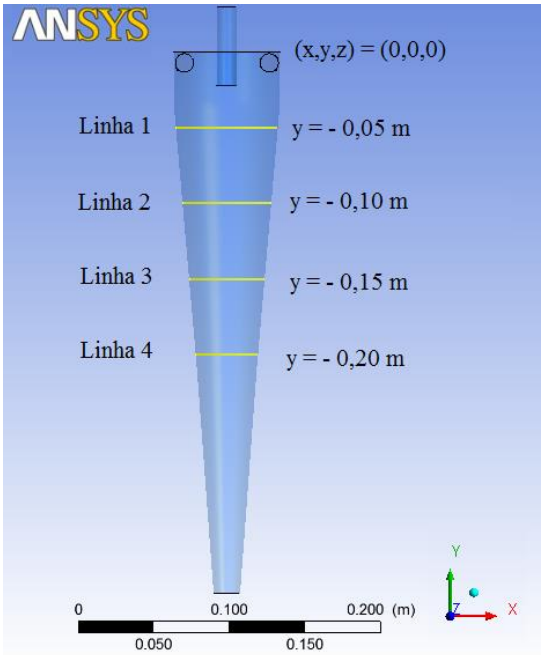


Figura 30: Diferentes alturas ao longo do comprimento do hidrociclone 17 para avaliação dos perfis de velocidade tangencial empregado no teste de malha.

A ideia para a avaliação do tamanho da malha é começar com uma malha com número relativamente pequeno de elementos, e depois ir aumentando este número de elementos, até o momento em que o perfil de velocidade não se altera mais. Esta é a malha ideal. Isto se aplica

também para o número de iterações ao longo da simulação. Esta sistemática foi aplicada com sucesso nos trabalhos de Freitas (2009) e Alves (2012). Os perfis de velocidade tangencial em função do diâmetro da seção cônica podem ser vistos nas Figuras 31, 32, 33 e 34, para as linhas 1, 2, 3 e 4, respectivamente.

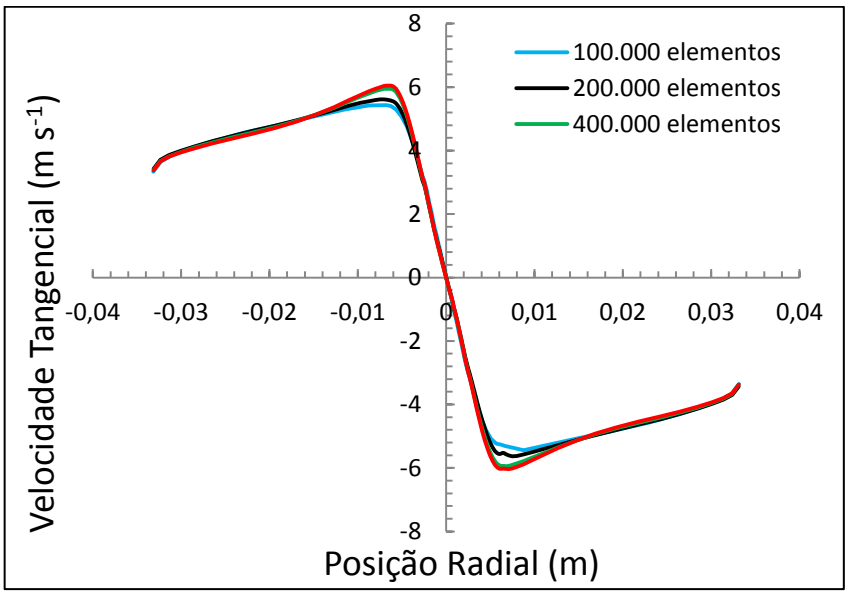


Figura 31: Resultado dos perfis de velocidade tangencial no hidrociclone 17, para o teste de malha, avaliando o tamanho da malha para y = -0,05m (Linha 1).

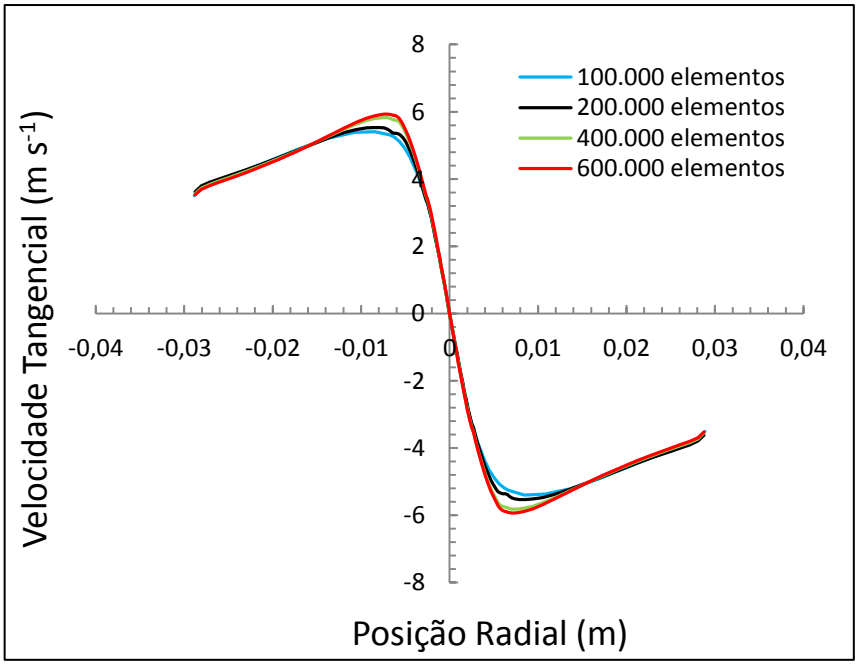


Figura 32: Resultado dos perfis de velocidade tangencial no hidrociclone 17, para o teste de malha, avaliando o tamanho para y = -0,10m (Linha 2).

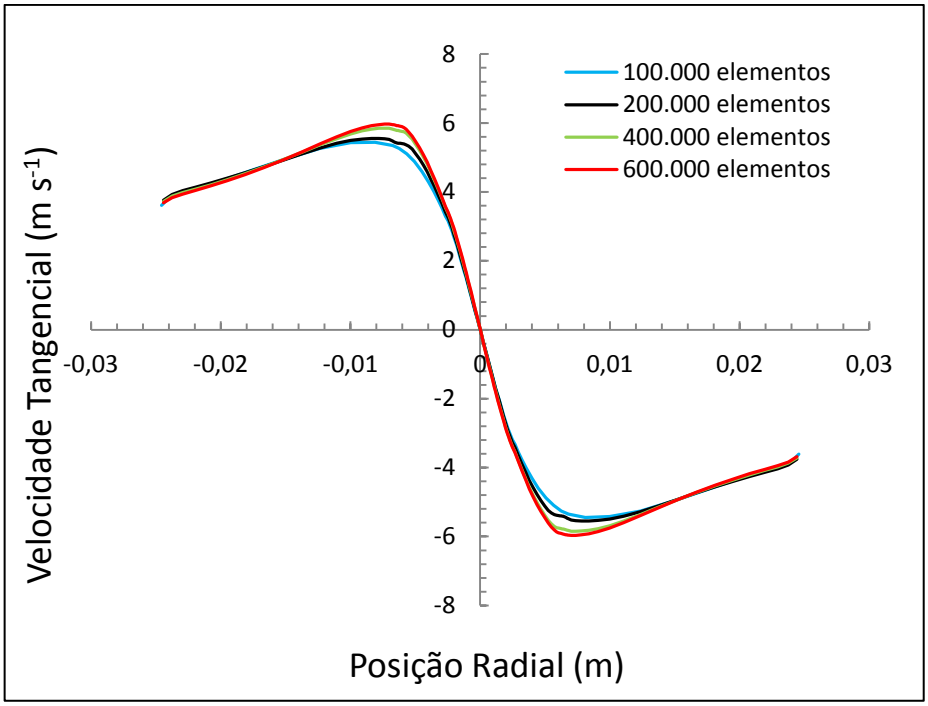


Figura 33: Resultado dos perfis de velocidade tangencial no hidrociclone 17, para o teste de malha, avaliando o tamanho da malha para y = -0,15m (Linha 3).

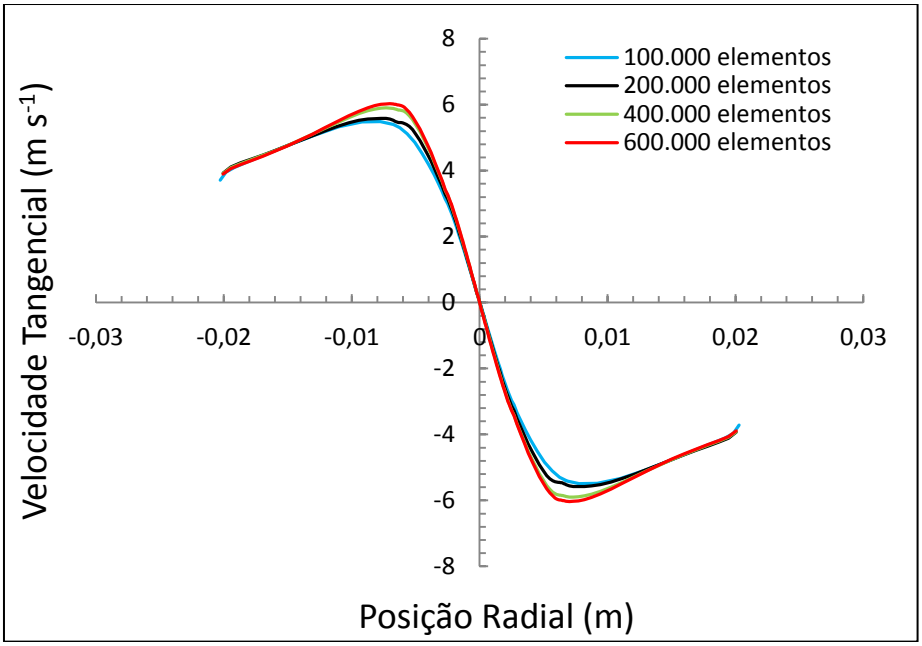


Figura 34: Resultado dos perfis de velocidade tangencial no hidrociclone 17, para o teste de malha, avaliando o tamanho da malha para y = -0,20m (Linha 4).

Com base nestas figuras, foi possível concluir que uma malha de aproximadamente 400 mil elementos era suficiente para garantir que não haveria grandes modificações nos resultados dos perfis de velocidade. Caso se optasse por malhas ainda maiores, apenas esforço computacional e mais tempo seriam necessários sem mudanças no perfil de velocidade.

Testou-se também o número necessário de iterações para que o perfil de velocidade se estabelecesse. Utilizando a malha de 400 mil elementos, construiu-se o gráfico para o perfil de velocidade tangencial para 5.000, 10.000 e 15.000 iterações (Figura 35).

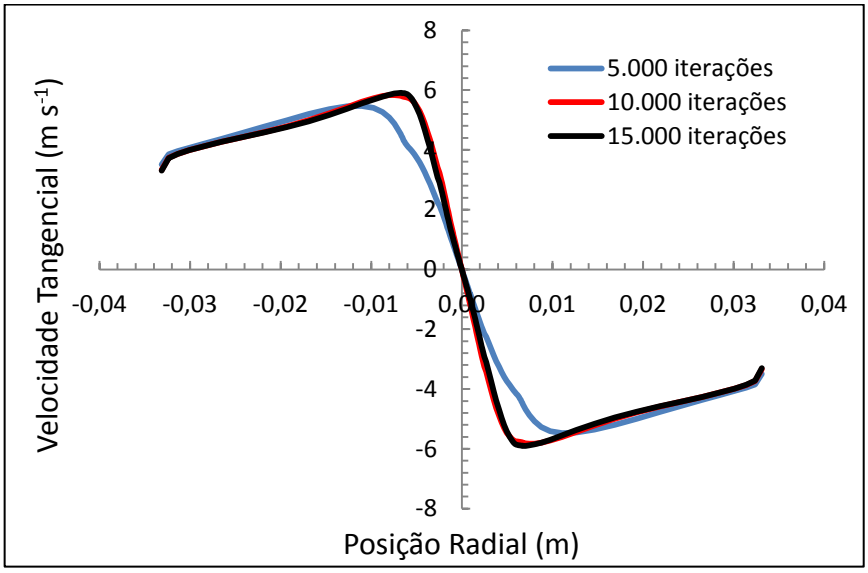


Figura 35: Resultado dos perfis de velocidade tangencial no hidrociclone 17, para o teste de malha, avaliando o número de iterações para y = -0,05m (linha 1).

A partir da observação da Figura 35 verificou-se que 10.000 iterações foram suficientes para que os perfis de velocidade se estabelecessem.

Embora verificado que, com uma malha de 400 mil elementos, e com um número de iterações igual a 10.000, tenham sido suficientes para o estabelecimento dos perfis de velocidade, o mesmo não aconteceu para o fechamento do balanço de massa. De acordo com o manual da Ansys 12.1 (*User Guide*) um resultado para o balanço de massa abaixo de 0,5% é considerado razoável, e não traz prejuízo significativo para a interpretação e confiança dos resultados. Número de iterações realizadas acima de 10.000 irão alterar os resíduos oriundos da resolução das equações de transporte e contribuir para o fechamento do balanço de massa.

Para a maioria dos 17 hidrociclones aqui estudados, foi necessário um número de iterações igual a 30.000 para que o resultado do balanço de massa pudesse estar abaixo de 0,5%, e para que os valores de G' e R_F pudessem estabilizar. A Tabela 8 mostra um exemplo do monitoramento do fechamento do balanço de massa de acordo com o número de iterações. Os valores dos balanços de massa foram obtidos calculando a diferença entre a quantidade de

massa que entra e que sai do equipamento. Também são mostrados os valores de G′ e R_f de acordo com estas iterações.

Tabela 8: Avaliação da eficiência granulométrica reduzida, razão de fluido e balanço de massa do óleo em função do número de iterações, para o hidrociclone 17 (P.C.).

Iterações	G' (%)	R_f (%)	BM* (%)
5.000	41,589	0,488	54,69
10.000	37,818	0,324	56,82
15.000	30,045	0,211	0,057
20.000	29,297	0,198	0,428
25.000	29,043	0,198	0,370
30.000	28,933	0,198	0,164

*BM = balanço de massa para o óleo

6.1.2 Regime permanente versus regime transiente

As simulações numéricas foram conduzidas em regime transiente e em regime permanente. A razão para que estas simulações pudessem ser investigadas em ambos os regimes, baseou-se, primordialmente, nos custos computacionais. O esforço computacional para simulações Euleriana-Euleriana, em regime transiente, é elevado, da ordem de semanas ou mesmo meses, dependendo da máquina utilizada, para que poucos segundos de simulação possam ser resolvidos. Mas em regime permanente, este cenário muda, e poucos dias de simulação são, normalmente, necessários para obter-se convergência.

Resultados para os perfis de pressão e velocidade, em simulações no regime transiente e permanente foram comparados, e seus desvios avaliados. Um exemplo onde estas duas abordagens foram comparadas foi no caso do hidrociclone 12, onde os critérios de convergência foram alcançados com 3 segundos de simulação. Estes critérios basearam-se no fechamento dos balanços de massa e estabilização dos valores de pressão e velocidade ao longo do tempo.

Para principiar a discussão sobre o regime permanente e transiente, foram avaliados os perfis de velocidade no interior do hidrociclone 12. Diferentes alturas ao longo do comprimento do equipamento foram selecionadas para a avaliação dos perfis de velocidade tangencial, conforme mostra a Figura 36.

A escolha destas diferentes alturas é devido ao fato das mesmas pertencerem a regiões de transição importante no interior do hidrociclone, como já abordado na revisão de literatura

e corroborado pelo trabalho de Wang *et. al.* (2011). A Figura 37 mostra os perfis de velocidade tangencial para o hidrociclone 12 em regime permanente e transiente.

