



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA QUÍMICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA



**OTIMIZAÇÃO GEOMÉTRICA DE HIDROCICLONES A
PARTIR DE UM HISTÓRICO EM HIDROCICLONAGEM NA
FEQUI/UFU**

Yanne Novais Kyriakidis

Uberlândia – MG

2018



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA QUÍMICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA



**OTIMIZAÇÃO GEOMÉTRICA DE HIDROCICLONES A
PARTIR DE UM HISTÓRICO EM HIDROCICLONAGEM NA
FEQUI/UFU**

Yanne Novais Kyriakidis

Orientadores: Luiz Gustavo Martins Vieira

Marcos Antonio de Souza Barrozo

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

Uberlândia – MG

2018

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

K99o
2018 Kyriakidis, Yanne Novais, 1989-
Otimização geométrica de hidrociclones a partir de um histórico em
hidrociclonagem na FEQUI/UFU [recurso eletrônico] / Yanne Novais
Kyriakidis. - 2018.

Orientadores: Luiz Gustavo Martins Vieira, Marcos Antonio de
Souza Barrozo.

Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Uberlândia, Programa
de Pós-Graduação em Engenharia Química.

Disponível em: <http://dx.doi.org/10.14393/ufu.te.2018.808>

Inclui bibliografia.

Inclui ilustrações.

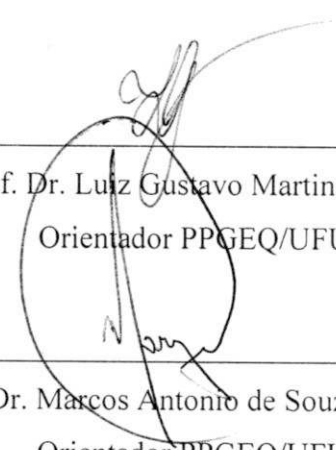
1. Engenharia química. 2. Hidrociclone. 3. Fluidodinâmica
computacional. 4. Otimização combinatória. I. Vieira, Luiz Gustavo
Martins, 1976- (Orient.). II. Barrozo, Marcos Antonio de Souza
(Orient.). III. Universidade Federal de Uberlândia. Programa de Pós-
Graduação em Engenharia Química. IV. Título.

CDU: 66.0

Maria Salete de Freitas Pinheiro - CRB6/126

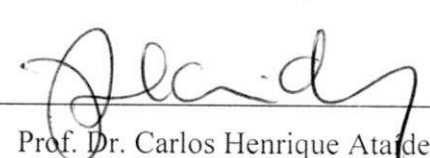
TESE DE DOUTORADO SUBMETIDA AO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE DOUTORA EM ENGENHARIA QUÍMICA, EM 10 DE JULHO DE 2018.

BANCA EXAMINADORA:

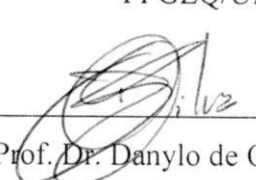


Prof. Dr. Luiz Gustavo Martins Vieira
Orientador PPGEQ/UFU

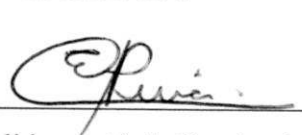
Prof. Dr. Marcos Antonio de Souza Barrozo
Orientador PPGEQ/UFU



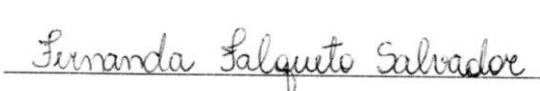
Prof. Dr. Carlos Henrique Ataíde
PPGEQ/UFU



Prof. Dr. Danylo de Oliveira Silva
PPGEA/UFU



Prof. Dr. Euclides Antônio Pereira de Lima
PPGEQ-MP/UNIUBE



Profa. Dra. Fernanda Falqueto Salvador

CCAEE/UFES

AGRADECIMENTOS

De tudo o que temos e do que somos na vida temos que agradecer. Agradecer aos nossos antepassados e aos nossos pais por terem nos dado a vida, a oportunidade de vivenciar todo o universo que existe. Agradecer até mesmo pela própria existência do universo e de todos os seres que o habitam. Por tudo isso, sinto-me imensamente grata. A vida é uma dádiva e todas as possibilidades que vêm junto com ela são oportunidades únicas que eu só tenho a agradecer.

Agradeço à existência da Faculdade de Engenharia Química da Universidade Federal de Uberlândia e aos cursos oferecidos por essa Faculdade. A Engenharia Química me levou a lugares que eu nunca havia imaginado. Foram muitas possibilidades oferecidas a mim desde a graduação, em seguida o mestrado e neste momento o doutorado. Inumeráveis são os esforços de todos os alunos e servidores desta Faculdade para fazer dela e deste Programa de Pós-Graduação um dos melhores do país. Agradeço a todos por toda a competência e singular aptidão no desempenho de suas funções.

Em especial, agradeço aos meus orientadores, Luiz Gustavo Martins Vieira e Marcos Antonio de Souza Barrozo que me guiaram durante toda pesquisa desenvolvida nos últimos quatro anos. Nunca deixarei de agradecer à confiança que vocês depositaram em mim. É sempre muito bom trabalhar em conjunto com pessoas que nos fazem crescer. Obrigada!

Ao Danylo de Oliveira Silva, que sempre foi um colega pesquisador em hidrociclonagem desde meus dias de graduação e sem o qual esta tese teria seguido uma direção completamente diferente. Seus trabalhos foram imensamente frutíferos, Danylo. Obrigada por tê-los executado e me dado o suporte necessário para o desenvolvimento dessa pesquisa.

Agradeço também às colegas de laboratório Fernanda Falqueto Salvador e Suélen Mara Gonçalves, que compartilharam comigo tantos trabalhos, adversidades na pesquisa, soluções para as adversidades e congressos. Aos demais colegas de pesquisa, aos alunos de iniciação científica e a todas as pessoas que contribuíram de forma direta ou indireta para a conclusão desta tese, bem como ao CNPq, à CAPES e à FAPEMIG pelo apoio financeiro durante este trabalho.

“A essência de toda arte bela, de toda grande arte, é a gratidão.”

Friedrich Nietzsche

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	i
LISTA DE TABELAS.....	vi
LISTA DE SÍMBOLOS	ix
RESUMO.....	xii
ABSTRACT	xiii
CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO	1
1.1 - Objetivos	4
CAPÍTULO 2 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	5
2.1 - Funcionamento de um Hidrociclone	5
2.2 - Cálculo das variáveis associadas à separação em Hidrociclones	8
2.3 - Famílias clássicas de Hidrociclones	11
2.4 - Algoritmo de Evolução Diferencial (AED)	12
2.5 - Hidrociclones não convencionais.....	15
2.6 - Hidrociclones não convencionais na FEQUI/UFU	22
2.6.1 - Vieira (2006)	23
2.6.2 - Almeida (2008)	25
2.6.3 - Silva (2012).....	26
2.6.4 - Kyriakidis (2014)	28
2.6.5 - Trabalhos recentes.....	29
CAPÍTULO 3 – OTIMIZAÇÃO GEOMÉTRICA.....	31
3.1 - Metodologia	31
3.1.1 - Banco de dados e codificação das variáveis.....	32
3.1.2 - Equações Empíricas	36
3.1.3 - Implementação das equações no AED – Parte 1.....	36
3.1.4 - Implementação das equações no AED – Parte 2.....	37