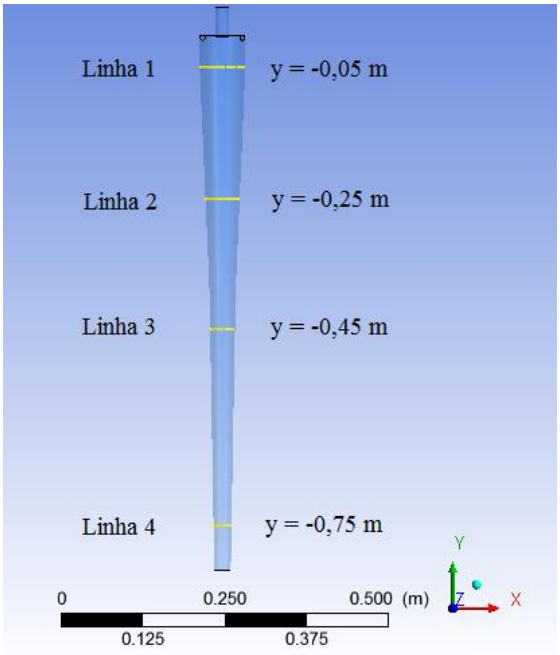


Figura 36: Diferentes alturas ao longo do comprimento do hidrociclone 12 para comparação dos perfis de velocidade tangencial no regime permanente e transiente.

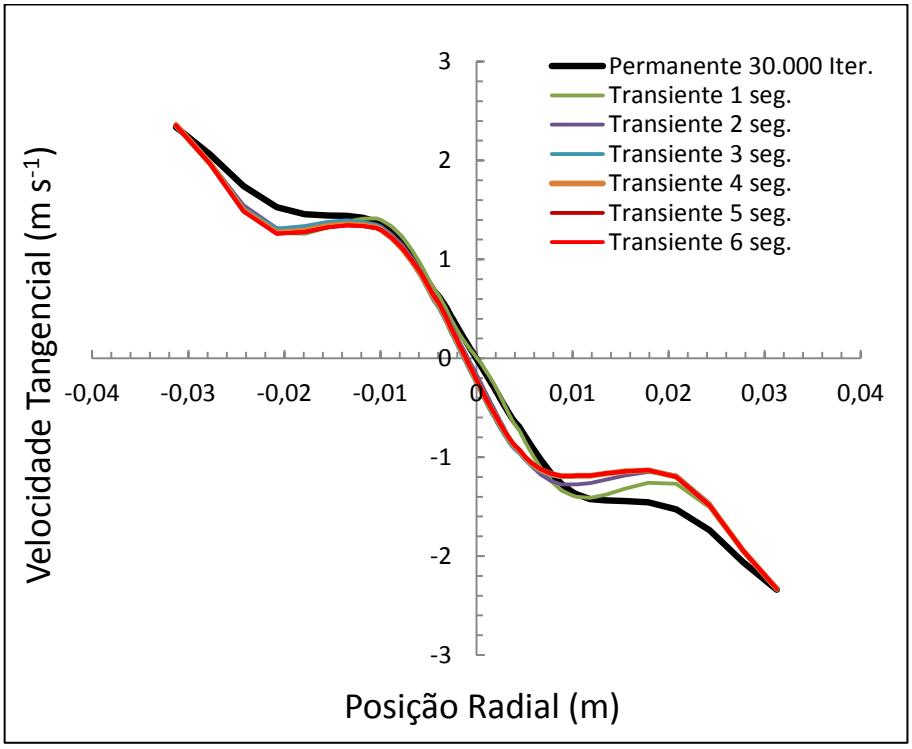


Figura 37: Perfis de velocidade tangencial para o hidrociclone 12 com gotas de 250 µm, em regime permanente e transiente sobre a linha 1.

Os perfis de velocidade tangencial mostram que a descrição para campo da velocidade, na região próxima à parede do hidrociclone, independe se o regime é permanente ou transiente. Isto pode ser confirmado observando a sobreposição das linhas que descrevem o campo de velocidade próxima à parede. Para a região do eixo central do equipamento, os desvios são maiores que os próximos à parede, porém, ainda pequenos. Os maiores desvios na descrição do campo de velocidade tangencial ocorrem na região de transição entre a parede e o eixo central do equipamento. Tal comportamento parece estar relacionado com a maneira a qual cada abordagem (permanente e transiente) trata o problema da recirculação existente entre estas duas regiões. O formato desse perfil (Figura 37) é diferente dos demais (Figuras 38, 39 e 40) devido a linha 1 situar-se próximo a região de alimentação do equipamento, onde há bastante recirculação. Os desvios entre os valores da velocidade no regime permanente e transiente podem alcançar 15% nesta região.

Comportamento semelhante pode ser observado também nas outras alturas ao longo do hidrociclone 12 (linha 2, linha 3 e linha 4), como mostram as Figuras 38, 39 e 40, nas quais não será mostrada a evolução temporal para o regime transiente, uma vez que a mesma já foi observada na Figura 37. Os desvios entre a abordagem permanente e transiente estão, em média, em torno de 10%.

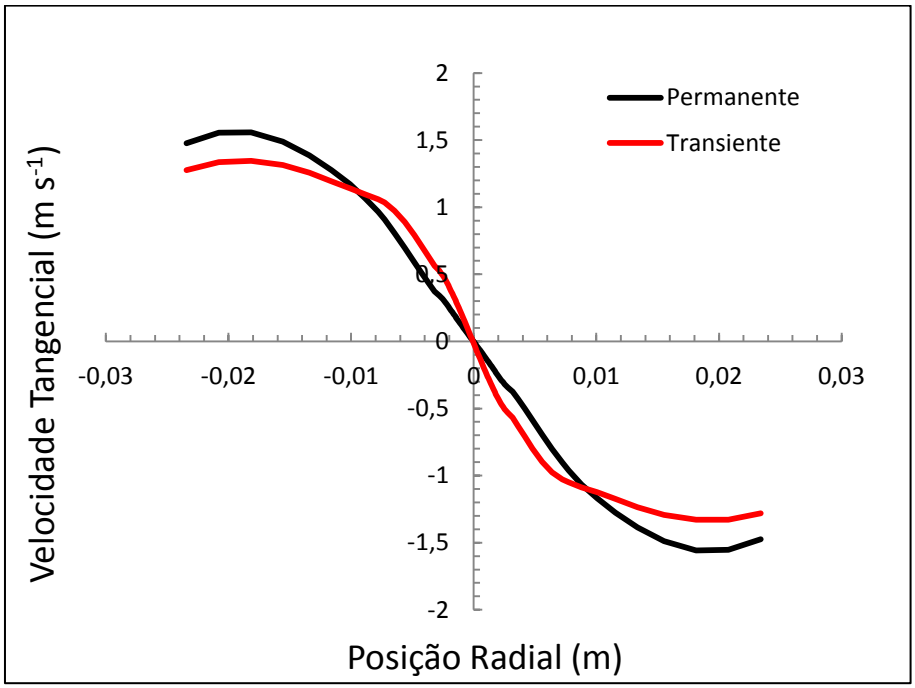


Figura 38: Perfis de velocidade tangencial para o hidrociclone 12 com partículas de 250 µm, em regime permanente e transiente (6 segundos) sobre a linha 2.

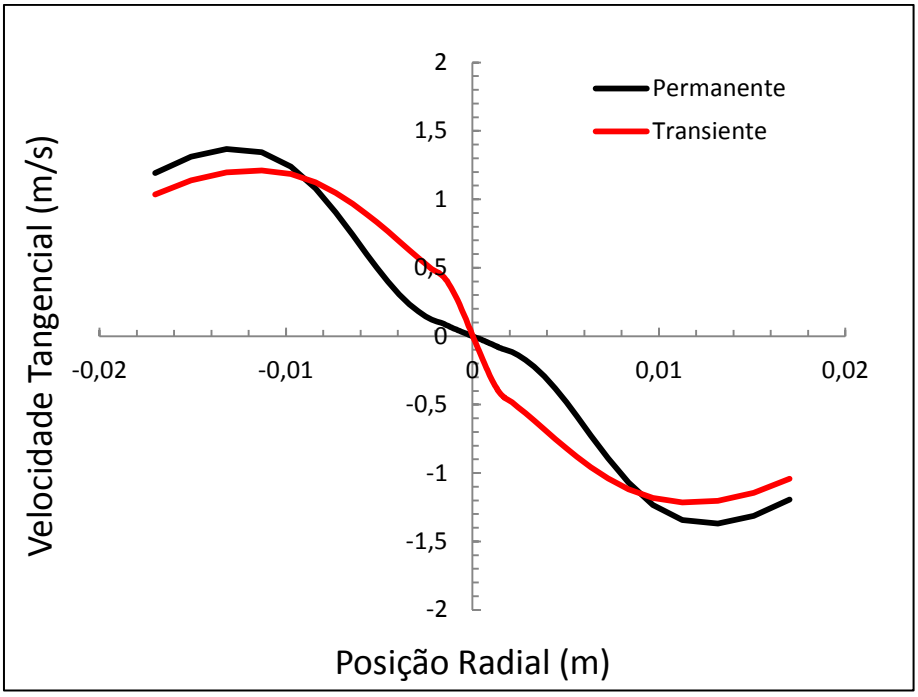


Figura 39: Perfis de velocidade tangencial para o hidrociclone 12 com partículas de 250 µm, em regime permanente e transiente (6 segundos) sobre a linha 3.

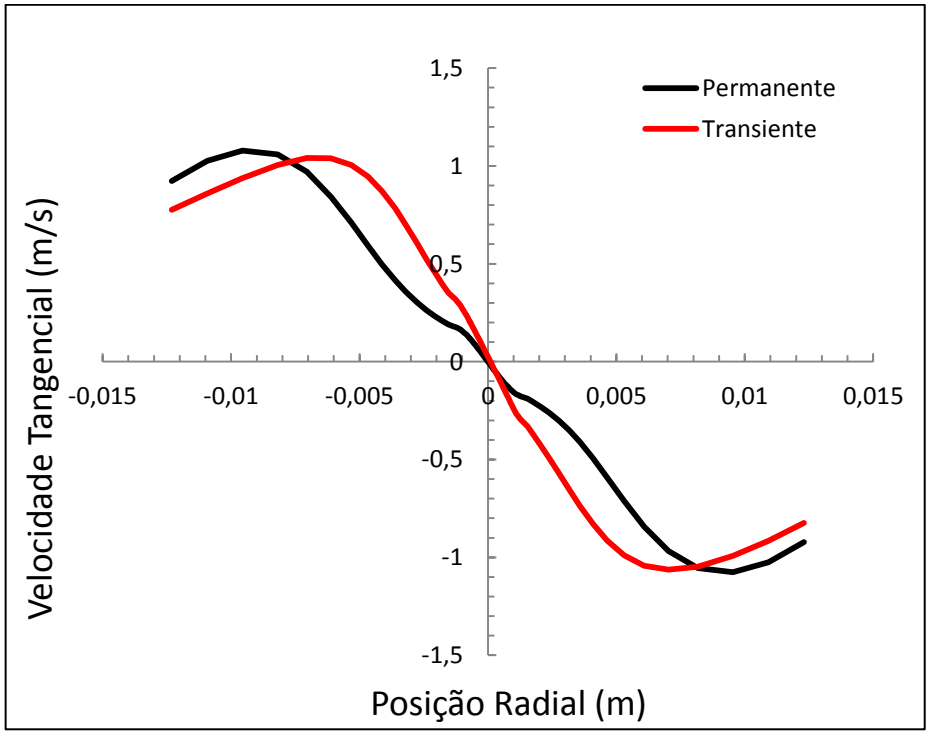


Figura 40: Perfis de velocidade tangencial para o hidrociclone 12 com partículas de 250 µm, em regime permanente e transiente (6 segundos) sobre a linha 4.

Para as alturas selecionadas, notou-se que os picos de velocidades diminuíram conforme se aproximava do orifício de *underflow*, assim como verificado no trabalho de Noroozi &

Hashemabadi (2011). Verificou-se também que os perfis se tornavam mais distintos quando se aproximava cada vez mais do orifício de *underflow*. Tal comportamento pode estar relacionado com o aumento da intensidade de recirculação dos vórtices que são gerados entre a região de parede e o eixo central do hidrociclone. É necessário notar que a distância entre a parede e o eixo central diminui à medida que se avança para o *underflow*.

Quanto ao campo de pressão, as Figuras 41 e 42 mostram que, tanto para o regime permanente quanto para o transiente, o cálculo da pressão na entrada e a distribuição da pressão ao longo do interior do equipamento, são semelhantes. Na Figura 41, a pressão foi calculada, em ambas as entradas do hidrociclone, a cada iteração. Pode-se observar que os valores os quais a pressão estabiliza para o regime transiente e permanente, são praticamente os mesmos, ficando em torno de 9.700 Pa (pressão manométrica).

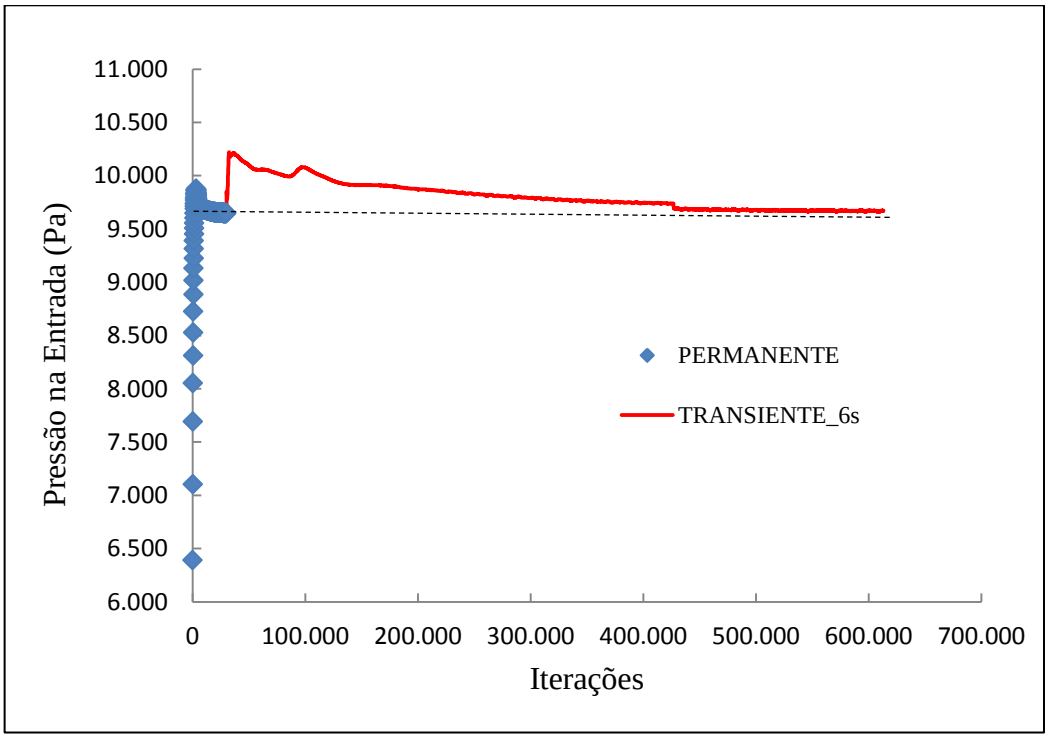


Figura 41: Comparação entre os valores de pressão calculados na entrada do hidrociclone 12 com partículas de 250 µm, em regime permanente e transiente para cada iteração.

Para o regime permanente, foram necessárias 30.000 iterações para que as simulações numéricas alcançassem a convergência. Já para o regime transiente, em apenas 6 segundos de simulação, foram necessárias 600.000 mil iterações, isto porque foi adotado um passo de tempo de 10^{-4} segundos, com 10 iterações para cada passo de tempo.

O perfil de pressão ao longo do equipamento também foi avaliado. A descrição do campo de pressão na região central do hidrociclone e também próximo à parede foram descritas de maneira similar, o que pode ser observado na Figura 42. Pressão mais alta na região próxima à parede e mais baixa em torno do eixo central, é característica do campo de pressão no interior de hidrociclones.

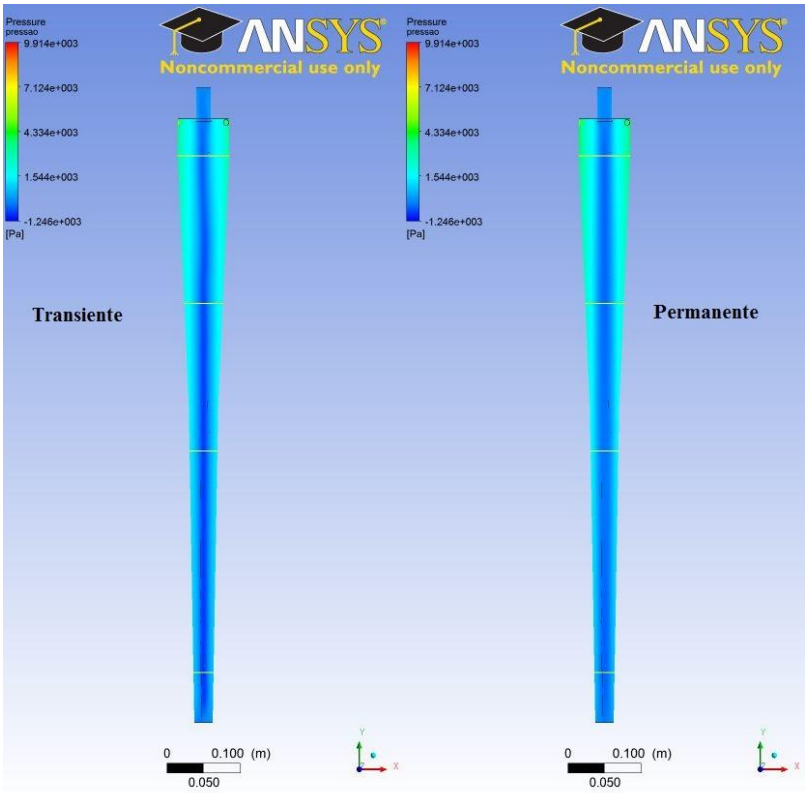


Figura 42: Comparação entre os perfis de pressão no interior do hidrociclone 12 com partículas de 250 µm, operando em regime permanente e transiente.

Quando se avalia o perfil de pressão em hidrociclones com dupla entrada, principalmente na região do eixo central, é possível notar uma tendência de uniformização deste perfil. Isto pode ser observado na Figura 42, na qual o perfil de pressão, ao longo de todo o corpo do hidrociclone, parece ser simétrico. O mesmo comportamento pode ser verificado quando se avalia o perfil de fração volumétrica para a fase dispersa, como será visto mais adiante. Este perfil uniforme não acontece em hidrociclones com apenas uma entrada, uma vez que, neste tipo de hidrociclone, a força exercida pelo fluido nas paredes da seção cilíndrica, é maior, e não há outra entrada compensatória no lado oposto. Esta observação também foi confirmada por Schütz *et al.* (2009) em seu trabalho experimental.

Estes resultados foram obtidos, em regime permanente, com três dias de simulação, enquanto que, em regime transiente, foram necessários 35 dias de simulação para a evolução temporal de apenas seis segundos (utilizando a mesma máquina com o mesmo recurso computacional).

Foram também avaliados os valores das eficiências granulométricas (G e G'), razão de fluido (R_f) e o fechamento do balanço de massa para o óleo, nas abordagens permanente e transiente. Diferentemente dos resultados para os perfis de velocidade, que resultaram em erros em torno de 15%, a diferença entre os valores dos parâmetros de eficiência, para o regime permanente e transiente foram pequenos. As Tabelas 9 e 10 mostram a diferença entre os valores das principais variáveis avaliadas nas simulações. Foi possível perceber que os desvios para a eficiência granulométrica (G) e eficiência granulométrica reduzida (G') ficaram em torno de 0,1%.

Tabela 9: Resultados para as eficiências granulométricas (G e G′), razão de fluido (R_f), e balanço de óleo para o hidrociclone 12 com partículas de 250 µm em regime permanente

Iterações	G	G'	R_f (%)	Balanço óleo (%)
5.000	94,336	94,177	2,729	5,664
10.000	96,745	96,625	3,560	3,255
15.000	98,258	98,193	3,625	1,741
20.000	99,019	98,983	3,576	0,981
25.000	99,433	99,412	3,538	0,568
30.000	99,661	99,649	3,514	0,339

Tabela 10: Resultados para as eficiências granulométricas (G e G′), razão de fluido (R_f), e balanço de massa de óleo para o hidrociclone 12 com partículas de 250 µm em regime transiente

Tempo	G	G'	R_f (%)	Balanço óleo (%)
1 s	89,195	88,951	2,205	10,805
2 s	93,549	93,391	2,397	6,451
3 s	96,992	96,928	2,074	3,008
4 s	99,310	99,293	2,317	0,690
5 s	99,979	99,978	2,146	0,021
6 s	99,778	99,772	2,251	0,222

Para este mesmo hidrociclone 12, também foram simuladas nos regimes permanente e transiente, partículas de óleo com diâmetros de 53 µm. Este valor de diâmetro de partícula se refere à eficiência granulométrica reduzida próxima de 50%. Este diâmetro de partícula é conhecido como diâmetro de corte reduzido, $d_{50}^{'}$. A escolha de outro valor de diâmetro de

partícula diferente de 250 µm foi para verificar a diferença dos resultados entre a abordagem permanente e transiente, e poder confirmar que tal diferença permaneceria pequena. As Tabelas 11 e 12 evidenciam as pequenas diferenças entre tais resultados, onde os desvios para a eficiência granulométrica (G) e eficiência granulométrica reduzida (G'), são da ordem de 2,28% e 3,65%, respectivamente.

Tabela 11: Resultados para as eficiências granulométricas (G e G′), razão de fluido (R_F), e balanço de óleo para o hidrociclone 12 com partículas de 53 µm em regime permanente

Iterações	G	G'	R_F (%)	Balanço oleo (%)
5.000	70,376	59,091	27,585	3,666
10.000	64,771	48,257	31,916	1,286
15.000	65,846	49,927	31,792	0,261
20.000	66,017	50,190	31,776	0,070
25.000	66,061	50,254	31,776	0,020
30.000	66,075	50,273	31,776	0,006

Tabela 12: Resultados para as eficiências granulométricas (G e G′), razão de fluido (R_F), e balanço de óleo para o hidrociclone 12 com partículas de 53 µm em regime transiente

Tempo	G	G'	R_F (%)	Balanço oleo (%)
1 s	67,102	51,283	32,472	3,269
2 s	67,016	51,374	32,166	1,300
3 s	69,427	55,565	31,196	0,896
4 s	67,709	52,488	32,037	0,266
5 s	67,585	52,182	32,212	0,221
6 s	67,774	52,485	32,178	0,338

Como os valores de G, G' e R_F obtidos com os regimes permanente e transiente foram muito próximos (Tabelas 11 e 12), todas as 17 simulações do planejamento de experimentos foram realizadas em regime permanente, uma vez que os custos computacionais para as simulações em regime permanente são bastante inferiores aos do regime transiente.

6.1.3 Planejamento fatorial

A Tabela 13 mostra os valores das variáveis geométricas para as dezessete simulações. Também são mostrados os valores de eficiência granulométrica reduzida (G') e de razão de fluido (R_F) obtidos por meio de simulações em regime permanente. Para todas as simulações do planejamento, o diâmetro das gotas de óleo foi fixado em 250 µm.

Tabela 13: Dimensões geométricas e valores de G' e R_F para o planejamento fatorial reduzido 2^{7-3}, obtido por meio de simulações numéricas com partículas de 250 µm de diâmetro, em regime permanente

Simulação	Do (mm)	Du (mm)	VF (mm)	L1 (mm)	Θ_1 (rad)	Θ_2 (rad)	Di (mm)	G′ (%)	R_F (%)
1	5	10	4	25	0,0872	0,0349	7,5	33,95	0,40
2	20	10	4	25	0,2618	0,0349	17,5	99,97	62,20
3	5	25	4	25	0,2618	0,2618	7,5	0,00	0,00
4	20	25	4	25	0,0872	0,2618	17,5	49,50	1,80
5	5	10	40	25	0,2618	0,2618	17,5	9,42	8,50
6	20	10	40	25	0,0872	0,2618	7,5	57,92	94,40
7	5	25	40	25	0,0872	0,0349	17,5	0,00	0,00
8	20	25	40	25	0,2618	0,0349	7,5	94,87	1,00
9	5	10	4	45	0,0872	0,2618	17,5	41,36	0,00
10	20	10	4	45	0,2618	0,2618	7,5	(-)	100,00
11	5	25	4	45	0,2618	0,0349	17,5	0,00	0,00
12	20	25	4	45	0,0872	0,0349	7,5	99,70	3,40
13	5	10	40	45	0,2618	0,0349	7,5	16,50	4,60
14	20	10	40	45	0,0872	0,0349	17,5	99,92	58,20
15	5	25	40	45	0,0872	0,2618	7,5	1,67	0,40
16	20	25	40	45	0,2618	0,2618	17,5	32,33	10,32
17 (PC)	12,5	17,5	22	35	0,1745	0,1483	12,5	28,93	0,19

Como pode ser observado na Tabela 13, cinco hidrociclones (HC 2, HC 8, HC 10, HC 12 e HC 14) produziram elevadas eficiências granulométricas reduzidas. Entretanto, não é interessante que resultados elevados de G' estejam acompanhados de valores altos para a razão de fluido, como ocorreu com os hidrociclones HC 2, HC 10 e HC 14. Razão de fluido elevada significa que, apesar das altas eficiências, uma grande quantidade de água está deixando o hidrociclone através do *overflow*. Os hidrociclones HC 8 e HC 12 foram os hidrociclones que atingiram alto grau de eficiência e valores baixos para razão de fluido. Desses dois hidrociclones, o hidrociclone HC 12 foi alvo de investigação neste trabalho devido o fato de possuir o maior valor de eficiência granulométrica reduzida. O hidrociclone 8 será alvo de trabalhos posteriores.

Várias simulações em regime permanente foram realizadas com diferentes diâmetros de gotas para o cálculo da eficiência granulométrica reduzida (Figura 43). Segundo esta figura, o diâmetro de corte reduzido obtido por simulação foi de 53 µm. Foi observado também que partículas com diâmetros iguais ou superiores a 125 µm foram coletadas com 100% de eficiência.

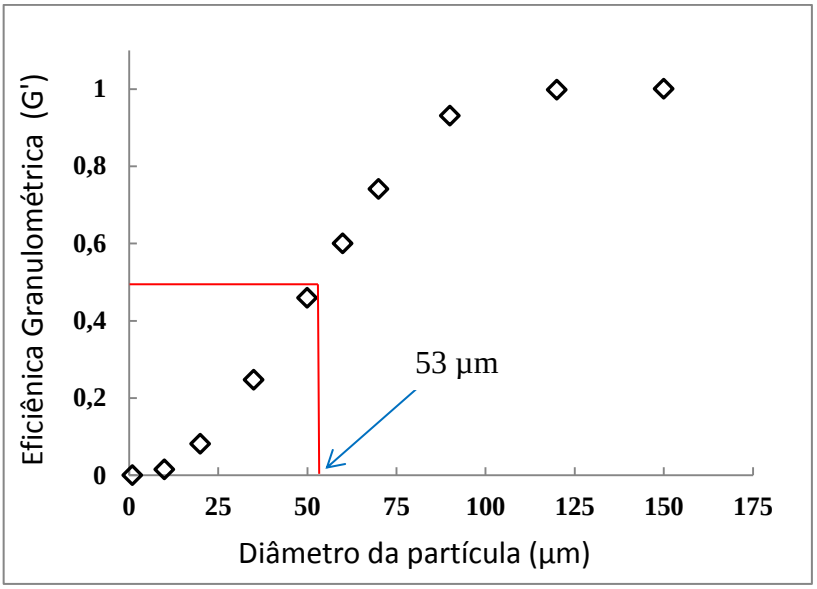


Figura 43: Eficiência granulométrica reduzida versus diâmetro de partículas para o HC 12 obtida por simulação em regime permanente.

6.1.4 A Eficiência granulométrica reduzida (G´)

A equação obtida por meio do planejamento fatorial capaz de prever os resultados de eficiência granulométrica reduzida, em valores codificados e reais, é mostrada a seguir (Equações 32 e 33, respectivamente). O coeficiente de determinação (R^2) foi, em ambos os casos, igual a 0,9059.

Valores codificados:

$$G' = 0{,}46 + 0{,}33\ A - 0{,}11\ B - 0{,}095\ F - 0{,}098\ A\ F \qquad (32)$$

onde as letras A, B, F e AF correspondem ao Do, Du, Θ_2 e Do Θ_2, respectivamente.

Valores reais:

$$G' = 0{,}082 + 0{,}061\ Do - 0{,}015\ Du + 0{,}597\ \Theta_2 - 0{,}115\ Do\ \Theta_2 \qquad (33)$$

Nota-se que, para a resposta eficiência granulométrica reduzida, os termos que são estatisticamente significativos foram o diâmetro de *overflow* e *underflow*, e o ângulo da segunda seção cônica, Θ_2. A Tabela 14 mostra os resultados para a análise da variância feita no software Design Expert (6.0.6).

Tabela 14: Análise de variância (ANOVA) para os parâmetros do modelo referentes à eficiência granulométrica reduzida (G′), com intervalo de confiança de 90%.

Parâmetro	Soma dos quadrados	Grau de Liberdade	Média Quadrática	Valor de F	Prob > F
Modelo	2,2682	4	0,5671	26,4866	< 0,0001
A	1,7643	1	1,7643	82,4088	< 0,0001
B	0,2047	1	0,2047	9,5607	0,0102
F	0,1458	1	0,1458	6,8079	0,0243
AF	0,1535	1	0,1535	7,1692	0,0215
Curvatura	0,0276	1	0,0276	1,2914	0,2799
Residual	0,2355	11	0,0214		
Correção Total	2,5314	16			

A=Do, B=Du, F=Θ_2 e AF= Do Θ_2

A contribuição destas três variáveis para a eficiência granulométrica é mostrada graficamente na Figura 44. Nesta figura é possível observar como os valores de diâmetro de *overflow* e *underflow*, e ângulo da segunda seção cônica influenciam a variável resposta G´.

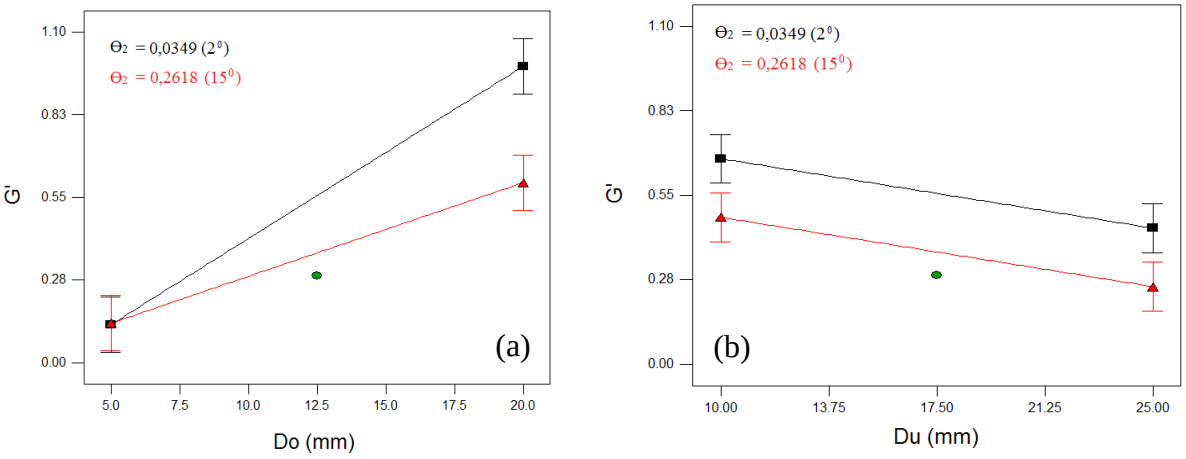


Figura 44: Influência de Do (a) e Du (b) sobre a eficiência granulométrica reduzida, G´, para o maior e menor valor empregado de Θ_2.

De acordo com a Figura 44(a), é possível verificar que quanto maior o valor de Do maior é a eficiência da separação. Os menores valores de Θ_2 também contribuem para o aumento de G′. Tal comportamento pode ser explicado porque, para dado Du, quanto menor for o ângulo da seção cônica, maior será o volume do hidrociclone, aumentando o tempo de residência das partículas, melhorando, consequentemente, a eficiência. Vale ressaltar, entretanto que, para uma vazão de alimentação constante, a este efeito contrapõe-se outro, que é a diminuição da intensidade do campo centrífugo, efeito este que, eventualmente, pode se

sobrepor ao aumento do tempo de residência, gerando um efeito líquido de redução de G´, a partir de certo Θ_2.