3.2 - Resultados e Discussão	38
3.2.1 - Parte 1 – Otimização discreta.....	40
3.2.2 - Parte 2 – Otimização semi-contínua.....	42
CAPÍTULO 4 – FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL E ENSAIOS EXPERIMENTAIS	46
4.1 - Fluidodinâmica Computacional (CFD): Metodologia	46
4.1.1 - Condições de contorno e parâmetros de simulação	47
4.1.2 - Malhas computacionais	49
4.2 - Ensaios Experimentais: Materiais e Métodos	56
4.2.1 - Material particulado	57
4.2.2 - Hidrociclones	58
4.2.3 - Unidade Experimental.....	62
4.2.4 - Reservatório para Armazenamento da Suspensão	63
4.2.5 - Bomba Centrífuga	64
4.2.6 - Medidor de Taxa Mássica	64
4.2.7 - Manômetro de <i>Bourdon</i> Digital	65
4.2.8 - Procedimento Experimental	65
4.3 - Resultados e Discussão	67
4.3.1 - Comparativo 1 – Caso 1: maximizar a eficiência total	69
4.3.2 - Comparativo 2 – Caso 2: minimizar a razão de líquido.....	76
4.3.3 - Comparativo 3 – Caso 3: minimizar o número de Euler.....	85
4.3.4 - Comparativo 4 – Otimização discreta: alternativa ao caso 3	96
CAPÍTULO 5 – CONCLUSÃO	105
5.1 - Conclusão	105
5.2 - Sugestões para Trabalhos Futuros.....	109
ANEXO A	110
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	111

APÊNDICE A.....	117
A.1 – Hidrociclone classificador (HGOT1)	117
A.1.1 – Análise da influência dos prolongamentos dos dutos de <i>overflow</i> e <i>underflow</i>	117
A.1.2 – Investigação da existência de <i>air core</i> utilizando o modelo multifásico VOF.....	120
A.1.3 – Avaliação da influência do aumento do valor da viscosidade	121
A.2 – Hidrociclone concentrador (HGOT2).....	122
A.2.1 – Investigação de outro modelo de turbulência (LES)	122
APÊNDICE B.....	123

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Dimensões características de um hidrociclone (Adaptado: VIEIRA, 2006).....	2
Figura 1.2 – Trajetória simplificada da suspensão no interior de um hidrociclone (Adaptado: SVAROVSKY, 1984).	3
Figura 2.1 – Representação esquemática do escoamento em um hidrociclone (Adaptado: SILVA, 2012).	6
Figura 2.2 – Exemplo de estudo numérico acerca da formação de <i>air core</i> (Adaptado: XU <i>et al.</i> , 2013).....	8
Figura 2.3 – Fluxograma do Algoritmo de Evolução Diferencial (Adaptado: PRICE <i>et al.</i> , 2005).....	15
Figura 2.4 – Gráficos de queda de pressão (I) e recuperação de sólidos (II) (Adaptado: KUANG <i>et al.</i> , 2012).	17
Figura 2.5 – Distribuição espacial da viscosidade relativa para alimentação de sólidos de concentração: (a) 1,04%, (b) 7,07% e (c) 24,50% (Adaptado: KUANG <i>et al.</i> , 2012).....	17
Figura 2.6 – Hidrociclones estudados por Ghodrat <i>et al.</i> (2014a).....	18
Figura 2.7 – Hidrociclones estudados por Ghodrat <i>et al.</i> (2014b).	19
Figura 2.8 – Tipos de alimentação inclinada estudados por Fan <i>et al.</i> (2015).	19
Figura 2.9 – Resultados de eficiência de separação para diferentes ângulos de alimentação obtidos por Fan <i>et al.</i> (2015).	20
Figura 2.10 – Dimensões geométricas do hidrociclone estudado por Wang e Wu (2018) e os dutos de <i>overflow</i> estudados pelos mesmos autores: THC – duto sólido e MHC – membrana tubular.....	21
Figura 2.11 – Eficiência total (η) dos hidrociclones maciços (HC) e filtrantes (HF) à queda de pressão de 177 kPa (Adaptado: VIEIRA, 2006).....	25
Figura 2.12 – Número de Euler (Eu) dos hidrociclones maciços (HC) e filtrantes (HF) à queda de pressão de 177 kPa (Adaptado: VIEIRA, 2006).	25
Figura 2.13 – Superfícies de Resposta para a eficiência total (η) e razão de líquido (R_L) dos hidrociclones HCOT1 (Adaptado: KYRIAKIDIS, 2014).	28
Figura 3.1 – Fluxograma da metodologia empregada.	32
Figura 4.1 – Detalhes da malha computacional desenvolvida para o hidrociclone HGOT1: (a) visão geral e (b) detalhes laterais.....	49

Figura 4.2 – Resultados simulados de razão de líquido para diferentes malhas do hidrociclone HGOT1.....	50
Figura 4.3 – Resultados simulados de queda de pressão para diferentes malhas do hidrociclone HGOT1.....	51
Figura 4.4 – Resultados simulados de razão de líquido para diferentes malhas do hidrociclone HGOT2.....	51
Figura 4.5 – Resultados simulados de queda de pressão para diferentes malhas do hidrociclone HGOT2.....	52
Figura 4.6 – Resultados simulados de razão de líquido para diferentes malhas do hidrociclone HGOT3.....	52
Figura 4.7 – Resultados simulados de queda de pressão para diferentes malhas do hidrociclone HGOT3.....	53
Figura 4.8 – Resultados simulados de razão de líquido para diferentes malhas do hidrociclone HGOT4.....	53
Figura 4.9 – Resultados simulados de queda de pressão para diferentes malhas do hidrociclone HGOT4.....	54
Figura 4.10 – Resultados simulados de razão de líquido para diferentes malhas do hidrociclone HGOT3 com $D_U = 3,0$ mm.....	55
Figura 4.11 – Resultados simulados de queda de pressão para diferentes malhas do hidrociclone HGOT3 com $D_U = 3,0$ mm.....	55
Figura 4.12 – Plano para a apresentação dos resultados numéricos na forma gráfica.....	56
Figura 4.13 – Distribuição granulométrica do material particulado.....	58
Figura 4.14 – Peças dos hidrociclones fabricadas: (a) cilindros, (b) dutos de alimentação, (c) dutos de <i>overflow</i> com <i>vortex finder</i> , (d) orifícios de <i>underflow</i> e (e) troncos de cone.....	59
Figura 4.15 – Hidrociclones: (a) HGOT1, (b) HGOT2, (c) HGOT3 e (d) HGOT4.....	59
Figura 4.16 – Eficiência total dos hidrociclones do banco de dados.....	60
Figura 4.17 – Razão de líquido dos hidrociclones do banco de dados.....	61
Figura 4.18 – Número de Euler dos hidrociclones do banco de dados.....	61
Figura 4.19 – Unidade experimental (Adaptado: SALVADOR, 2013).....	63
Figura 4.20 – Medidor de vazão tipo <i>Coriolis</i> : (I) sensor instalado na linha e (II) <i>display</i> com dados de vazão mássica (Adaptado: SALVADOR, 2013).....	64
Figura 4.21 – Resultados experimentais de vazão volumétrica de alimentação (Q) para os hidrociclones HGOT1 e HCOT1.....	69

Figura 4.22 – Resultados experimentais de número de Euler (Eu) para os hidrociclones HGOT1 e HCOT1.	70
Figura 4.23 – Distribuição de pressão com $Q = 292 \text{ cm}^3/\text{s}$ nos hidrociclones: (a) HGOT1 e (b) HCOT1 (os hidrociclones não estão escala).	71
Figura 4.24 – Perfil de velocidade axial descendente com $Q = 292 \text{ cm}^3/\text{s}$ para os hidrociclones: (a) HGOT1 e (b) HCOT1 (os hidrociclones não estão escala).	72
Figura 4.25 – Resultados experimentais de razão de líquido (R_L) para os hidrociclones HGOT1 e HCOT1.	72
Figura 4.26 – Resultados experimentais de concentração volumétrica da corrente de <i>underflow</i> (C_{VU}) para os hidrociclones HGOT1 e HCOT1.	73
Figura 4.27 – Resultados experimentais de eficiência total (η) para os hidrociclones HGOT1 e HCOT1.	74
Figura 4.28 – Perfil de velocidade tangencial com $Q = 292 \text{ cm}^3/\text{s}$ para os hidrociclones: (a) HGOT1 e (b) HCOT1 (os hidrociclones não estão escala).	75
Figura 4.29 – Perfil de velocidade tangencial na linha média da altura do tronco de cone dos hidrociclones HGOT1 e HCOT1.	75
Figura 4.30 – Resultados experimentais de diâmetro de corte reduzido (d'_{50}) para os hidrociclones HGOT1 e HCOT1.	76
Figura 4.31 – Resultados experimentais de vazão volumétrica de alimentação (Q) para os hidrociclones HGOT2 e HCOT3 com $D_U = 3,0 \text{ mm}$	77
Figura 4.32 – Resultados experimentais de número de Euler (Eu) para os hidrociclones HGOT2 e HCOT3 com $D_U = 3,0 \text{ mm}$	78
Figura 4.33 – Distribuição de pressão com $Q = 383 \text{ cm}^3/\text{s}$ nos hidrociclones: (a) HGOT2 e (b) HCOT3DU3 (os hidrociclones não estão escala).	79
Figura 4.34 – Resultados experimentais de razão de líquido (R_L) para os hidrociclones HGOT2 e HCOT3DU3.	80
Figura 4.35 – Perfil de velocidade axial descendente na linha média da altura do tronco de cone dos hidrociclones HGOT2 e HCOT3DU3.	80
Figura 4.36 – Resultados experimentais de concentração volumétrica da corrente de <i>underflow</i> (C_{VU}) para os hidrociclones HGOT2 e HCOT3DU3.	81
Figura 4.37 – Resultados experimentais de eficiência total (η) para os hidrociclones HGOT2 e HCOT3DU3.	82
Figura 4.38 – Perfil de velocidade tangencial com $Q = 383 \text{ cm}^3/\text{s}$ nos hidrociclones: (a) HGOT2 e (b) HCOT3DU3 (os hidrociclones não estão escala).	83