Alguns trabalhos disponíveis na literatura a respeito de variações na geometria de hidrociclones verificaram também o efeito do aumento do diâmetro do *overflow* na contribuição para eficiência de separação. Os trabalhos de Freitas et al. (2009), Zhao *et al.* (2010), e Alves & Medronho (2012), corroboram os resultados aqui apresentados.

Segundo a Figura 44(b), um aumento no diâmetro do *underflow*, Du, provoca uma diminuição na eficiência granulométrica reduzida. O aumento do diâmetro do *underflow* facilita a saída dos fluidos por este orifício, o que faz diminuir a quantidade de óleo que sai pelo *overflow*, acarretando um decréscimo na eficiência granulométrica reduzida. Os trabalhos de Freitas *et al.* (2009) e Alves & Medronho (2012) também verificaram esta tendência.

As Figuras 44(a) e 44(b) mostram também que as maiores eficiências granulométricas reduzidas foram obtidas com os menores valores de Θ_2, ou seja, 0,0349 rad (2°). Os trabalhos de Nezhati & Thew (1987), Young *et al.* (1994) e Marins *et al.* (2010) também utilizaram ângulos pequenos em suas seções cônicas justificando que, os mesmos, contribuem para valores de eficiências mais elevadas.

É importante ressaltar que nas Figuras 44(a) e 44(b), as barras de erros nos valores mínimos e máximos para Do e Du não estão relacionados a repetições experimentais, uma vez que tais repetições não existiram neste planejamento. Estes erros são decorrentes da exclusão de alguns parâmetros do modelo, que geram alguns resíduos. Estes resíduos se traduzem em erros por causa da retirada de alguns parâmetros que pouco influenciam, estatisticamente, as variáveis-resposta. Para que estes resíduos desapareçam, bastaria considerar todos os termos do modelo, mesmo aqueles com baixa influência estatística.

6.1.5 Razão de fluido (R_F)

As expressões para a previsão da razão de fluido (R_F) em termos de valores reais e codificados podem ser vistas a seguir. Para estas equações, o coeficiente de determinação (R^2) foi igual a 0,9969.

Valores codificados:

$$R_F = 0,22 + 0,20\ A - 0,19\ B + 0,018\ E + 0,054\ F - 0,039\ G - 0,18\ A\ B + 0,049\ A\ F - 0,043\ A\ G \quad (34)$$

onde A=Do, B=Du, E=Θ_1 , F=Θ_2, G=Di, AB=Do Du , AF= Do Θ_2 e AG=Do Di.

Valores reais:

$$R_F = -0,435 + 0,088\ Do + 0,0137\ Du + 0,2\ \Theta_1 - 0,243\ \Theta_2 + 0,007\ Di - 0,003\ Do\ Du + 0,057\ Do\ \Theta_2 - 0,001\ Do\ Di \quad (35)$$

Verificou-se que, diferentemente de G´, os parâmetros que afetam a razão de fluido vão além de Do, Du e Θ_2. O diâmetro de entrada D_i e o ângulo da seção cônica Θ_1, também mostraram influência sobre a resposta R_F. Alguns efeitos combinados também contribuíram para a variável-resposta R_F. A Tabela 15 mostra os resultados para a análise da variância para a razão de fluido R_F.

Tabela 15: Análise de variância (ANOVA) para os parâmetros do modelo referentes à razão de fluido (R_F), com intervalo de confiança de 90%.

Parâmetro	Soma dos quadrados	Grau de Liberdade	Média Quadrática	Valor de F	Prob > F
Modelo	1,8876	8	0,2359	281,0323	< 0.0001
A	0,6297	1	0,6297	750,0106	< 0.0001
B	0,6060	1	0,6060	721,8126	< 0.0001
E	0,0049	1	0,0049	5,8413	0.0463
F	0,0458	1	0,0458	54,5824	0.0002
G	0,0249	1	0,0249	29,7078	0.0010
AB	0,5083	1	0,5083	605,3889	< 0.0001
AF	0,0378	1	0,0378	45,0727	0.0003
AG	0,0301	1	0,0301	35,8418	0.0005
Curvatura	0,0434	1	0,0434	51,7069	0.0002
Residual	0,0059	7	0,0008		
Correção Total	1,9369	16			

A=Do, B=Du, E=Θ_1 , F=Θ_2, G=Di, AB=Do Du , AF= Do Θ_2 e AG=Do Di

A Figura 45 mostra que a razão de fluido aumenta com o aumento do diâmetro do *overflow* e diminui com o aumento do diâmetro do *underflow*. Por outro lado, o aumento do ângulo da segunda seção cônica, Θ_2, contribui para o aumento de R_F.

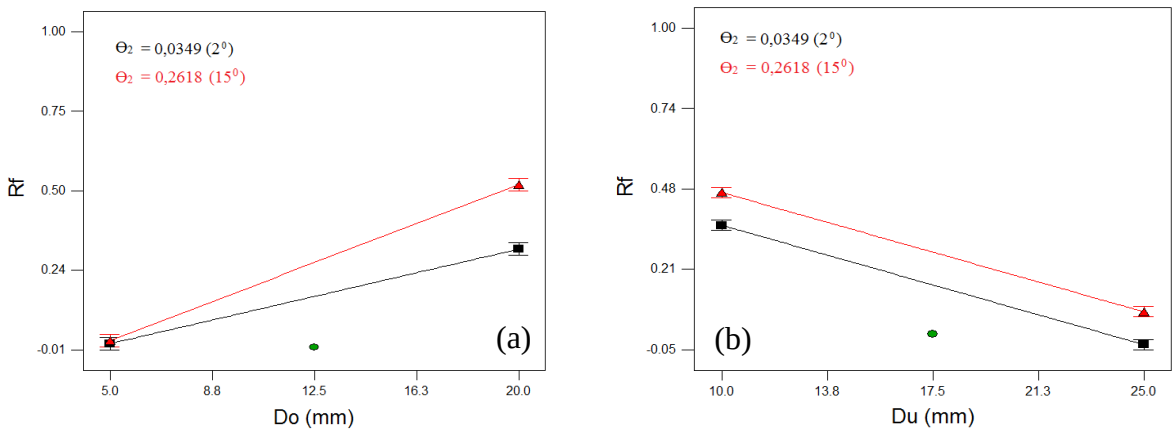


Figura 45: Influência de Do (a) e Du (b) sobre a razão de fluido, para os maior e menor valores empregados de Θ_2.

Estas conclusões também foram confirmadas nos trabalhos de Liu *et al.* (2012), Alves *et al.* (2012) e Freitas *et al.* (2009). Na Figura 42, é interessante observar que as barras de erros estão menores do que as apresentadas na Figura 41. Isto acontece porque, desta vez, poucos parâmetros necessitaram ser excluídos do modelo devido à sua importância estatística para R_F.

6.2 Medidas experimentais de velocidade usando o PIV

6.2.1 Perfis tangenciais

Os perfis de velocidade tangencial e axial foram medidos com PIV em diferentes comprimentos ao longo do corpo do hidrociclone 12. Quatro linhas formadas em diferentes alturas a partir da parte superior da seção cilíndrica tiveram seu campo de velocidade investigado. A Figura 46 mostra as diferentes seções do equipamento onde foram medidos os perfis de velocidade. As velocidades axiais foram medidas em todas as seções (linha 1, 2, 3 e 4), já a velocidade tangencial foi investigada apenas nas seções 2, 3 e 4 devido a limitações experimentais.

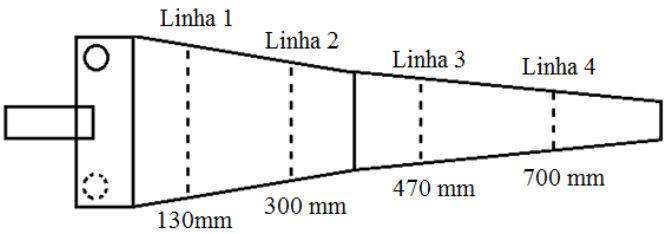
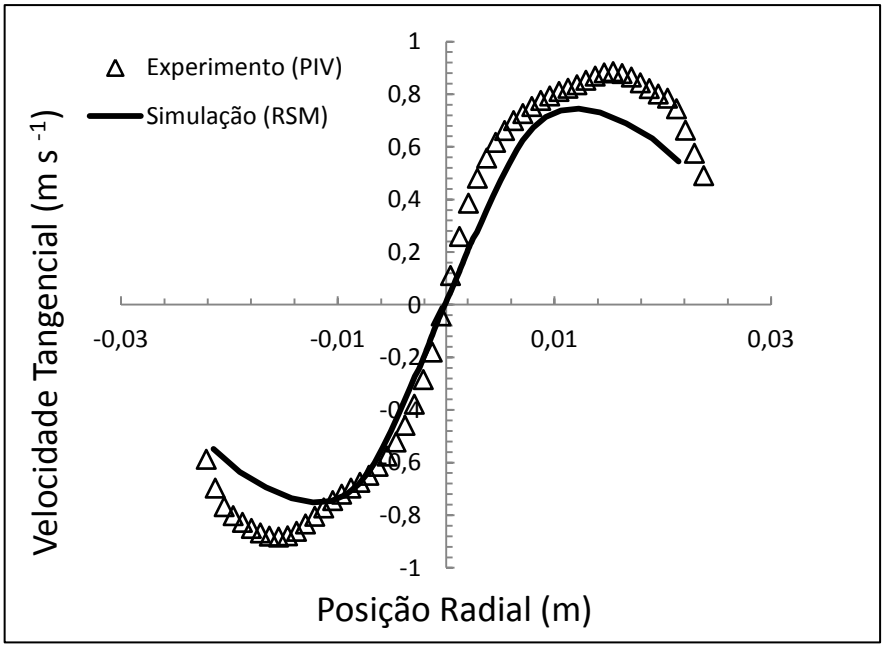
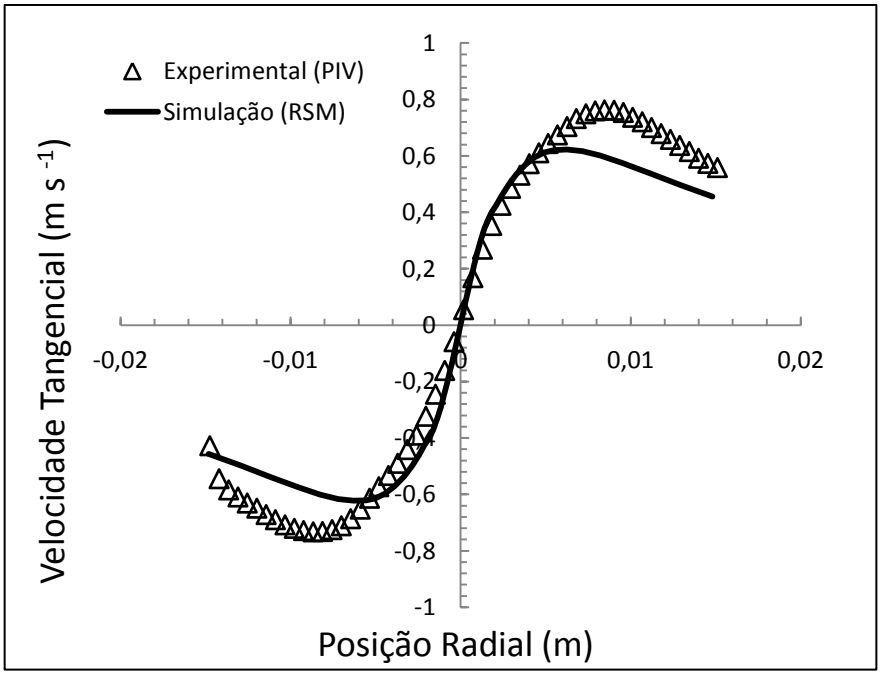


Figura 46: Posições onde foram realizadas medidas experimentais das velocidades tangenciais e axiais (linhas 1, 2, 3 e 4).

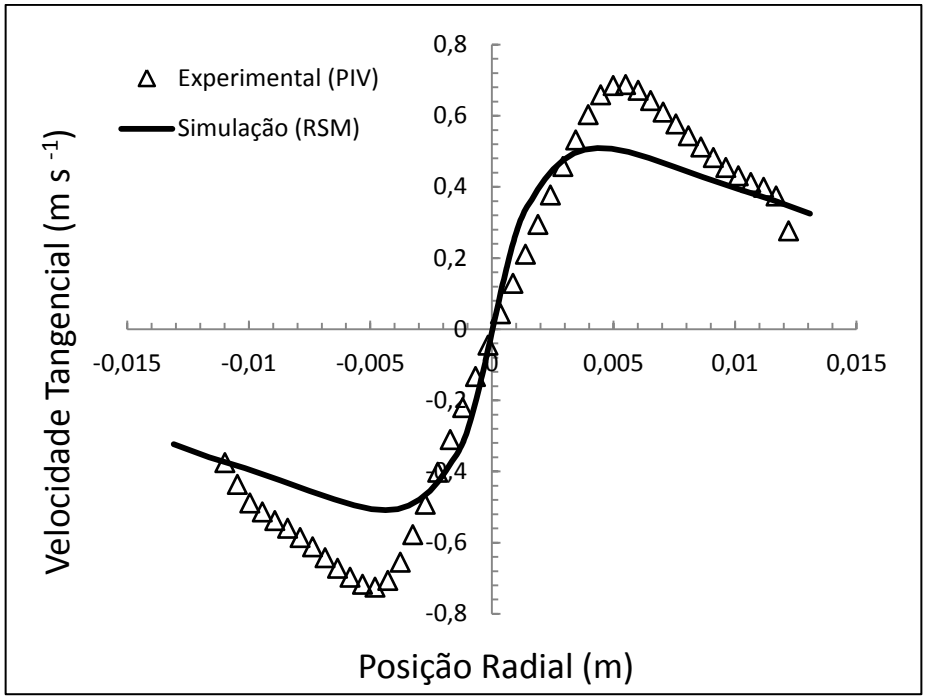
Os perfis de velocidade tangenciais medidos experimentalmente apenas com água foram comparados com os perfis obtidos pelas simulações, também com água, nas linhas 2, 3 e 4, como mostra a Figura 47. A velocidade tangencial é importante por estar relacionada ao campo centrífugo no interior do equipamento. O formato dos perfis de velocidades encontrados neste trabalho estão de acordo com os perfis encontrados nos trabalhos de Slack *et al.* (2004), Dlamini *et al.* (2005), Marins *et al.* (2009), Noroozi & Hashemabadi (2011) e Zhen-bo *et al.* (2011).



(A)



(B)



(C)

Figura 47: Perfis de velocidade tangencial experimental e simulado: (A) Seção 2 - 300 mm; (B) Seção 3 - 470 mm e (C) Seção 4 - 700 mm.

Como pôde ser observado na Figura 47, os valores da velocidade nos perfis tangenciais aumentam à medida que se afastam do eixo central do equipamento, até o momento que começam a diminuir sua intensidade quando se aproxima da parede do hidrociclone. O trabalho pioneiro de Kelsall (1952) na medição dos perfis de velocidade em hidrociclones mostrou que o pico de velocidade tangencial separa a região interna e externa do escoamento (*forced and free vortex*) de maneira abrupta, assim também como reportado aqui neste trabalho. A velocidade máxima medida nas três seções diminui seu valor à medida que se aproxima do orifício de underflow ou, em outras palavras, de acordo com a diminuição do diâmetro do hidrociclone que ocorre ao longo das duas seções cônicas. De acordo com o trabalho de Noroozi & Hashemabadi (2011) isto ocorre devido às alterações na taxa de dissipação da energia cinética que ocorre quando se aproximam da parede.

Foi possível observar que os perfis de velocidade tangenciais estimados por simulação apresentaram desvios quando comparados com os resultados experimentais. A magnitude da velocidade tangencial simulada foi menor do que as encontradas experimentalmente. Estes desvios aumentaram à medida que as seções investigadas se aproximaram do orifício de underflow, conforme mostra a Tabela 16.

Tabela 16: Diferença entre os picos de velocidades tangenciais simulados e experimentais.

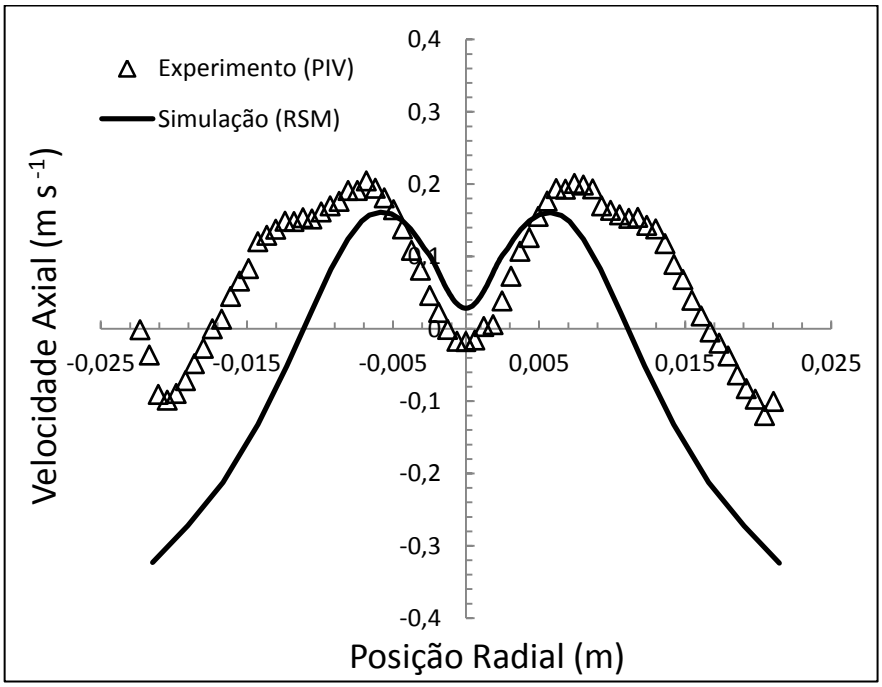
Seção	Vel. Exp. (m s^{-1})	Vel. Sim. (m s^{-1})	Desvio
2	0,8810	0,7338	16,70 %
3	0,7592	0,6154	18,94 %
4	0,6847	0,5177	24,39 %

Vel. Exp. = velocidade máxima experimental; Vel. Sim. = velocidade máxima simulada.

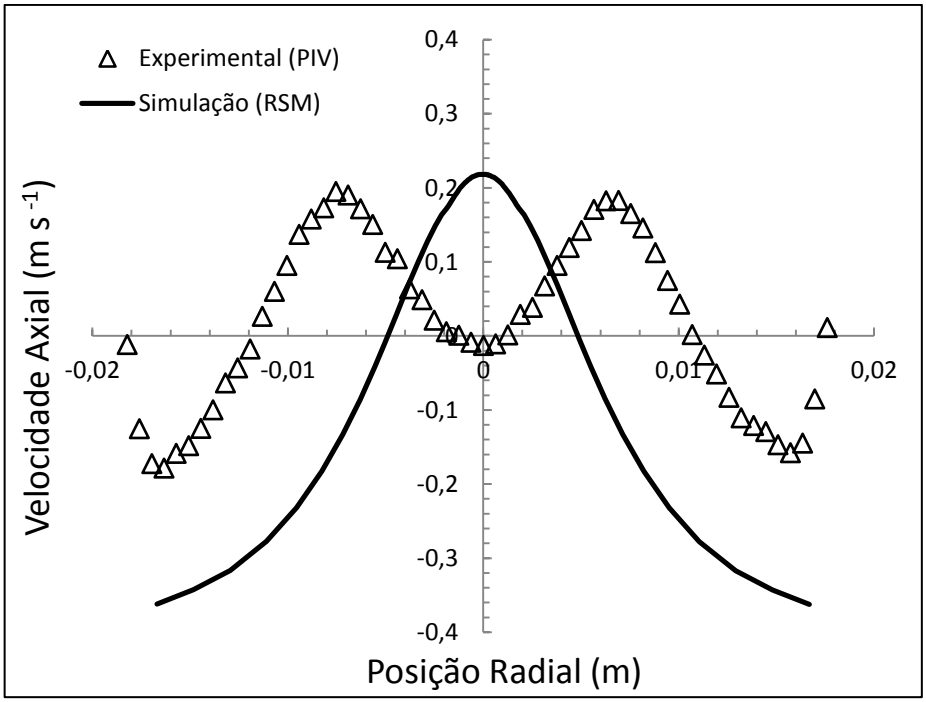
De acordo com o trabalho de Noroozi & Hashemabadi (2011), apenas malhas extremamente refinadas foram capazes de descrever de maneira razoável campos de velocidades com gradientes de velocidades bastante acentuados, como os que ocorrem em regiões próximas ao underflow. Isto acontece porque nessa região a intensidade turbulenta é grande como reportado no trabalho de Saidi *et al.* (2012). A diferença entre as magnitudes das intensidades turbulentas na região do topo e próxima ao underflow é o motivo pelo qual o escoamento no interior do hidrociclone tem comportamento anisotrópico. No trabalho de Marins *et al.* (2009), também foram investigados os perfis de velocidades tangenciais medidos pelas técnicas PIV e LDA (Laser Doppler Anemometry). As medidas foram feitas em seis seções e os desvios dos valores de velocidade máxima medidos em cinco dessas seções não ultrapassaram 5%. Já na última seção, localizada próxima ao orifício do *underflow*, o desvio entre as duas técnicas foi de 21,64%.

6.2.2 Perfis axiais

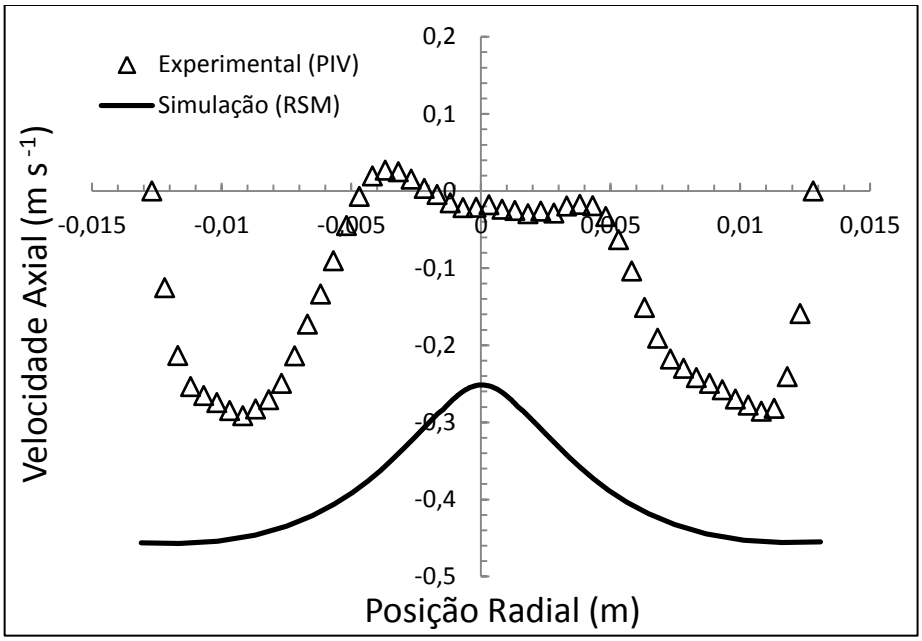
Os perfis de velocidades axiais nas linhas 2, 3 e 4 podem ser vistos na Figura 48.



(a)



(b)



(c)

Figura 48: Perfis de velocidade axial experimental e simulado obtidos na (a) linha 2 – 300 mm; (b) linha 3 – 470 mm e (c) linha 4 – 700 mm.

Os perfis simulados nas linhas 2 e 4 concordam qualitativamente com os perfis experimentais. Entretanto, para a linha três, pode-se observar uma discrepância na região em

torno do eixo central do hidrociclone. O perfil simulado mostra apenas um pico positivo (perfil tipo V invertido), o que significa líquido se movendo na direção do *overflow* em torno do eixo central, enquanto que o perfil experimental apresenta dois picos positivos (perfil tipo W invertido) representando também um movimento descendente, no eixo central, na direção do *underflow*.

A descrição do campo de velocidade na região central do hidrociclone, tanto por simulação, quanto pelo PIV, revelou um comportamento atípico. Não é comum obter-se valores quase nulos de velocidade axial sobre o eixo central como foi o caso dos resultados apresentados na linha 2. Em geral, a velocidade axial é máxima na linha de centro do equipamento assim como visto no resultado simulado das linhas 2 e 3, e também nos trabalhos de Bhaskar *et al.* (2007), Marins *et al.* (2009), Saidi *et al.* (2012) e Swain & Mohanty (2012). Esses picos de velocidades sobre a linha central do equipamento normalmente são bastante pronunciados e com valores positivos em regiões próximas ao *overflow*, diminuindo sua intensidade a partir do momento que se migra em direção ao orifício de *underflow*. Porém, comportamento semelhante ao encontrado nos perfis de velocidade axial deste trabalho foi também verificado nos trabalhos de Harasek *et al.* (2008), Elsayed & Lacor (2010) e Murthy & Bhaskar (2012). Estes três trabalhos falam sobre o formato “V” ou “W” invertidos dos perfis de velocidade axial encontrados tanto em medidas experimentais quanto em simulações.

Harasek *et al.* (2008) afirmam que as razões físicas para o desenvolvimento dos formatos “V” e “W” nos perfis de velocidades axiais ainda são desconhecidas. No entanto, seus experimentos mostraram que o diâmetro do *vortex finder* influencia o aparecimento desses formatos, mas não de maneira exclusiva.

As baixas velocidades em torno da linha central do equipamento foram também confirmadas por observação *in loco* no momento da realização dos experimentos. A zona de baixa pressão existente ao longo do eixo central provocava o aparecimento de algumas microbolhas de ar, provavelmente oriundas de ar dissolvido na água. Devido a esse fato, foi possível observar que estas microbolhas migravam para o tubo de overflow com baixíssimas velocidades (Figura 49) confirmando o perfil experimental.

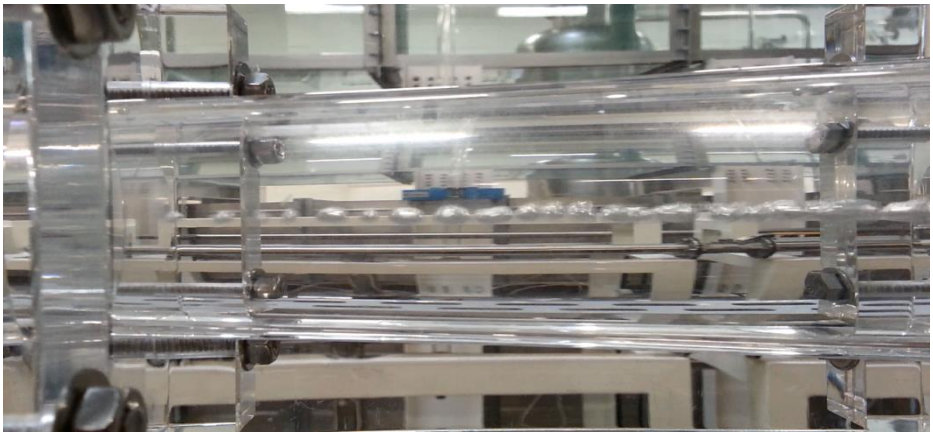


Figura 49: Bolhas de ar formadas na região central do hidrociclone migrando lentamente para o tubo de overflow.

A região do eixo central do equipamento onde ocorre a formação do vórtice forçado é caracterizada por valores negativos de pressão, caracterizando uma zona de vácuo. Os perfis de pressão no interior do hidrociclone foram avaliados por meio das simulações computacionais no regime permanente e transiente, conforme mostrado na Figura 50. Os valores negativos de pressão formado na linha central do equipamento indicam que pode ocorrer o retorno de fluido pelas duas correntes de saída (*overflow* e *underflow*), em função desse vácuo formado. Isto é comum de acontecer principalmente em equipamentos que operam abertos para a atmosfera.

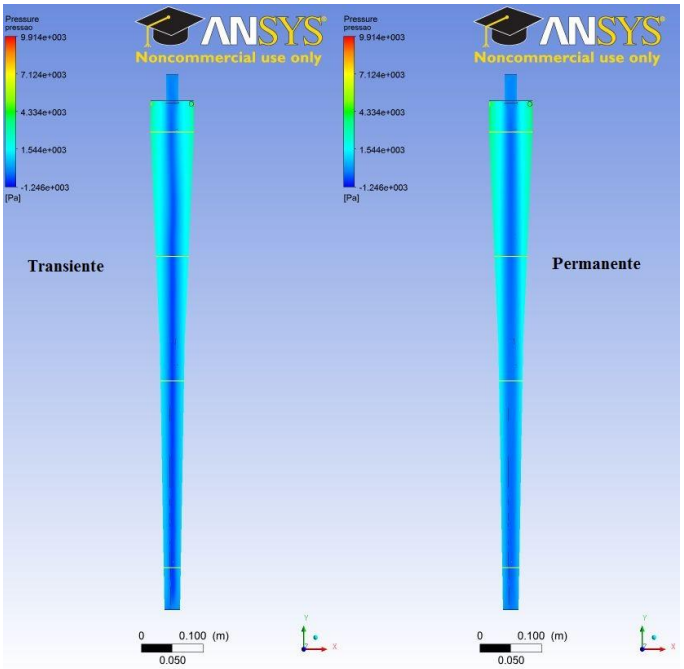


Figura 50: Perfis de pressão no interior do hidrociclone com partículas de 250 µm em regime permanente e transiente.

A discussão desses campos de pressão é importante uma vez que ela pode explicar o motivo pelo qual os perfis de velocidade axiais possuem vales de velocidade quase nulas, formados sobre o eixo central do hidrociclone. Se o equipamento opera com o overflow e o underflow abertos para a atmosfera, certamente haverá entrada de ar para o interior do hidrociclone e será formado um núcleo cilíndrico de ar em torno do eixo central. Mas se o equipamento estiver operando com o *underflow* e o *overflow* conectados a um tubo para enviar suas correntes de volta para o reservatório, poderá haver retorno do próprio fluido que está deixando o equipamento.

A fim de se verificar a influência da razão de fluido total no formato (V ou W) do perfil de velocidade axial, foram conduzidos três experimento com R_{FT} iguais a 0,0%, 12,75% e 42%. A Figura 51 mostra os perfis obtidos na linha 1.

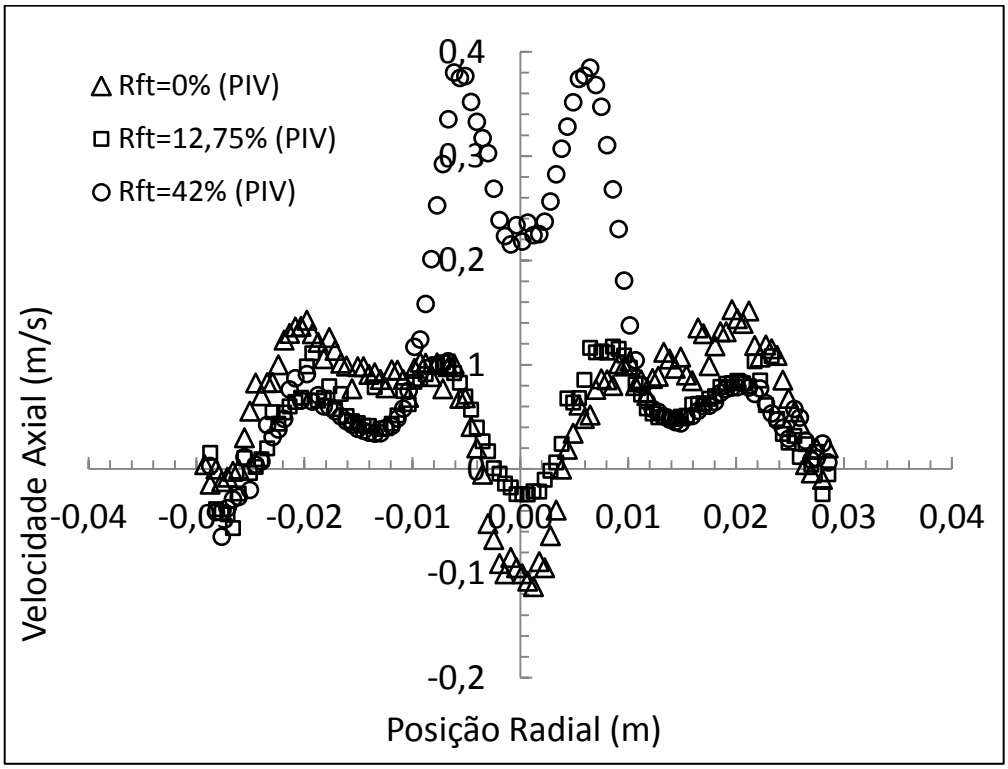


Figura 51: Comparação entre os perfis de velocidades axiais obtidos experimentalmente na linha 1 para diferentes valores de razão de fluido total.