Figura 4.39 – Perfil de velocidade tangencial na linha média da altura do tronco de cone dos hidrociclones HGOT2 e HCOT3DU3.	83
Figura 4.40 – Resultados experimentais de diâmetro de corte reduzido (d'_{50}) para os hidrociclones HGOT2 e HCOT3DU3.	84
Figura 4.41 – Resultados experimentais de vazão de alimentação (Q) para os hidrociclones HGOT3DU5, HCOT3DU5 e HGOT4.	86
Figura 4.42 – Resultados experimentais de número de Euler (Eu) para os hidrociclones HGOT3DU5, HCOT3DU5 e HGOT4.	86
Figura 4.43 – Distribuição de pressão com $Q = 372 \text{ cm}^3/\text{s}$ nos hidrociclones: (a) HGOT3DU5, (b) HGOT4 e (c) HCOT3DU5 (os hidrociclones não estão escala).	88
Figura 4.44 – Perfil de velocidade axial descendente com $Q = 372 \text{ cm}^3/\text{s}$ para os hidrociclones: (a) HGOT3DU5, (b) HGOT4 e (c) HCOT3DU5 (os hidrociclones não estão escala).	89
Figura 4.45 – Perfil de velocidade axial descendente na linha média da altura do tronco de cone dos hidrociclones HGOT3DU5, HCOT3DU5 e HGOT4.	90
Figura 4.46 – Resultados experimentais de razão de líquido (R_L) para os hidrociclones HGOT3DU5, HCOT3DU5 e HGOT4.	90
Figura 4.47 – Resultados experimentais de concentração volumétrica da corrente de <i>underflow</i> (C_{VU}) para os hidrociclones HGOT3DU5, HCOT3DU5 e HGOT4.	91
Figura 4.48 – Resultados experimentais de eficiência total (η) para os hidrociclones HGOT3DU5, HCOT3DU5 e HGOT4.	93
Figura 4.49 – Resultados experimentais de diâmetro de corte reduzido (d'_{50}) para os hidrociclones HGOT3DU5, HCOT3DU5 e HGOT4.	93
Figura 4.50 – Perfil de velocidade tangencial com $Q = 372 \text{ cm}^3/\text{s}$ para os hidrociclones: (a) HGOT3DU5, (b) HGOT4 e (c) HCOT3DU5 (os hidrociclones não estão escala).	94
Figura 4.51 – Perfil de velocidade tangencial na linha média da altura do tronco de cone dos hidrociclones HGOT3DU5, HCOT3DU5 e HGOT4.	95
Figura 4.52 – Resultados experimentais de vazão de alimentação (Q) para os hidrociclones HGOT3DU3 e HCOT3DU3.	97
Figura 4.53 – Resultados experimentais de número de Euler (Eu) para os hidrociclones HGOT3DU3 e HCOT3DU3.	97
Figura 4.54 – Distribuição de pressão com $Q = 370 \text{ cm}^3/\text{s}$ nos hidrociclones: (a) HGOT3DU3 e (b) HCOT3DU3 (os hidrociclones não estão escala).	98

Figura 4.55 – Perfil de velocidade axial descendente na linha média da altura do tronco de cone dos hidrociclones HGOT3DU3 e HCOT3DU3.	99
Figura 4.56 – Perfil de velocidade axial descendente com $Q = 370 \text{ cm}^3/\text{s}$ nos hidrociclones: (a) HGOT3DU3 e (b) HCOT3DU3 (os hidrociclones não estão escala).	99
Figura 4.57 – Resultados experimentais de razão de líquido (R_L) para os hidrociclones HGOT3DU3 e HCOT3DU3.	100
Figura 4.58 – Resultados experimentais de concentração volumétrica da corrente de <i>underflow</i> (C_{VU}) para os hidrociclones HGOT3DU3 e HCOT3DU3.	101
Figura 4.59 – Resultados experimentais de eficiência total (η) para os hidrociclones HGOT3DU3 e HCOT3DU3.	102
Figura 4.60 – Perfil de velocidade tangencial com $Q = 370 \text{ cm}^3/\text{s}$ nos hidrociclones: (a) HGOT3DU3 e (b) HCOT3DU3 (os hidrociclones não estão escala).	103
Figura 4.61 – Perfil de velocidade tangencial na linha média da altura do tronco de cone dos hidrociclones HGOT3DU3 e HCOT3DU3.	103
Figura 4.62 – Resultados experimentais de diâmetro de corte reduzido (d'_{50}) para os hidrociclones HGOT3DU3 e HCOT3DU3.	104
Figura A.1 – Malha computacional desenvolvida para o hidrociclone HGOT1 com os prolongamentos dos dutos de <i>overflow</i> e <i>underflow</i> (cotas em milímetros).	118
Figura A.2 – Resultados simulados de: (a) distribuição de pressão absoluta e (b) perfil de velocidade tangencial.	119
Figura A.3 – Resultados simulados de fração volumétrica da fase gasosa.	121
Figura A.4 – Resultados simulados de distribuição de pressão e perfil de velocidade tangencial no hidrociclone HGOT2 utilizando o modelo de turbulência LES.	122

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Relações Geométricas de algumas famílias clássicas de hidrociclones (Adaptado: SVAROVSKY, 1984; CRUZ, 2008).....	11
Tabela 2.2 – Especificações dos estudos de caso realizados por Kuang <i>et al.</i> (2012).	16
Tabela 2.3 – Dimensões geométricas dos hidrociclones estudados por Vieira (2006) (Adaptado: VIEIRA, 2006)	24
Tabela 2.4 – Níveis das variáveis operacionais estudadas por Almeida (2008).....	26
Tabela 2.5 – Níveis das variáveis operacionais estudadas por Kyriakidis (2014).	28
Tabela 3.1 – Variáveis adimensionalizadas e suas respectivas codificações	35
Tabela 3.2 – Equações de regressão ajustadas para η , R_L , Eu e d'_{50}	39
Tabela 3.3 – Geometria otimizada para o Caso 1: HGOT1 (maximização de η).....	40
Tabela 3.4 – Geometria otimizada para o Caso 2: HGOT2 (minimização de R_L).	41
Tabela 3.5 – Geometria otimizada para o Caso 3: HGOT3 (minimização de Eu).	42
Tabela 3.6 – Resultados da otimização discreta e semi-contínua para o primeiro estudo de caso.	43
Tabela 3.7 – Resultados da otimização discreta e semi-contínua para o segundo estudo de caso.	44
Tabela 3.8 – Resultados da otimização discreta e semi-contínua para o terceiro estudo de caso.	44
Tabela 3.9 – Geometria otimizada de forma semi-contínua para o Caso 3: HGOT4.....	45
Tabela 4.1 – Resumo das condições de contorno e parâmetros de simulação computacional.	48
Tabela 4.2 – Número de células computacionais das malhas desenvolvidas para os Hidrociclones Geometricamente Otimizados.	50
Tabela 4.3 – Geometrias de melhor desempenho catalogadas no banco de dados (SILVA, 2012; KYRIAKIDIS, 2014).	62
Tabela 4.4 – Desvios experimentais.	66
Tabela 4.5 – Resultados experimentais e numéricos de queda de pressão ($-\Delta P$) para os hidrociclones otimizados neste trabalho.	68
Tabela 4.6 – Dimensões geométricas dos hidrociclones HGOT1 e HCOT1.	69
Tabela 4.7 – Comparativo entre os hidrociclones HGOT1 e HCOT1 com relação às respostas Q e Eu	71