O formato "W" para o perfil de velocidades axiais foi observado em todas as curvas para os diferentes valores de R_{FT}.

6.3 Experimento com a mistura óleo-água: medida de eficiência de separação

Experimentos com concentrações volumétricas de 40% de óleo em água foram realizados em um sistema aberto para verificar os valores de eficiência total do equipamento. Os valores de vazão de entrada foram idênticos aos das simulações. A vazão para cada entrada foi de 0,635 m^3h^{-1}. A razão de fluido total foi regulada para 40% por meio do fechamento da válvula do *underflow* também de acordo com os dados de simulação. A Figura 52 mostra uma imagem da mistura óleo-água sendo separada dentro do hidrociclone.

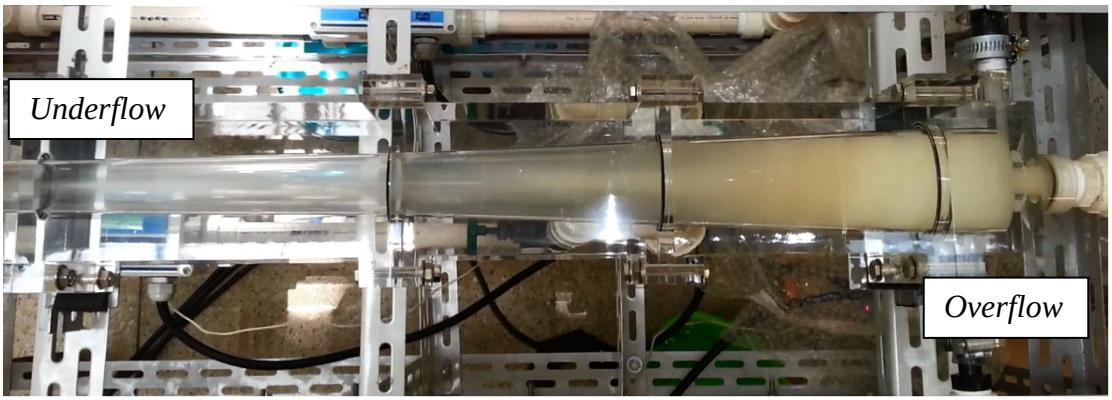


Figura 52: Separação água-óleo no interior do hidrociclone 12.

A região esbranquiçada dentro do hidrociclone e próximo ao *overflow* representa uma zona de alta concentração de óleo. As concentrações de óleo foram medidas nas correntes de entrada e também nas duas correntes de saída. Amostras foram coletadas em uma proveta durante os experimentos, resultando em concentrações baseadas em volume. A Figura 53 mostra um resultado típico (Experimento 8) para as amostras coletadas em um experimento para as correntes de entrada, *overflow* e *underflow*, respectivamente.

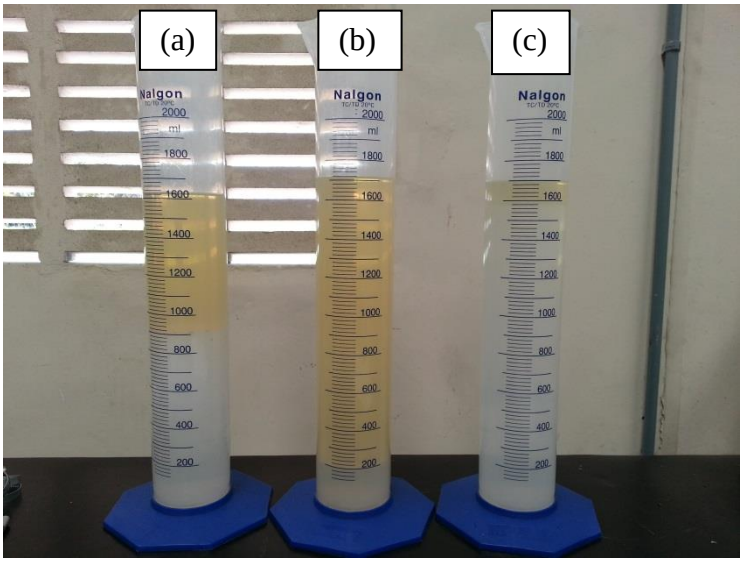


Figura 53: Alíquotas da mistura óleo-água coletada na entrada (a), overflow (b) e underflow (c).

Essas alíquotas mostram de maneira geral os resultados para apenas uma amostra coletada em cada uma das correntes. Mas essas amostras foram coletadas em triplicata e a média desses valores foi obtida. A Tabela 17 mostra os resultados das três amostras e o seu valor médio (Experimento 8), realizado para a mesma condição da simulação.

Tabela 17: Concentração de óleo (v/v) nas correntes de entrada, *overflow* e *underflow* (Experimento 8)

Correntes	Amostra 1	Amostra 2	Amostra 3	Média Aritmética
Entrada	41,50 %	42,40%	44,80 %	42,90 % ±1,70
Overflow	88,40 %	88,90 %	88,80 %	88,70 % ±0,26
Underflow	7,80 %	7,10 %	5,80 %	6,90 % ±1,01

Os valores médios apresentados na tabela mostram que a concentração de óleo na corrente de entrada ficou bem próxima do valor desejado, que era de 40%. O valor de 90,23% para a concentração de óleo na corrente do *overflow* e de apenas 5,33% na corrente do *underflow* mostra que o equipamento está separando de maneira adequada, uma vez que as correntes do *overflow* e *underflow* estão ricas em óleo e água, respectivamente.

Foram conduzidos três conjuntos de experimentos realizados com a mistura óleo-água. No primeiro, realizaram-se três experimentos idênticos com a mesma vazão de entrada e concentração de óleo das simulações bifásicas, a fim de testar a reprodutibilidade do procedimento experimental (Tabela 18).

Tabela 18: Eficiência total de separação e razão de fluido experimental realizado em triplicada nas mesmas condições da simulação bifásica

Exp.	Q_t (l/min)	Q_{ovf} (l/min)	Q_{und} (l/min)	$C_{v\ (alim)}$	$C_{v\ (ovf)}$	$C_{v\ (und)}$	R_{FT}	R_F	ET	ET'
1	21,30	8,93	12,36	0,40	0,89	0,05	0,42	0,06	0,93	0,93
2	20,77	9,11	11,66	0,39	0,87	0,03	0,43	0,09	0,95	0,95
3	20,73	7,48	13,25	0,40	0,90	0,05	0,41	0,06	0,92	0,91
Média	20,93±0,03	8,50±1,02	12,42±0,83	0,39±0,01	0,88±0,02	0,04±0,01	0,43±0,02	0,07±0,02	0,93±0,02	0,93±0,02

Q_t = vazão volumétrica total; Q = vazão volumétrica; ovf = *overflow*; und = *underflow*; C_V = concentração volumétrica (v/v);

Como pode ser visto na Tabela 18, os experimentos apresentaram repetitividade e valores médios com desvios abaixo de 2%.

No segundo conjunto de experimentos, buscou-se a influência da razão de fluido total sobre a eficiência total de separação do hidrociclone (Tabela 19). A Figura 54 apresenta a variação desta eficiência com a razão de fluido total.

Tabela 19: Parâmetros medidos nos experimentos da mistura óleo-água visando a determinação da eficiência total de separação

Exp.	Qt (l/min)	Qo (l/min)	Qa (l/min)	$C_{v\ (alim)}$	$C_{v\ (ovf)}$	$C_{v\ (und)}$	R_{FT}	R_F	ET	ET'
4	20,77	8,27	12,49	0,39	0,87	0,03	0,43	0,09	0,95	0,95
5	20,74	8,17	12,56	0,39	0,92	0,09	0,36	0,04	0,84	0,83
6	21,00	8,31	12,69	0,39	0,91	0,20	0,26	0,03	0,62	0,60
7	20,79	8,12	12,67	0,39	0,86	0,27	0,19	0,04	0,42	0,39

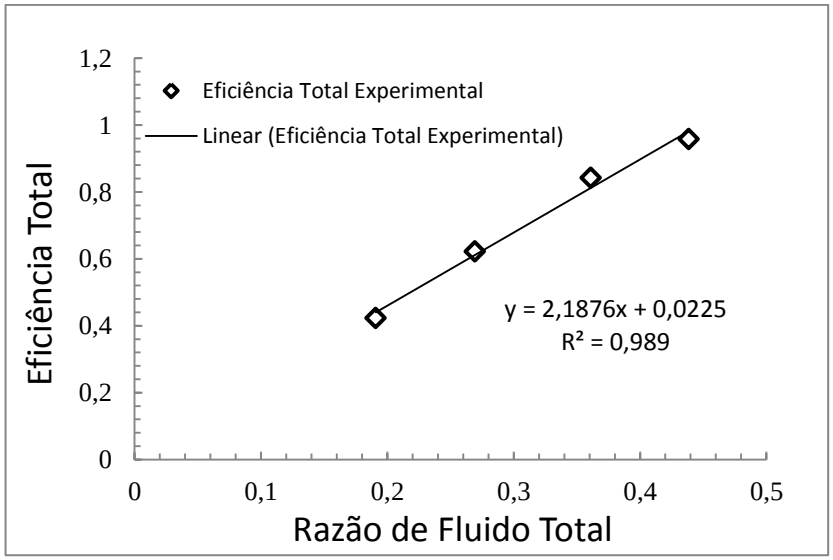


Figura 54: Eficiência total de separação versus a razão de fluido total.

A Figura 54 mostrou a existência de uma relação linear entre R_{FT} e E_T dada por:

$$E_T = 2{,}19\ R_{FT} + 0{,}02 \qquad \text{com } r^2 = 0{,}99 \tag{36}$$

No terceiro conjunto de experimentos, foram empregadas as mesmas condições das simulações e mediu-se *online* a distribuição de tamanhos de gotas com o FBRM (LEF/UFRRJ). A Figura 55 mostra as distribuições cumulativas para os tamanhos das gotas para a corrente de entrada, *overflow* e *underflow*. É possível verificar que, como esperado, a distribuição mais grossa é a corrente do *overflow*.

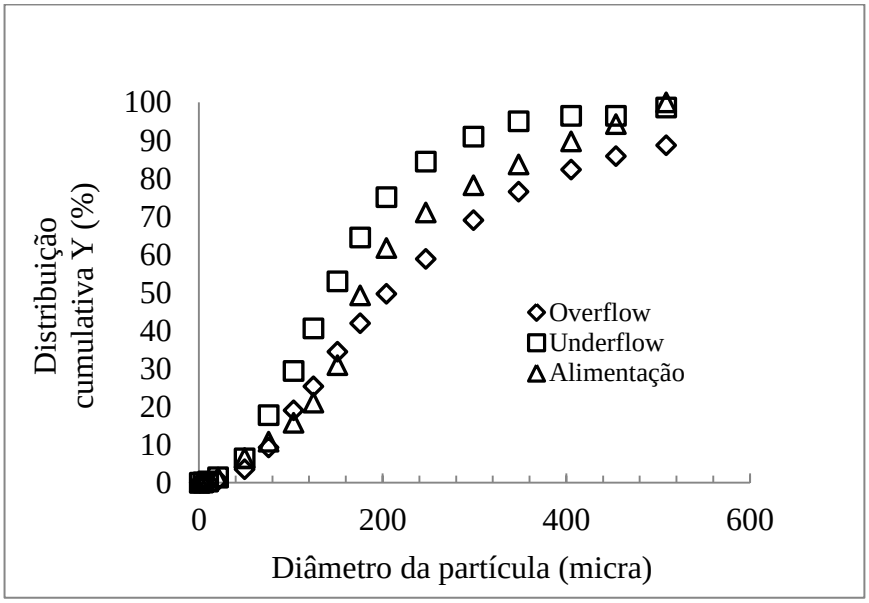


Figura 55: Distribuição cumulativa dos tamanhos de gotas na corrente de entrada, *underflow* e *overflow*.

O valor de d'_{50} que antes foi determinado apenas por dados de simulação (Figura 43), agora pode ser recalculado levando em consideração a distribuição cumulativa dos tamanhos de gotas da corrente de entrada, medidos experimentalmente. O modelo matemático de distribuição de tamanhos RRB (Rosin, Rammler e Bennet) foi utilizado para descrever o comportamento da distribuição (Equação 37).

$$y = 1 - \exp\left[-\left(\frac{d}{k}\right)^m\right] \tag{37}$$

em que, y é o percentual em volume de partículas de tamanho menor que dado diâmetro; d é o diâmetro da partícula; m e k são os parâmetro do modelo.

A Figura 56 mostra graficamente a diferença entre os valores experimentais e os previstos pela equação RRB, para as curva do percentual de partículas de tamanho menor que dado diâmetro versus o diâmetro das partículas (y versus d).

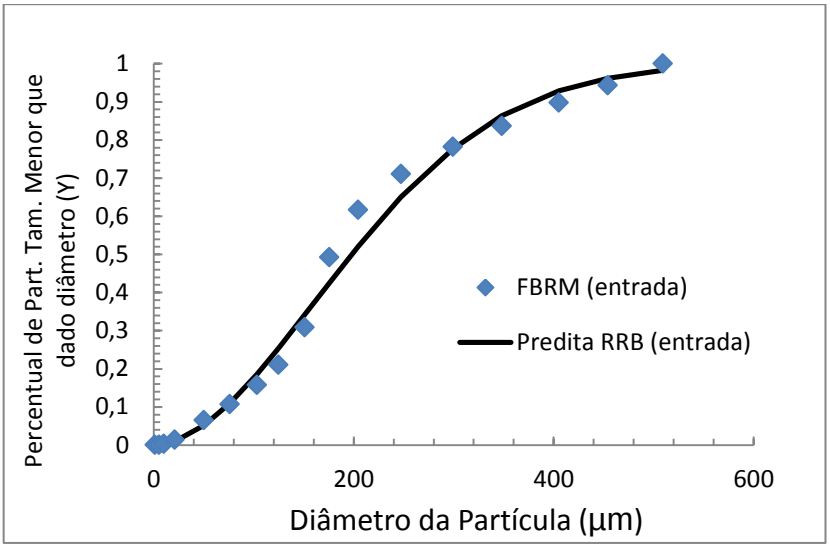


Figura 56: Diferença entre os valores experimentais e os previstos pela equação RRB, para as curva do percentual de partículas de tamanho menor que dado diâmetro (y) versus o diâmetro das partículas (d).

Os parâmetros m e k foram determinados por meio da linearização da Equação 37 e resultou em:

$$\ln\left[\ln\frac{1}{(1-y)}\right] = m\ln(d) - m\ln(k) \tag{38}$$

A Figura 57 mostra o resultado da linearização.

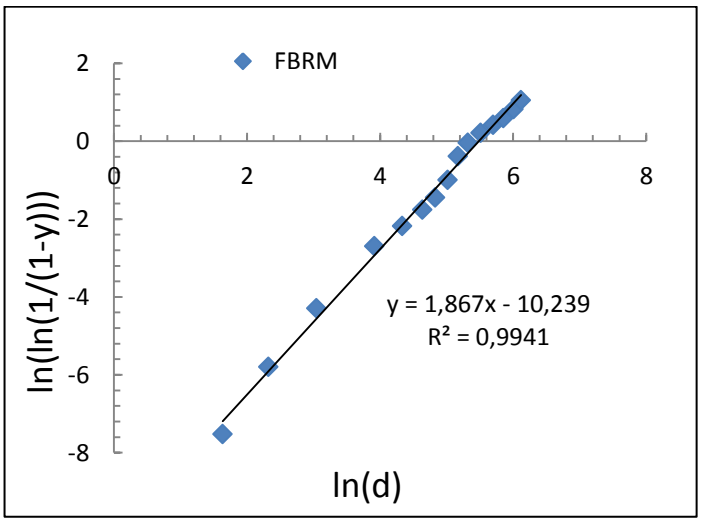


Figura 57: Linearização da equação RRB visando a determinação dos parâmetros m e k.