Tabela 4.8 – Comparativo entre os hidrociclones HGOT1 e HCOT1 com relação às respostas R_L e C_{VU}	73
Tabela 4.9 – Dimensões geométricas dos hidrociclones HGOT2 e HCOT3DU3.....	77
Tabela 4.10 – Comparativo entre os hidrociclones HGOT2 e HCOT3DU3 com relação às respostas Q e Eu	79
Tabela 4.11 – Comparativo entre os hidrociclones HGOT2 e HCOT3DU3 com relação às respostas R_L e C_{VU}	81
Tabela 4.12 – Comparativo entre os hidrociclones HGOT2 e HCOT3DU3 com relação às respostas η e d'_{50}	84
Tabela 4.13 – Dimensões geométricas dos hidrociclones HGOT3DU5 e HCOT3DU5.....	85
Tabela 4.14 – Dimensões geométricas dos hidrociclones HGOT4 e HCOT3DU5.....	86
Tabela 4.15 – Comparativo entre os hidrociclones HGOT3DU5 e HCOT3DU5 com relação às respostas Q e Eu	87
Tabela 4.16 – Comparativo entre os hidrociclones HGOT4 e HCOT3DU5 com relação às respostas Q e Eu	87
Tabela 4.17 – Comparativo entre os hidrociclones HGOT3DU5 e HCOT3DU5 com relação às respostas R_L e C_{VU}	92
Tabela 4.18 – Comparativo entre os hidrociclones HGOT3DU3 e HCOT3DU3 com relação às respostas Q e Eu	97
Tabela 4.19 – Comparativo entre os hidrociclones HGOT3DU3 e HCOT3DU3 com relação às respostas R_L e C_{VU}	100
Tabela 4.20 – Comparativo entre os hidrociclones HGOT3DU3 e HCOT3DU3 com relação às respostas η e d'_{50}	102
Tabela B.1 – Resultados experimentais para o hidrociclone HGOT1 (resultante da otimização discreta para maximizar a eficiência total).	123
Tabela B.2 – Resultados experimentais para o hidrociclone HGOT2 (resultante da otimização discreta para minimizar a razão de líquido).	123
Tabela B.3 – Resultados experimentais para o hidrociclone HGOT3DU5 (resultante da otimização discreta para minimizar o número de Euler).	124
Tabela B.4 – Resultados experimentais para o hidrociclone HGOT3DU3 (resultante da otimização discreta para minimizar o número de Euler com alteração em D_U para reduzir R_L).	124
Tabela B.5 – Resultados experimentais para o hidrociclone HGOT4 (resultante da otimização semi-contínua para minimizar o número de Euler).	124

Tabela B.6 – Resultados experimentais para o hidrociclone HCOT1 com $D_U = 5,0$ mm e $\ell = 6,5$ mm (geometria proposta por Silva, 2012 e Kyriakidis, 2014).	124
Tabela B.7 – Resultados experimentais para o hidrociclone HCOT3 com $D_U = 5,0$ mm e $\ell = 12,0$ mm (geometria proposta por Silva, 2012 e Kyriakidis, 2014).	125
Tabela B.8 – Resultados experimentais para o hidrociclone HCOT3 com $D_U = 3,0$ mm e $\ell = 12,0$ mm (geometria proposta por Silva, 2012 e Kyriakidis, 2014).	125

LISTA DE SÍMBOLOS

a	Valor médio escalar da resposta na Superfície de Resposta, $[M^0L^0T^0]$
B	Matriz do efeito quadrático das variáveis codificadas na Superfície de Resposta, $[M^0L^0T^0]$
b	Vetor do efeito linear das variáveis codificadas na Superfície de Resposta, $[M^0L^0T^0]$
C_{VA}	Concentração volumétrica de sólidos na corrente de alimentação, $[M^0L^0T^0]$
C_{Vi}	Concentração volumétrica de sólidos na corrente i, $[M^0L^0T^0]$
C_{VU}	Concentração volumétrica de sólidos na corrente de <i>underflow</i> , $[M^0L^0T^0]$
C_{WA}	Concentração mássica de sólidos na corrente de alimentação, $[M^0L^0T^0]$
C_{Wi}	Concentração mássica de sólidos na corrente i, $[M^0L^0T^0]$
C_{WU}	Concentração mássica de sólidos na corrente de <i>underflow</i> , $[M^0L^0T^0]$
d'_{50}	Diâmetro de Corte Reduzido, $[M^0L^1T^0]$
$d_{63,2}$	Parâmetro ajustado do modelo RRB, $[M^0L^1T^0]$
$d_{63,2A}$	Parâmetro $d_{63,2}$ do modelo RRB para a corrente de alimentação, $[M^0L^1T^0]$
$d_{63,2U}$	Parâmetro $d_{63,2}$ do modelo RRB para a corrente de <i>underflow</i> , $[M^0L^1T^0]$
d_i	Diferença entre os níveis +1,0 e -1,0 da variável i em sua escala original, $[M^0L^0T^0]$
D_c	Diâmetro da parte cilíndrica do hidrociclone, $[M^0L^1T^0]$
D_i	Diâmetro do duto de alimentação do hidrociclone, $[M^0L^1T^0]$
D_o	Diâmetro do duto de <i>overflow</i> do hidrociclone, $[M^0L^1T^0]$
d_p	Diâmetro da partícula, $[M^0L^1T^0]$
D_U	Diâmetro do orifício de <i>underflow</i> do hidrociclone, $[M^0L^1T^0]$
Eu	Número de Euler, $[M^0L^0T^0]$
G	Eficiência granulométrica, $[M^0L^0T^0]$

G'	Eficiência granulométrica reduzida, $[M^0L^0T^0]$
H	Comprimento do tronco de cone do hidrociclone, $[M^0L^1T^0]$
h	Comprimento da seção cilíndrica do hidrociclone, $[M^0L^1T^0]$
L	Comprimento total do hidrociclone, $[M^0L^1T^0]$
ℓ	Comprimento do <i>vortex finder</i> , $[M^0L^1T^0]$
n	Parâmetro ajustado do modelo RRB, $[M^0L^0T^0]$
n_A	Parâmetro ajustado n do modelo RRB para a corrente de alimentação, $[M^0L^0T^0]$
n_U	Parâmetro ajustado n do modelo RRB para a corrente de <i>underflow</i> , $[M^0L^0T^0]$
Q	Vazão volumétrica da corrente de alimentação do hidrociclone, $[M^0L^3T^{-1}]$
Q_i	Vazão volumétrica da corrente i , $[M^0L^3T^{-1}]$
Q_U	Vazão volumétrica da corrente de <i>underflow</i> do hidrociclone, $[M^0L^3T^{-1}]$
R^2	Coefficiente de correlação quadrático, $[M^0L^0T^0]$
Re	Número de Reynolds, $[M^0L^0T^0]$
R_L	Razão de líquido, $[M^0L^0T^0]$
W	Vazão mássica da corrente de alimentação, $[M^1L^0T^{-1}]$
W_i	Vazão mássica da corrente i , $[M^1L^0T^{-1}]$
W_U	Vazão mássica da corrente de <i>underflow</i> , $[M^1L^0T^{-1}]$
X	Matriz das variáveis codificadas na Superfície de Resposta, $[M^0L^0T^0]$
X_1	Variável diâmetro do duto de alimentação codificada, $[M^0L^0T^0]$
X_2	Variável diâmetro do duto de <i>overflow</i> codificada, $[M^0L^0T^0]$
X_3	Variável comprimento total codificada, $[M^0L^0T^0]$
X_4	Variável ângulo do tronco de cone codificada, $[M^0L^0T^0]$
X_5	Variável comprimento de <i>vortex finder</i> codificada, $[M^0L^0T^0]$
X_6	Variável diâmetro do orifício de <i>underflow</i> codificada, $[M^0L^0T^0]$

X_i	Variável genérica codificada i, $[M^0L^0T^0]$
X_U	Fração mássica de partículas iguais ou menores do que d_p na corrente de <i>underflow</i> , $[M^0L^0T^0]$
X_T	Fração mássica de partículas iguais ou menores do que d_p na corrente de alimentação, $[M^0L^0T^0]$
Y	Resposta analisada na equação de Superfície de Resposta, $[M^0L^0T^0]$

Símbolos Gregos

$-\Delta P$	Queda de pressão, $[M^1L^{-1}T^{-2}]$
α	Nível de significância, $[M^0L^0T^0]$
γ	Plano analisado de resultados simulados, $[M^0L^0T^0]$
Δ	Passo utilizado para discretização das variáveis codificadas, $[M^0L^0T^0]$
η	Eficiência total, $[M^0L^0T^0]$
η'	Eficiência total reduzida, $[M^0L^0T^0]$
θ	Ângulo do tronco de cone do hidrociclone, $[^\circ]$
ρ	Densidade do fluido de trabalho, $[M^1L^{-3}T^0]$
ρ_s	Densidade dos sólidos, $[M^1L^{-3}T^0]$
ρ_i	Densidade da corrente i, $[M^1L^{-3}T^0]$
σ_i	Valor da variável i em sua escala original, $[M^0L^0T^0]$
$\bar{\sigma}_i$	Média entre os níveis da variável i em sua escala original, $[M^0L^0T^0]$

RESUMO

Hidrociclones são separadores centrífugos destinados à separação sólido-líquido ou líquido-líquido onde haja uma significativa diferença de densidade entre as fases. São equipamentos amplamente difundidos no meio industrial e entre suas vantagens estão a geometria compacta, de simples construção, baixo custo de manutenção e alta eficiência. A depender da finalidade do processo (concentração ou classificação), é possível potencializar o desempenho desses separadores mediante a otimização de variáveis geométricas. O estudo de hidrociclones não convencionais sempre foi objeto de pesquisa da FEQUI/UFU e nesse contexto, o objetivo deste trabalho foi encontrar relações geométricas ótimas para hidrociclones em estudos de casos de otimização discreta e “semi-contínua” por meio do levantamento de um banco de dados a partir de um histórico em hidrociclonagem na FEQUI/UFU e ajustes de equações de predição utilizando técnicas de Superfícies de Resposta para implementá-las em um algoritmo de otimização baseado em algoritmo genético chamado Algoritmo de Evolução Diferencial. Foram geradas quatro geometrias ótimas dos estudos de casos, que foram comparadas experimentalmente e numericamente com geometrias do banco de dados que melhor atendiam às especificações do problema. Adicionalmente, uma quinta configuração foi testada alterando-se o diâmetro de *underflow* de um dos hidrociclones otimizados. Os equipamentos foram submetidos a testes experimentais e simulações fluidodinâmicas. De acordo com os principais resultados, dois equipamentos se destacaram: a geometria otimizada para maximização da eficiência total – HGOT1 – e a geometria otimizada para minimização do número de Euler com alteração no diâmetro de *underflow* – HGOT3DU3. O HGOT1 alcançou o mesmo patamar de eficiência total que o melhor hidrociclone do banco de dados, porém com uma redução de 44,69% no gasto energético. Apesar de otimizado para minimizar o gasto energético, o HGOT3DU3 se mostrou um hidrociclone mais concentrador do que aqueles catalogados no banco de dados, fornecendo valores de razão de líquido em média 49,73% menores e concentração volumétrica de sólidos na corrente de *underflow* em média 52,43% maiores do que o equipamento mais concentrador da literatura pesquisada.

Palavras-chave: hidrociclone, otimização, CFD, eficiência total, razão de líquido, número de Euler.

ABSTRACT

Hydrocyclones are centrifugal separators intended for solid-liquid or liquid-liquid separation where there is a significant difference in density between the phases. They are widely used in the industrial environment and among its advantages it can be listed its compact geometry, simple construction, low maintenance cost and high efficiency. Depending on the purpose of the process (concentration or classification), it is possible to enhance the performance of these separators by optimizing geometric variables. The study of unconventional hydrocyclones has always been a subject of research by FEQUI / UFU. In this context, the aim of this work was to find optimal geometric relations for hydrocyclones in case studies of discrete and "semi-continuous" optimization by data collection and estimation of prediction equations using the Response Surfaces technique to implement them in an optimization algorithm based on genetic algorithm called Differential Evolution Algorithm. Four optimal geometries were generated from the case studies and the equipment were compared experimentally and numerically with geometries from the database that best achieved the specifications of the problem. In addition, a fifth configuration was tested by changing the underflow diameter of one of the optimized hydrocyclones. The geometries were submitted to experimental tests and fluid dynamics simulations. According to the main results, two devices stood out: the optimized geometry to maximize the total efficiency - HGOT1 - and the optimized geometry to minimize the Euler number with the change in the diameter of underflow - HGOT3DU3. HGOT1 reached the same level of total efficiency as the best hydrocyclone in the database, but with a 44.69% reduction in energy expenditure. Although optimized to minimize energy expenditure, HGOT3DU3 was shown to be a more concentrator hydrocyclone than those cataloged in the database, providing a mean underflow-to-throughput ratio 49.73% smaller and a mean volumetric concentration of solids in the underflow stream 52.43% higher than the most concentrator equipment in the researched literature.

Keywords: hydrocyclone, optimization, CFD, total efficiency, underflow-to-throughput ratio, Euler number.

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

Os hidrociclones são equipamentos utilizados na separação de suspensões sólido-líquido ou líquido-líquido tendo por princípio de funcionamento a sedimentação centrífuga. Nesses equipamentos a suspensão é submetida a acelerações centrífugas, as quais promovem a separação das duas fases. Esse tipo de separador pode ser empregado tanto com o intuito de classificar partículas quanto de concentrar a fase dispersa. Apesar de possuírem o mesmo princípio de funcionamento das centrífugas, os hidrociclones não possuem partes móveis, o que faz com que esse tipo de separador tenha um menor custo de manutenção e instalação. (SVAROVSKY, 2000).

Devido à sua versatilidade e baixo custo, os hidrociclones são empregados em diversos setores industriais como o químico, petroquímico, alimentício, têxtil, extrativista, processamento mineral, tratamento de efluentes, entre outros. A depender da finalidade do processo, esses separadores podem assumir diferentes formas ou geometrias, mas em geral são equipamentos dotados de uma parte cônica acoplada a uma parte cilíndrica com uma alimentação tangencial e dois dutos de saída, como mostra a Figura 1.1.

A razão dentre as dimensões geométricas e o diâmetro da parte cilíndrica do hidrociclone caracteriza uma configuração deste equipamento ao qual dá-se o nome de família de hidrociclones. Cada família possui propriedades de separação específicas, sendo empregadas para separar partículas de acordo com seu tamanho (classificação) ou para o espessamento (concentração) da corrente de entrada. As famílias convencionais de hidrociclones são amplamente descritas na literatura, ao passo que novas geometrias surgem pela necessidade de atender às demandas industriais específicas. A Figura 1.1 mostra as principais dimensões geométricas de um hidrociclone e suas respectivas nomenclaturas.