Os valores de m e k foram determinados com auxílio do coeficiente angular e linear, e os valores encontrados foram 1,86 e 240,85, respectivamente.

A expressão para o cálculo de G' (Equação 39) permite a determinação de d'_{50}.

$$G' = 1 - \exp\left[-0{,}693\left(\frac{d}{d'_{50}}\right)^{n}\right] \tag{39}$$

que linearizada, permite a determinação do coeficiente angular, primordial para a determinação do parâmetro n.

$$\ln\left(-\ln\left(1-G'\right)\right) = \ln(0{,}693) + n\ln\left(\frac{d}{d'_{50}}\right) \tag{40}$$

A Figura 58 mostra $\ln\left(\frac{d}{d'_{50}}\right)$ em função de $\ln\left[-\ln\left(1-G'\right)\right]$ onde foi possível determinar o valor do parâmetro n da expressão de G', que resultou em 2,36.

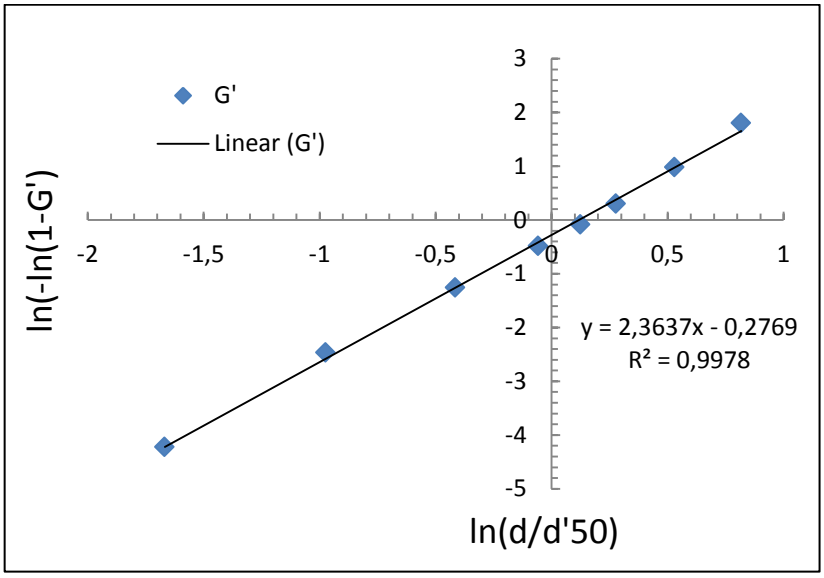


Figura 58: Linearização da expressão de G' utilizando os dados de eficiência granulométrica e diâmetro de partículas obtido por meio de simulação.

É importante ressaltar que os dados de G' em função do diâmetro das partículas (d), que foi alvo dessa linearização, foram obtidos por simulação como mostrou a Figura (43) na

discussão anterior. Ao substituirmos a expressão do RRB (Equação 37) na equação de G' resultará em:

$$G' = 1 - \exp\left\{ -0{,}693 \left[\frac{k\left(\ln\left(\frac{1}{1-y}\right)\right)^{\frac{1}{m}}}{d'_{50}} \right]^{n} \right\} \tag{41}$$

Que se integrada em relação a y, com limites de integração de 0 a 1, resulta no valor de ET' (Equação 42) e permite o cálculo de d'_{50}.

$$ET' = \int_0^1 G'\,dy \tag{42}$$

O valor de ET' foi obtido a partir dos experimentos e vale 0,93 (93%). Ao resolver a integração da equação anterior o valor de d'_{50} foi de 53,2 µm, assim como previsto também por simulação (53 µm).

7. Conclusões

Um hidrociclone para a separação de misturas óleo-água contendo altos teores de óleo foi projetado por meio de simulações numéricas com fluidodinâmica computacional, construído e testado experimentalmente, gerando eficiências de separação de óleo de 93% ± 2%, para as condições experimentais apresentadas.

As simulações foram realizadas em regime permanente e transiente. Os valores das razões de fluido no regime permanente e transiente (3,51% e 2,25%, respectivamente) e eficiências granulométricas (99,65% e 99,77%, respectivamente) foram muito próximos para os dois regimes, indicando que o regime permanente é o mais apropriado devido aos baixos custos computacionais.

Das sete variáveis geométricas estudadas, apenas os diâmetros do tubo de *overflow*, Do, e do orifício de *underflow*, Du, e o ângulo da segunda seção cônica, Θ_2, exerceram influência significativa sobre a eficiência granulométrica reduzida, G´. G´ aumenta com o aumento de Do, diminui com o aumento de Du, e diminui com o aumento de Θ_2.

A razão de fluido, R_f, é afetada principalmente pelos os diâmetros do tubo de *overflow*, Do, e do orifício de *underflow*, Du. R_f aumenta com o aumento de Do e diminui com o aumento diâmetro de Du.

Simulações foram realizadas com diferentes diâmetros de gotas para o cálculo da eficiência granulométrica reduzida em função do diâmetro da gota. O diâmetro de corte reduzido d'_{50} simulado obtido para o equipamento HC 12 foi de 53 µm. Partículas com diâmetro igual ou acima de 125 µm foram coletadas com 100% de eficiência.

Os perfis de velocidades tangenciais medidos experimentalmente foram comparados com os perfis obtidos pelas simulações e apresentaram desvios médios em torno de 20%. O formato dos perfis de velocidades encontrados neste trabalho estão de acordo com os perfis encontrados nos trabalhos de Slack *et al.* (2004), Dlamini *et al.* (2005), Marins *et al.* (2009), Noroozi & Hashemabadi (2011) e Zhen-bo *et al.* (2011).

Os perfis de velocidades axiais simulados nas linhas 2 e 4 apresentaram o mesmo formato dos perfis experimentais, porém com magnitudes de velocidade bastante distintas. Valores quase nulos de velocidade axial sobre o eixo central foram identificados na linha 2 e estão de acordo com os trabalhos de Harasek *et al.* (2008), Elsayed & Lacor (2010) e Murthy

& Bhaskar (2012). As baixas velocidades em torno da linha central do equipamento foram também confirmadas por observação *in loco* no momento da realização dos experimentos. Os formatos “V” e “W” para o perfil de velocidade axial foram observados em todas as curvas para os diferentes valores de R_{FT} empregados.

Experimentos com frações volumétricas de 40% de óleo em água foram realizados em um sistema aberto com valores de vazão de entrada idênticos aos das simulações. Os experimentos apresentaram valores médios de eficiência de separação e razão de fluido com desvios abaixo de 2%. A relação entre a razão de fluido total e a eficiência total de separação foi linear.

As distribuições cumulativas de tamanho de gotas foram medidas em tempo real nas correntes de entrada, *overflow* e *underflow*, o que permitiu calcular um diâmetro de corte reduzido d'_{50} igual a 53,2 μm.

8. Sugestões para Trabalhos Futuros

- Testar diferentes condições operacionais visando estabelecer a curva de eficiência total versus vazão volumétrica, com o objetivo de obter-se o *plateau* normalmente encontrado pelos pesquisadores;
- Desenvolver e implementar um modelo de quebra e coalescência aplicável a hidrociclones;
- Projetar e construir um hidrociclone para separar misturas óleo-água com concentrações de óleo na faixa de 5 a 7% (v/v) para operar em série com o hidrociclone projetado neste trabalho.

9. Referências Bibliográficas

Aguirre, J.; Damian, R.; Guidelines on numerical modeling of cyclones and hydrocyclones, *South American ANSYS Conference*, Rio de Janeiro, Brasil, outubro de 2008.

Almeida, L.C.; Oliveira Jr., J.A.A.; Medronho, R.A., Simulação numérica da separação água-óleo em hidrociclones para baixas frações de óleo. Anais do PDPETRO 2009 - 5º Congresso Brasileiro de Pesquisa e Desenvolvimento em Petróleo e Gás, Fortaleza, 2009.

Alves, J.V.B.; "Hidrociclone para a Separação do Óleo Residual de Água em Refinarias", Dissertação de Mestrado, Rio de Janeiro: UFRJ/EQ, 2012.

Alves, J. V. B., Medronho, R. A., Simulação Numérica do Perfil de Velocidades e da Eficiência de um Hidrociclone Empregado na Separação de Águas Oleosas. Anais do ENEMP 2011 - XXXV Congresso Brasileiro de Sistemas Particulados, Vassouras, 2011.

Alves, J. V. B., Medronho, R. A., Hidrociclone para a separação do óleo residual de água em refinarias. Anais do COBEQ 2012 - XIX Congresso Brasileiro de Engenharia Química, ABEQ, Búzios, p.10958 – 10967, 2012.

Anjos, R. P., Oliveira, R. S., Alves, J. V. B., Medronho, R. A., Influência do número de entradas tangenciais e do ângulo da seção cônica de um hidrociclone no tratamento de águas oleosas. Anais do COBEQ 2012 - XIX Congresso Brasileiro de Engenharia Química, ABEQ, Búzios, 2012.

Ansys Fluent 12.1, *Theory Guide*, Copyright © by Ansys, april 2009.

Ansys Icem CFD 12.1, *User Manual*, Copyright © by Ansys, april 2009.

Ansys Meshing Application Introduction, *Appendix A: Mesh Quality*, Copyright © by Ansys, april 2009.

Araújo, C. A. O., Oliveira, R. S., Scheid, C. M., Medronho, R. A., Hidrociclones para a separação de dispersões óleo-água com altos teores de óleo: um estudo com CFD. Anais do ENEMP 2013 - XXXVI Congresso Brasileiro de Sistemas Particulados, Maceió, 2013.

Araújo, C. A. O., Barcellos, J. P. M., Scheid, C. M., Medronho, R. A., Efeito de variáveis geométricas no desempenho de hidrociclones para a separação de águas oleosas com alto teor de óleo. Anais do COBEQ 2012 - XIX Congresso Brasileiro de Engenharia Química, ABEQ - Associação Brasileira de Engenharia Química, Búzios, p.5896 - 5904, 2012.

Araújo, J. F. M.; Estudo dos modelos de quebra e coalescência para escoamentos polidispersos, Rio de Janeiro, 2006 XI, 173 p. 29,7 cm (COPPE/UFRJ, M.Sc., Engenharia Química, 2006) Dissertação - Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE.

Averous, J., Fuentes, R.; Advances in the numerical simulation of hydrocyclone classification, *Canadian Metallurgical Quarterly*, vol. 36, 309-314, 1997.

Bai, Zhi-shan; Wang, Hua-lin; Tu, Shan-Tung; Experimental study of flow patterns in deoiling hydrocyclone, Minerals Engineering, 22, 319-323, 2009.

Bai, Zhi-shan; Wang, Hua-lin; Tu, Shan-Tung; Oil-water separation using hydrocyclones enhanced by air bubbles, Chemical Engineering Research and Design, 89, 55-59, 2011.

Bastos, H. B.; Otimização da Geometria de Ciclones para a Retenção de Catalisador em Reatores de Unidades de FCC, Projeto Final de Curso, Escola de Química - Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2011.

Belaidi, A.; Thew, M. T.; The effect of oil and gas content on the controllability and separation in a de-oiling hydrocyclone, *Trans IChemE*, Vol 81, Part A, 2003.

Bird, R. B.; Stewart, W. E.; Lightfoot, E. N.; Fenômenos de Transporte; Editora LTC, 2a edição, Rio de Janeiro, 2004.

Bhaskar, K.U.; Murthy, Y.R.; Raju, M.R.; Tiwari, S.; Srivastava, J.K.; Ramakrishnam, N.; CFD Simulation and Experimental Validation Studies on Hydrocyclone, *Minerals Engineering*, 20, 60-71, 2007.

Boussinesq, J.; Théorie de I´Écoulement Tourbillant, *Mem. Présentés par Divers Savants Acad. Sci. Inst. Fr.*, Vol. 23, PP.46-50, 1877.

Bradley, D. The Hydrocyclone. Pergamon Press, Oxford, 1965.

Braga, E. R., Campos, J. B. L. M., Scheid, C. M., Medronho, R. A., Perfil de velocidades tangenciais em um hidrociclone para separação líquido/líquido. Anais do ENEMP 2013 - XXXVI Congresso Brasileiro de Sistemas Particulados, Maceió, 2013.

Bretney, E., Water Purifier, US Patent No. 453, 105, 1891.

Carvalho, A.T.; Otimização de Ciclone para a Pré-Separação de Areia na Produção de Petróleo; Tese de Mestrado, Escola de Química - Universidade Federal do Rio de Janeiro – UFRJ, 2008.

Carvalho, A. T., Medronho, R. A., Optimizing Hydrocyclone Geometry for Barite Separation from Drilling Mud. Anais do ENPROMER 2005 - 2nd Mercosur Congress on Chemical Engineering, Angra dos Reis, 2005.

Cebeci T, Smith AMO; Analysis of Turbulent Boundary Layers, in Applied Mathematics and Mechanics 15, Academic Press, New York (1974).

Chiné, B., Concha, F., Flow patterns in conical and cylindrical hydrocyclones, *Chemical Engineering Journal*, 80, 267–273, 2000.

Chu, Liang-Yin; Chen, Wen-Mei; Lee, Xiao-Zhong; Effect of structural modification on hydrocyclone performance, Separation and Purification Technology, 21, p. 71–86 2000.

Coelho, D. B., Alves, J. V. B., Medronho, R. A., Desempenho de um Hidrociclone para a Separação de Águas Oleosas. Anais do PDPetro 2011 - 6º Congresso Brasileiro de Pesquisa e Desenvolvimento em Petróleo e Gás, ABPG - Associação Brasileira de P&D em Petróleo e Gás, Florianópolis, 2011.

Coelho, D. B., Medronho, R. A., Alves, J. V. B., A eficiência de separação de um hidrociclone para águas oleosas pelas abordagens lagrangeana e euleriana. Anais do COBEQ 2012 - XIX Congresso Brasileiro de Engenharia Química, ABEQ, Búzios, p.7411 – 7420, 2012.

Colman, D. A., Thew, M. T. (1980). Hydrocyclone to give a highly concentrated sample of a lighter dispersed phase. International Conference on Hydrocyclones (pp. 209-224). Cambridge: BHRA.

Colman, D. A., Thew, M. T., Corney, D. R. Hydrocyclones for oil/water separation. International Conference on Hydrocyclones. Cambridge: BHRA, p. 143-154, 1980.

Cruz, O. C.; Desempenho de um Hidrociclone de Geometria “Rietema” como Pré-Filtro para Sistemas de Irrigação, Tese de Doutorado, UNESP, Jaboticabal, São Paulo, Brasil, Novembro de 2008.

Dabir, B., Petty, C.A., Laser Doppler anemometry measurements of tangential and axial velocities in a hydrocyclone operating without an air core, *Second International Conference on Hydrocyclone*, England, pp. 15–26, 1984.

Damian, R. B., Acoplamento de Balanço Populacional à Simulação Computacional de Escoamentos Multifásicos Polidispersos, Rio de Janeiro, 2007 XIII, COPPE/UFRJ,M.Sc., Engenharia Química, 2007, Dissertação - Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE.

Deissler RG, Loeffler AL; Turbulent Flow and Heat Transfer on a Flat Plate at High Mach Number with Variable Fluid Properties, ASME no 55-A-133 (1955).

Delgadillo, J.A.; Rajamani, R.K.; Exploration of Hydrocyclone Designs using Computacional Fluid Dynamics, *Int, J. Miner. Process.*, 84, 252-261, 2007.

Delgadillo, J.A.; Rajamani, R.K.; A Comparative Study of Three Turbulence-Closure Models for the Hydrocyclone Problem, *Int, J. Miner. Process.*, 77, 217-230, 2005.

Dlamini, M.F.; Powell, M.S.; Meyer, C.J.; A CFD simulation of a single phase hydrocyclone flow field, The Journal of the South Afrikan Institute of Mining and Metallurgy, volume 105, 711-717, 2005.

Elsayed, K. & Lacor, C.; Application of response surface methodology for modeling and optimization of the cyclone separator for minimum pressure drop, *V European Conference on Computational Fluid Dynamics*, ECCOMAS CFD, Lisbon, Portugal,14-17 June 2010.