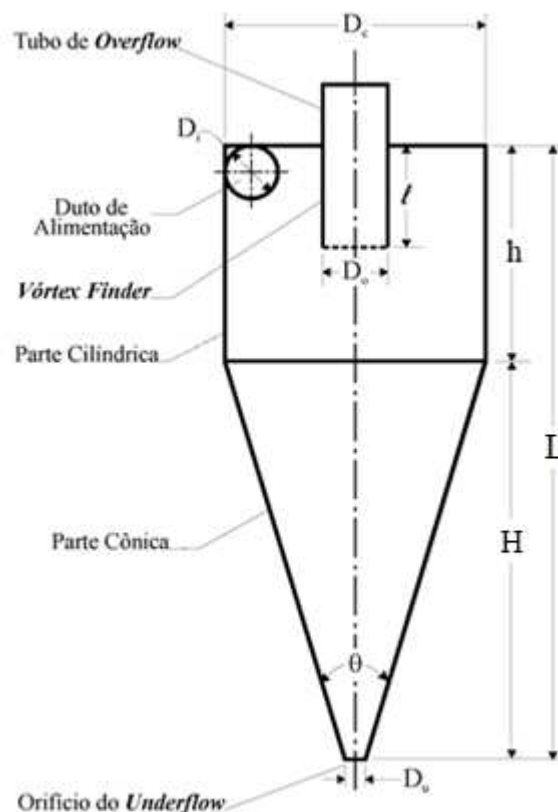


Figura 1.1 – Dimensões características de um hidrociclone (Adaptado: VIEIRA, 2006).

Os hidrociclones das famílias convencionais podem apresentar alta eficiência no processo de separação de partículas com diâmetros entre 5 e 400 μm . Devido a essa grande versatilidade, os hidrociclones geralmente são utilizados em processos de deslamagem, fracionamento, espessamento, classificação seletiva, pré-concentração, recuperação de líquidos, etc. (VIEIRA, 2006)

A separação nesse tipo de equipamento se dá por meio da aceleração centrífuga, a qual é gerada pela alimentação da suspensão sob pressão, tangencialmente à parte cilíndrica e no topo da mesma, o que provoca um movimento rotacional da suspensão. A força centrífuga presente nesse escoamento atua diretamente nas partículas, formando um vórtice próximo à parede do equipamento, denominado vórtice externo. Devido à restrição ao escoamento imposta pelo orifício de *underflow*, parte da suspensão é descarregada nesse duto e a outra parte segue caminho inverso, formando um vórtice interno também em movimento espiralado, porém de rotação e direção contrárias ao primeiro. Assim, a parcela da suspensão que percorre o vórtice interno encontra o duto de *vortex finder*, sendo então descarregada na corrente de *overflow*. Na Figura 1.2 mostra-se esquematicamente a trajetória da suspensão no interior de um hidrociclone convencional.

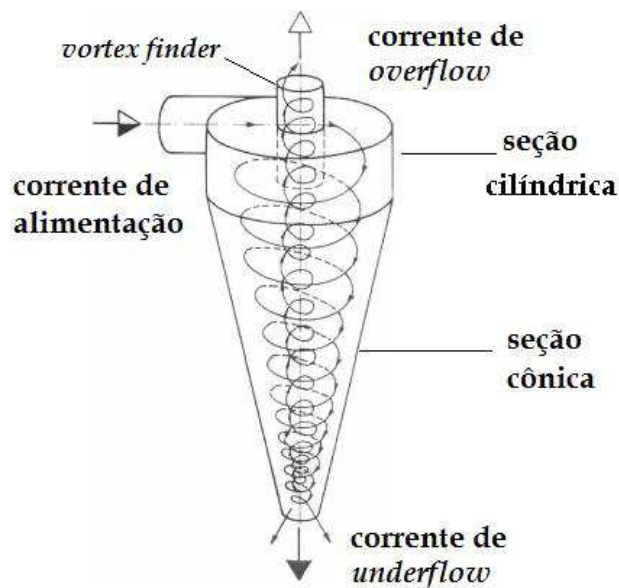


Figura 1.2 – Trajetória simplificada da suspensão no interior de um hidrociclone (Adaptado: SVAROVSKY, 1984).

O entendimento acerca da fluidodinâmica do escoamento em hidrociclones é de grande valia para o aperfeiçoamento das geometrias já existentes e para a proposição de novos equipamentos, uma vez que devido à complexidade do escoamento, pequenas alterações geométricas nesses separadores provocam grandes mudanças nas características das correntes de saída e, portanto, no seu desempenho. Nesse sentido, inúmeros foram os estudos conduzidos pelos pesquisadores da FEQUI/UFU para o aprimoramento do processo de hidrociclonagem (LANNA *et al.*, 1992; SOUZA, 1999; VIEIRA, 2001; ARRUDA, 2003; VIEIRA, 2006; ALMEIDA, 2008; SILVA, 2012; SALVADOR, 2013; SILVA, 2014; KYRIAKIDIS, 2014).

Observando a literatura existente a respeito da separação em hidrociclones, é possível perceber que existem várias maneiras diferentes para se otimizar esse processo. Uma delas é alterar a forma das partes que compõem o hidrociclone, como o duto de *vortex finder* ou o duto de alimentação, ou até mesmo a quantidade de alimentações e os lugares onde elas se encontram no equipamento (WANG e YU, 2008; FAN *et al.*, 2015; MOKNI *et al.*, 2015). Também existem estudos a respeito da incorporação de outras operações unitárias à hidrociclonagem, tais como a flotação ou a filtração (COELHO, 2006; SALVADOR, 2013). Ou ainda, é possível alterar as relações geométricas entre as dimensões características do equipamento por meio de um Planejamento Fatorial de experimentos, analisar os resultados utilizando a técnica das Superfícies de Resposta (VIEIRA, 2006) ou utilizando ainda algoritmos de otimização (SILVA, 2012).

1.1 - Objetivos

Tendo em vista o que fora dito, o objetivo geral deste trabalho foi otimizar geometricamente esses equipamentos a partir do histórico de hidrociclonagem na FEQUI/UFU, utilizando para isto as técnicas de Superfície de Resposta e do Algoritmo de otimização de Evolução Diferencial (AED), além de realizar estudos experimentais e numéricos sobre o desempenho de separação dos hidrociclones otimizados.

Por sua vez, os objetivos específicos do presente trabalho foram:

- realizar um levantamento bibliográfico dos hidrociclones de paredes maciças da FEQUI/UFU e montar um banco de dados com os resultados experimentais reportados na literatura;
- utilizando o banco de dados, encontrar equações empíricas, por meio da técnica da Superfícies de Resposta, para as respostas de interesse;
- realizar três estudos de casos de otimização geométrica (utilizando o AED) com os seguintes objetivos: 1) maximizar a eficiência total; 2) minimizar a razão de líquido e 3) minimizar o número de Euler;
- conduzir ensaios experimentais com as três configurações de hidrociclones resultantes das otimizações;
- comparar os hidrociclones otimizados com aqueles reportados na literatura pesquisada, realizando novos ensaios experimentais com hidrociclones escolhidos da literatura;
- aplicar subsidiariamente técnicas de Fluidodinâmica Computacional (CFD), no intuito de obter particularidades do escoamento interno dos hidrociclones deste trabalho.

Capítulo 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A primeira patente de hidrociclone foi depositada no final do século XIX, com o intuito de separar misturas sólido-líquido (ARAÚJO *et al.*, 2015). Desde então, os hidrociclones vêm sendo intensamente estudados tanto com o propósito de compreender as particularidades do escoamento interno quanto para propor alterações no equipamento que beneficiem a performance desses separadores.

2.1 - Funcionamento de um Hidrociclone

Para que aconteça a separação por meio do campo centrífugo, a suspensão a ser processada é alimentada sob pressão, tangencialmente à parte cilíndrica do equipamento, o que faz com que surja um campo centrífugo no interior do equipamento (SVAROVSKY, 1984). Dessa maneira, ao adentrar o hidrociclone a suspensão adquire um movimento helicoidal descendente, chamado de vórtice externo. Devido à diferença de densidade entre as duas fases da suspensão, a fase mais densa é arrastada para a parede do equipamento. Considerando uma suspensão sólido-líquido, as partículas de sólido de maior massa são propelidas contra as paredes do hidrociclone e as duas fases continuam seu movimento helicoidal descendente no interior no equipamento até encontram uma restrição ao escoamento: o orifício de *underflow* (VIEIRA, 2006).

Ao chegar no orifício de *underflow*, as partículas maiores são descarregadas na corrente de *underflow* juntamente com parte do líquido da suspensão inicial. Porém, devido à restrição ao escoamento, uma parcela do líquido e as partículas menores iniciam um novo movimento helicoidal, de sentido contrário ao primeiro, em direção ao duto de *overflow* (*vortex finder*). A esse vórtice ascendente é dado o nome de vórtice interno. Na Figura 2.1 apresenta-se um esquema genérico do escoamento em um hidrociclone.

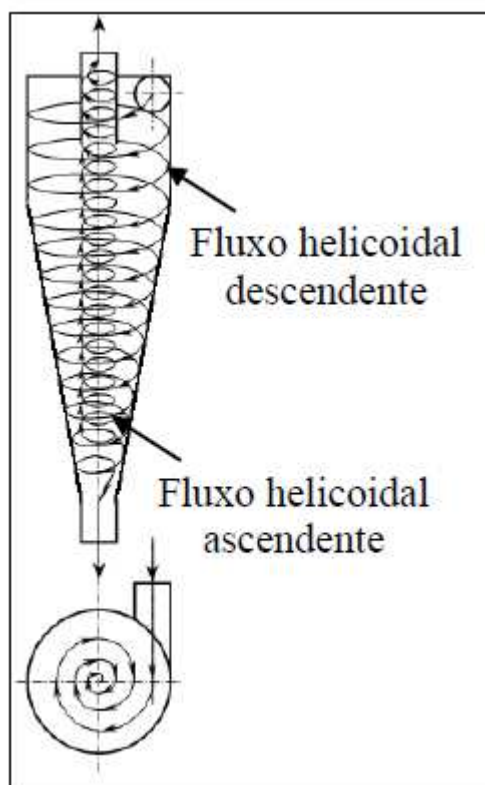


Figura 2.1 – Representação esquemática do escoamento em um hidrociclone (Adaptado: SILVA, 2012).

O movimento da suspensão no hidrociclone se deve à atuação de três forças, as quais interferem diretamente na coleta de partículas: a força centrífuga (criada pelo movimento rotacional), a força de empuxo (devido à diferença de densidade entre o fluido e a partícula) e a força de arraste (inerente ao escoamento multifásico). O balanço dessas forças determina a velocidade terminal das partículas, que depende tanto das propriedades do fluido, quanto da forma e do tamanho das partículas (SCHAPEL; CHASE, 1998).

Nas partículas maiores há uma maior força centrífuga atuante, o que faz com que essas partículas sejam arrastadas para a parede do hidrociclone na sua trajetória descendente e, por conseguinte, sejam descarregadas na corrente de *underflow*. Como as partículas menores possuem menor velocidade terminal, elas não conseguem alcançar a parede do equipamento, e acabam sendo arrastadas para o vórtice interno e descarregadas na corrente de *overflow*.

Como o principal mecanismo de separação em hidrociclones é o campo centrífugo, a principal componente da velocidade a ser analisada é a tangencial, visto que esta componente é a responsável pela geração das forças centrífugas e de cisalhamento. As componentes radial

e axial são responsáveis principalmente pela coleta das partículas. Porém, a transferência de quantidade de movimento de uma componente para a outra acontece durante todo o percurso da suspensão no equipamento, especialmente próximo ao orifício de *underflow*, onde a componente tangencial perde energia para as componentes radial e axial (SCHAPEL; CHASE, 1998).

O escoamento em hidrociclones é altamente complexo e, além disso, apresenta certas particularidades como o “efeito T”, o curto-circuito e o *air core*. O “efeito T” é o efeito de separação que ocorre em hidrociclones mesmo que a suspensão não seja alimentada sob pressão, já que a baixa velocidade da alimentação não é suficiente para criar um campo centrífugo. Assim, na presença ou ausência de um campo centrífugo, o hidrociclone atua como um divisor de correntes e promove certa separação do material. Esse efeito exerce influência direta na eficiência do equipamento, contribuindo para o processo de separação, e é contabilizado na resposta razão de líquido, como será discutido nas próximas seções (SILVA, 1989).

O curto-circuito é um fenômeno que ocorre devido ao gradiente de pressão nas proximidades do duto de *vortex finder*, haja vista a diferença entre o comprimento do *vortex finder* e o tamanho total do vórtice helicoidal interno. Esse efeito é conhecido por arrastar partículas na região de alimentação, fazendo com que tais partículas não sejam coletadas na corrente de *underflow* e sim descarregadas na corrente de *overflow* (SOUZA *et al.*, 2000).

Por último e não menos importante, destaca-se a possível formação de uma zona de baixa pressão no interior do equipamento, causada pelo intenso campo centrífugo, que pode ocasionar uma sucção do ar atmosférico para dentro do separador. A esse fenômeno dá-se o nome de *air core* (XU *et al.*, 2013). O ar succionado forma uma coluna de ar com bordas geralmente bem definidas, como ilustrado em vermelho no trabalho de Xu *et al.* (2013) a partir dos 2,0 s de simulação (Figura 2.2), e que diminui a eficiência do equipamento. O *air core* pode ser eliminado por meio da adição de contrapressão ou da mudança da faixa operacional do hidrociclone (VIEIRA, 2006).

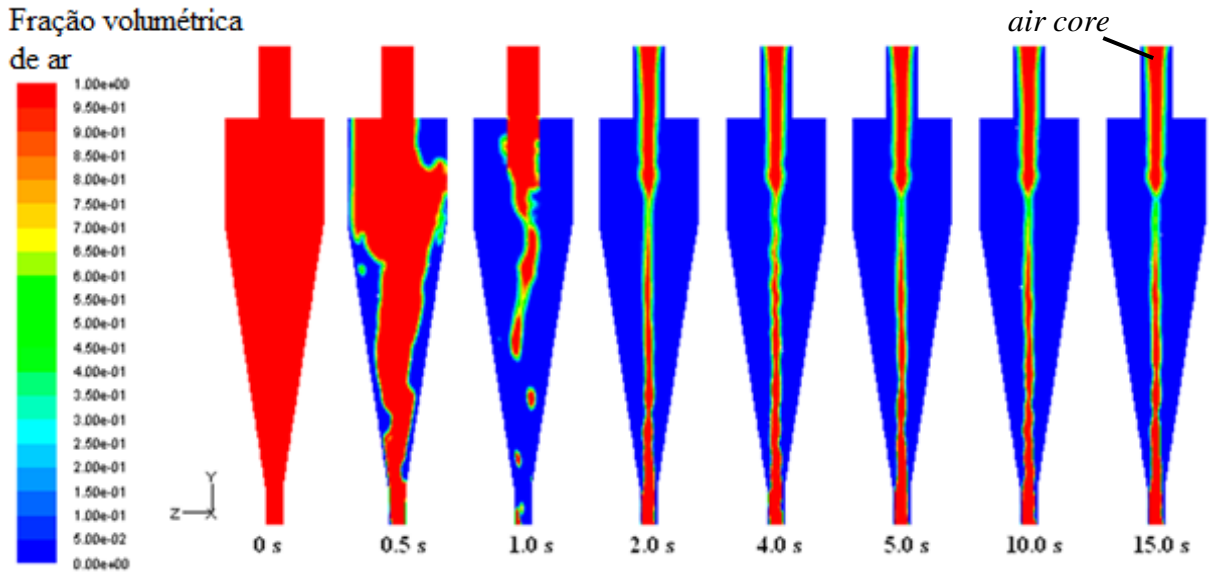


Figura 2.2 – Exemplo de estudo numérico acerca da formação de *air core* (Adaptado: XU *et al.*, 2013).