Feijó, F.; Ferreira da Silva, F.; Quintanilha, L.F.N.; Santos Andrade, M.C.A.; Utilização de hidrociclones na separação água/óleo na unidade de águas ácidas: projeto e otimização preliminar das dimensões do equipamento, IQ-UERJ, curso de especialização em engenharia de processamento de petróleo, Monografia CENPRO, 2006.

Flow Manager Software and Introduction to PIV Instrumentation, Software User´s Guide, Denmark September, 2000.

Freitas, A. G. B.; Modelagem e simulação do tratamento de água oleosa usando hidrociclone, Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) – Universidade Federal de Sergipe, São Cristóvão, 2009.

Fisher, M.J., Flack, R.D., Velocity distributions in a hydrocyclone separator, *Experiments in Fluids*, 32, 302–312, 2002.

Freitas, A.G.B., Paixão, A. E. A., Medronho, R. A., Silva, G. F., Influência de algumas variáveis geométricas do hidrociclone na razão de fluido e eficiência granulométrica reduzida: um estudo com CFD. Anais do ENEMP 2009 - XXXIV Congresso Brasileiro de Sistemas Particulados, Campinas, 2009.

Fu, S.; Launder, B. E.; Leschziner, M. A.; Modeling Strongly Swirling Recirculating Jet Flow with Reynolds-Stress Transport Closures, In Sixth *Symposium on Turbulent Shear Flows*, Toulouse, France, 1987.

Gibson, M.M.; Launder, B.E.; Ground Effects on Pressure Fluctuations in the Atmospheric Boundary Layer. *J. Fluid Mech.*, 86: 491-511, 1978.

Grady, S. A., Wesson, G. D., Abdullah, M., Kalu, E. E., Prediction of 10-mm hydrocyclone separation efficiency using computational fluid dynamics. Filtration & Separation, p 41-46, 2003.

Harasek, M.; Horvath, A.; Jordan, C.; Influence of vortex finder diameter on axial gas flow in simple cyclone, Chemical Product and ProcessModeling, 3 (1) (2008) Article 5.

Hargreaves, J., Silvester, R.; Computational fluid dynamics applied to the analysis of de-oiling hydrocyclone performance, *Trans. Inst. Chem. Eng.*, 68: 365-383, 1990.

Hashmi, K. A., Hamza, H. A., Wilson, J. C., Canmet hydrocyclone: an emerging alternative for the treatment of oily waste streams, Minerals Engineering, 643–649, 2004.

Henkes, R.A.W. M.; van der Flugt, F. F.; Hoogendoorn, C. J.; Natural Convection Flow in a Square Cavity Calculated with Low-Reynolds-Number Turbulence Models, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 34:1543–1557, 1991.

Hsieh, Rajamani, R.K., Mathematical model of the hydrocyclones based on physis of fluid flow, *AICHE Journal* 37 (5), 735–746, 1991.

Husveg, T.; Rambeau, O.; Drengstig, T.; Bilstad, T.; Performance of a deoiling hydrocyclone during variable flow rates, Minerals Engineering, 20, 368-379, 2007.

Jian, S.; Introdução aos Modelos de Turbulência, Apostila didática, Edição 2007.

Kadle, D.S., Sparrow, E.M., Numerica and experimental study of turbulent heat transfer and flui Flow in Longitudinal fin arrays. Journal of heat transfer, february, 1986.

Kharoua, N.; Khezzar, L.; Nemouchi, Z.; Hydrocyclones for De-oiling applications – A review, Petroleum Science and Technology, 28, 738-755, 2010.

Launder, B. E.; Second-Moment Closure and Its Use in Modeling Turbulent Industrial Flows, *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, 9:963–985,1989 a.

Launder, B. E.; Second-Moment Closure: Present... and Future? *Inter. J. Heat Fluid Flow*, 10(4):282–300, 1989 b.

Lazic, Z. R.; Design of Experiments in Chemical Engineering, Copyright WILEY-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, Weinheim, 2004.

Livi, C. P.; Fundamentos dos Fenômenos de Transporte: Um texto para cursos básicos; Editora LTC, 2ª edição, 2012.

Lien, F. S.; Leschziner, M. A.; Assessment of Turbulent Transport Models Including Non-Linear RNG Eddy-Viscosity Formulation and Second-Moment Closure, *Computers and Fluids*, 23(8):983–1004, 1994.

Lim, E.W.C.; Chen, Yi-Ren; Wang, Chi-Hwa; Wu, Rome-Ming; Experimental and computational studies of multiphase hydrodynamics in a hydrocyclone separator system, Chemical Engineering Science, 65, 6415-6424, 2010.

Liu, Hai-fei; Jing-yu, X.; Zhang Jun; Sun, Huan-qiang; Jian, Z.; Wu, Ying-xiang; Oil-water separation in a liquid-liquid cylindrical cyclone, Journal of Hydrodynamic, 24, 116-123, 2012.

Maliska, C.R.; Transferência de calor e Mecânica dos Fluidos Computacional. 2ª edição. Rio de Janeiro, LTC, 2004.

Marins, L. P. M. Caracterização experimental do escoamento no interior de um hidrociclone sem núcleo gasoso. Rio de Janeiro. 121 p. Dissertação de Mestrado: COPPE/UFRJ, 2007.

Marins, L.P.M., Duarte, D.G., Loureiro, J.B.R., Morais, C.A.C., Silva Freire, A.P.; "LDA and PIV characterization of the flow in a hydrocyclone without an air-core, *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 70, 168-176, 2010.

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.

Meldrum, N.; Hydrocyclones: A solution to produced-water treatment. SPE Prod. Eng., November: 669-676, 1988.

Mendonça, A. C. L. T., Araújo, C. A. O., Medronho, R. A., O hidrociclone na separação óleo/água: um estudo com o auxílio de fluidodinâmica computacional. Anais do PDPetro 2013 - 7º Congresso Brasileiro de Pesquisa e Desenvolvimento em Petróleo e Gás, ABPG - Associação Brasileira de P&D em Petróleo e Gás, Aracaju, 2013.

Monredon, T.C., Hsieh, K.T., Rajamani, R.K., "Fluid flow model of the hydrocyclone: an investigation of device dimensions", *International Journal of Mineral Processing* 35, 65–83, 1990.

Moraes, C. A. C. Curso de Hidrociclones e Sistemas de Separação Ciclônica. Rio e Janeiro: Cenpes. Universidade Coorporativa. Agosto 2006.

Murthy, Y.R.; Bhaskar, K.U.; Parametric CFD studies on hydrocyclone, *Powder Technology*, 2012.

Nezhati, K.; Thew, M.T.; Aspects of the performance and scaling of hydrocyclones for use with light dispersions, 3rd International Conference on Hydrocyclones, 167-180, September, 1987.

Nikuradse; J. (1933) Stromungsgesetz in rauhren rohren, vDI Forschungshefte 361 (English translation: Laws of flow in rough pipes). Tech. Rep. NACA Technical Memorandum 1292. National Advisory Commission for Aeronautics, Washington, DC, USA (1950).

Noroozi, S., Hashemabadi, S.H.; CFD Analysis of Inlet Chamber Body Profile Effects on De-Oiling Hydrocyclone Efficiency, *Chemical Engineering Research and Design*, 89, 968–977, 2011.

Obeng; D.P., Morrell, S., Napier-Munn, T.J.. Application of central composite rotatable design to modelling the effect of some operating variables on the performance of the three-product cyclone, *Int. J. Miner. Process.* 76, 181-192, 2005.

Oliveira, A. G., Caracterização da Distribuição do Tamanho de Gotas em Emulsões Água e Óleo Utilizando Diferentes Técnicas de Medição, Itajubá, 124 p. Dissertação (Mestrado em Conversão de Energia) - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, 2010.

Olson, T.J.; Ommen, R.V.; Optimizing hydrocyclone design using advanced CFD model, Minerals Engineeting, 17, 713-720, 2004.

Olteanu, D.; Hidrociclones na separação líquido-líquido, Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) – Programa de Engenhara Química, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, 1990.

Patankar, S.V.; Spalding, D.B.; Heat and Mass Transfer In Boundary Layers, MorganGrampian, London, 1967.

Prandtl, L., Über die ausgebildete Turbulenz, ZAMM,Vol. 5, PP. 136-139, 1925.

Queiroz, F. V., Medronho, R. A., Simulação numérica de hidrociclones para a separação de misturas de alto teor de água em óleo como fase contínua. Anais do COBEQ 2012 - XIX Congresso Brasileiro de Engenharia Química. ABEQ - Associação Brasileira de Engenharia Química, Búzios, p.5557 – 5566, 2012.

Queiroz, R.A.B.; Desenvolvimento e testes de esquema u*pwind* de alta resolução e suas aplicações em escoamento incompressíveis com superfícies livres, dissertação de mestrado, USP – São Carlos, São Paulo, 2009.

Ramirez, M. V.; Simulação da perda de carga e da eficiência de coleta em ciclones através da fluidodinâmica computacional, São Carlos, UFSCar, 2009.

Raposo, G. M.; Simulação numérica do escoamento em hidrociclone destinado a aplicações de alto teor de óleo, PUC, 2008.

Rego, F. C. A., Medronho, R. A., Estudo do Hidrociclone Cilíndrico de uma Unidade de Flotação Centrífuga com Auxílio de CFD. Anais do ENEMP 2007, XXXIII Congresso Brasileiro de Sistemas Particulados, Aracaju, 2007.

Reynolds, O.; On the Dynamical Theory of Incompressible Viscous Fluids and the Determination of the Criterion, *Philosophical Trasnsactions of the Royal Society of London*, Series A, Vol. 186, p. 123, 1895.

Reynolds, A.J.; the prediction of turbulent Prandtl an Schmidt numbers. International of heat and mass transfer., Great Britain, v.8, p.1055-1069, 1975.

Rietema, K.; Performance and design of hydrocyclones-Parts I to IV. Chemical Engineering Science, 15, 298-325, 1961.

Rodrigues, M. I.; Iemma, A. F.; Planejamento de experimentos & otimização de processos, 2ª edição revisada, AMIC, Campinas – SP, 2009.

Rotta, J.C.; Atatistische Theorie nichthomogener Turbulenz, *Zeitschrift fur Physik*, Vol. 129, pp. 547-572, 1951.

Saidi, M.; Maddahian, R.; Farhanieh, B.; Afshin, H.; Modeling of flow field and separation efficiency of a deoling hydrocyclone using large eddy simulation, *International Journal of Mineral Processing*, 112-113, 84-93, 2012.

Sarkar, S.; Balakrishnan, L.; Application of a Reynolds-Stress Turbulence Model to the Compressible Shear Layer, *ICASE* Report 90-18, NASA CR 182002, 1990.

Schichting,H.; Bondary Layer Theory, 7. ed. New York: McGraw Hill, 1979.

Schütz, S.; Gorbach, G.; Kissling, K,; Piesche, M.; Numerical Simulation of the Flow Field and the Separation Behavior of Hydrocyclone**.** V European Conference on Computacional Fluid Dynamics, Lisbon - Portugal, 2010.

Schütz, S.; Gorbach, G.; Piesche, M.; Modeling fluid behavior and droplet interactions during liquid–liquid separation in hydrocyclones**.** Chemical Engineering Science, v. 64, p. 3935-3952, 2009.

Silva Freire, A.P.; Ilha, A.; Colaço, M.J.; Turbulência, *Associação Brasileira de Engenharia e Ciências Mecânicas*, vol. 1, Rio de Janeiro, 2006.

Silva, L.F.L.R.; Desenvolvimento de Metodologias para Simulação de Escoamentos Polidispersos Usando Código Livre, Tese de doutorado, PEQ/COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, 2008.

Slack, M.D.; Del Porte, S.; Engelman, M.S.; Designing automated computational fluid dynamics modeling tools for hydrocyclone design, Minerals Engineering, 17, 705-711, 2004.

Smyth, I.C., Thew, M.T., Colman, D.A., The effect of split ratio on heavy dispersion liquid–liquid separation in hydrocyclones, *Second International Conference on Hydrocyclone*, England, pp. 177–190, 1984.

Spalding; D.B., A Single Formula For The Law Of The Wall, Trans ASME Series A, J. Appl. Mech., Vol. 28, No 3, pp 444-458, 1961.

Speziale, C.G.; Saka,r S.; Gatski, T.B.; Modelling the pressure-strain correlation of turbulence: an invariant dynamical systems approach, *J. Fluid Mechanics*, 227, 245-272, 1991.

Svarovsky, L.; Solid-Liquid Separation, 2nd ed., Butterworths, London, 1981.

Swain, S.; Mohanty, S.; A 3-Dimensional Eulerian-Eulerian CFD Simulation of a Hydrocyclone, *Applied Mathematical Modelling*, 2012.

Thew, M. T., Colman, D. A. The concept of hydrocyclones for separating light dispersions and a comparison of field data with laboratory work. 2nd International Conference on Hydrocyclones (pp. 217-232). Bath, Inglaterra: BHRA, 1984.

Thew, M. T., Neshati, K. Aspects of the performance and scaling of hydrocyclones for use with light dispersions. 3rd International Conference on Hydrocyclones (pp. 167-180). Oxford: Elsevier Applied Science Publishers, 1987.

Van Driest ER; On turbulent flow near a wall, J. Aeronautical Sci. 23, 1007-1011 (1956).

Von Kármán, T.; Soma aspects of the turbulence problem, *Proc. Int. Congr. Appl. Mech.*, 4th , Cambridge, p. 54, 1934.

Wang, B.; Yu, A.B.; Numerical Study of Particle-Fluid Flow in Hydrocyclones with Differente Body Dimensions, *Minerals Engineering*, 19, 1022-1033, 2006.

Wang, Zhen-bo; Yi, Ma; You-hai, Jin; Simulation end experiment of flow field in axial-flow hydrocyclone, *Chemical Engineering Research and Design*, 89, 603-610, 2011.

Wilcox, D. C. Turbulence Modeling for CFD. DCW Industries, La añana, CA, 1998.

Wu, Shen-Chun; A PIV study of co-rotating disks flow in a fixed cylindrical enclosure, Experimental Thermal and Fluid Science, 33, 875–882, 2009.

Young, G.A.B; Wakley, W.D.; Taggart, D.L.; Andrews, S.L.; Worrel, J.R.; Oil water separation using hydrocyclones: an experimental search for optimum dimensions, *Journal Of Petroleum Science and Engineering* 11, 37-50, 1994.

Zhao, L.; Jiang, M.; Li, F.; Experimental study on the separation performance of air-injected de-oil hydrocyclones, Chemical Engineering Research and Design, 88, 772-778, 2010.

Zhen-bo, Wang.; Yi, Ma.; You-hai, Jin; Simulation and experiment of flow field in axial-flow Hydrocyclone, C*hemical Engineering Research and Design*, 89 (2011) 603–610.

Zhou, N.; GAO, Y.; AN, W.; YANG, M.; Investigation of velocity Field and oil distribution in an oil-water hydrocyclone usin a particle dynamics analyzer, *Chem. Eng. J.*, n. 157, p. 73-79, 2010.

Anexos

Trabalhos Publicados:

- EFEITO DE VARIÁVEIS GEOMÉTRICAS NO DESEMPENHO DE HIDROCICLONES PARA A SEPARAÇÃO DE ÁGUAS OLEOSAS COM ALTO TEOR DE ÓLEO **(XIX COBEQ 2012)**;

- HIDROCICLONES PARA A SEPARAÇÃO DE DISPERSÕES ÓLEO-ÁGUA COM ALTOS TEORES DE ÓLEO: UM ESTUDO COM CFD **(XXXVI ENEMP 2013)**;

- O HIDROCICLONE NA SEPARAÇÃO ÓLEO/ÁGUA: UM ESTUDO COM O AUXÍLIO DE FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL **(7º PEDPETRO 2013)**;

- MEDIDA DOS PERFIS DE VELOCIDADE AXIAIS EM UM HIDROCICLONE PARA A SEPARAÇÃO ÓLEO-ÁGUA: COMPARAÇÃO ENTRE DADOS SIMULADOS E EXPERIMENTAIS **(REVISTA VOZES DOS VALES, Nº. 07 – Ano IV – 05/2015).**