2.2 - Cálculo das variáveis associadas à separação em Hidrociclones

Para melhor avaliar a separação nos processos de hidrociclonação, convencionou-se o cálculo de respostas que relacionam capacidade de processamento, gasto energético e performance (MASSARANI, 1989). Para isto, primeiramente é necessário o cálculo das concentrações volumétricas de sólidos (C_{vi}) e das densidades (ρ_i) de cada corrente, a partir dos resultados experimentais de concentração mássica de sólidos (C_{wi}) e densidade das substâncias (sólido – ρ_s – e fluido – ρ), como mostram as Equações 2.1 e 2.2.

$$C_{vi} = \frac{1}{\left[\frac{\rho_s}{\rho} \left(\frac{1}{C_{wi}} - 1 \right) + 1 \right]} \quad (2.1)$$

$$\rho_i = \frac{\rho}{1 - C_{wi} \left(1 - \frac{\rho}{\rho_s} \right)} \quad (2.2)$$

Com os resultados experimentais de vazão mássica (W_i) e com o cálculo das densidades de cada corrente (ρ_i), é possível calcular a vazão volumétrica das correntes (Q_i) por meio da Equação 2.3.

$$Q_i = \frac{W_i}{\rho_i} \quad (2.3)$$

A vazão volumétrica de alimentação, relacionada à capacidade de processamento, é um importante parâmetro para o cálculo do número de Euler (Eu). Esse adimensional está intimamente relacionado ao gasto energético do hidrociclone, uma vez que relaciona a energia de pressão fornecida à suspensão com a energia cinética por unidade de volume (Equação 2.4).

$$Eu = \frac{-\Delta P}{\frac{\rho}{2} \left(\frac{4Q}{\pi D c^2} \right)^2} \quad (2.4)$$

Outra resposta importante em se tratando de hidrociclonagem é a razão volumétrica entre o líquido descarregado na corrente de *underflow* e o líquido alimentado no equipamento (Equação 2.5). A esta resposta dá-se o nome de razão de líquido (R_L), e ela também corresponde à contribuição do “efeito T” na dinâmica de separação do hidrociclone.

$$R_L = \frac{Q_U(1-C_{VU})}{Q(1-C_{VA})} \quad (2.5)$$

Enquanto a razão de líquido expressa a quantidade de líquido “perdida” na corrente de *underflow*, a eficiência total (η) está intimamente ligada à porcentagem de sólidos coletada. O cálculo da eficiência total é feito relacionando a vazão mássica de sólidos coletada na corrente de *underflow* pela vazão mássica de sólidos alimentada no separador, como mostra a Equação 2.6.

$$\eta = \frac{C_{WU} W_U}{C_{WA} W} \quad (2.6)$$

A eficiência total leva em conta todos os mecanismos atuantes no processo de separação do hidrociclone. Porém, é possível reduzir desse total a contribuição do efeito T

(contabilizado na razão de líquido) e considerar apenas a eficiência devido à atuação das forças centrífugas. Essa eficiência é chamada eficiência total reduzida (η') e é calculada como mostra a Equação 2.7.

$$\eta' = \frac{\eta - R_L}{1 - R_L} \quad (2.7)$$

Outra forma de se avaliar a eficiência da hidrociclonagem é observando a separação por tamanhos de partículas, por meio do cálculo da eficiência granulométrica (Equação 2.8). A eficiência granulométrica (G) considera as distribuições granulométricas das correntes de *underflow* (X_U) e de alimentação (X_T) e, a partir da diferença entre essas duas correntes, indica o poder de separação do hidrociclone em relação a um tamanho específico de partícula. Por ter essa característica, a eficiência granulométrica (G) também é chamada de curva de distribuição de probabilidade, pois representa a probabilidade de uma partícula de um dado tamanho ser coletada na corrente de *underflow*.

$$G = \eta \frac{dX_U}{dX_T} \quad (2.8)$$

Assim como feito para a eficiência total, pode-se excluir a contribuição do efeito T na eficiência granulométrica, originando a eficiência granulométrica reduzida (G') definida pela Equação 2.9. No caso do diâmetro de partícula que proporciona a eficiência granulométrica reduzida (G') de 50%, esse diâmetro é chamado diâmetro de corte reduzido (d'_{50}) e também é um parâmetro de avaliação de performance dos hidrociclones. Considerando o modelo de distribuição granulométrica *Rosin-Rammler-Bennet* (Equação 2.10), o cálculo do diâmetro de corte reduzido (d'_{50}) é feito pela Equação 2.11.

$$G' = \frac{G - R_L}{1 - R_L} \quad (2.9)$$

$$X_T = 1 - \exp \left[- \left(\frac{d_p}{d_{63,2}} \right)^n \right] \quad (2.10)$$

$$0,5 = \frac{\eta \left\{ \frac{\left(\frac{d_p}{d_{63,2U}} \right)^{n_U} n_U \exp \left[- \left(\frac{d_p}{d_{63,2U}} \right)^{n_U} \right]}{\left(\frac{d_p}{d_{63,2A}} \right)^{n_A} n_A \exp \left[- \left(\frac{d_p}{d_{63,2A}} \right)^{n_A} \right]} \right\}^{-R_L}}{1 - R_L} \quad (2.11)$$

2.3 - Famílias clássicas de Hidrociclones

As relações entre as dimensões características de um hidrociclone e o diâmetro do seu cilindro definem um conjunto singular desses separadores chamado de família de hidrociclones. Existem inúmeras famílias clássicas encontradas na literatura, entre elas Bradley, Krebs, Rietema, CBV/Demco, AKW, Mosley, HI-Klone, RW, Warman, etc. As relações geométricas de algumas dessas famílias clássicas são apresentadas na Tabela 2.1.

Tabela 2.1 - Relações Geométricas de algumas famílias clássicas de hidrociclones (Adaptado: SVAROVSKY, 1984; CRUZ, 2008)

Família	D_i/D_c	D_o/D_c	l/D_c	L/D_c	θ
AKW	0,200	0,320	0,800	6,240	15°
BRADLEY	0,133	0,200	0,330	6,85	9°
DEMCO I	0,217	0,500	1,000	4,70	25°
DEMCO II	0,244	0,313	0,833	3,90	20°
HI-KLONE	0,175	0,250	0,920	5,60	10°
KREBS	0,267	0,159	-	5,874	12,7°
MOSLEY I	0,154	0,214	0,570	7,43	6°
MOSLEY II	0,160	0,250	0,570	7,71	6°
RIETEMA	0,280	0,340	0,400	5,00	20°
RW 2515	0,200	0,320	0,800	6,24	15°
WARMAN	0,290	0,200	0,310	4,00	15°

Cada família de hidrociclone possui características de separação específicas. Por exemplo, a família clássica Bradley é conhecida pela sua alta eficiência de separação, mas apresenta um maior gasto energético e maior diluição da corrente de *underflow*. Por outro

lado, os hidrociclones da família clássica Rietema têm maior capacidade de processamento, ou seja, menor gasto energético, com uma maior concentração da corrente de *underflow*, entretanto sua eficiência de separação de partículas finas não atinge patamares tão altos quanto aqueles observados na família Bradley (VIEIRA, 2006).

Portanto, nota-se que a geometria do equipamento influencia substancialmente a separação nos hidrociclones e a depender do objetivo da hidrociclonagem (clarificação ou concentração) é possível encontrar uma geometria ótima (convencional ou não) para atender aos requisitos do processo.

2.4 - Algoritmo de Evolução Diferencial (AED)

Dentre as diversas técnicas de otimização adotadas, o Algoritmo de Evolução Diferencial (AED) tem sido bastante utilizado (SILVA, 2012). O AED é um método de otimização não-determinístico, ou seja, não faz uso dos gradientes das funções objetivo ou restrições e sim de procedimentos heurísticos, tais como os Algoritmos Genéticos (LOBATO *et al.*, 2008).

O Algoritmo de Evolução Diferencial foi proposto por Price e Storn (1997) e trata-se de um método baseado em Algoritmos Genéticos (AG). Portanto, assim como os AG, o AED difere dos algoritmos clássicos em diversos fatores, tais como (RAJEEV; KRISHNAMOORTHY, 1992):

- os Algoritmos Genéticos não necessitam que a função seja contínua ou diferenciável, uma vez que são indiferentes às derivadas para realizar uma busca;
- os Algoritmos Genéticos trabalham com variáveis de projeto codificadas, que são cadeias de comprimento finito. Essas cadeias representam cromossomos artificiais. Então, os Algoritmos Genéticos geram uma população randômica inicial e processam sucessivas populações desses cromossomos artificiais em sucessivas gerações;
- ao contrário dos métodos clássicos de otimização que trabalham com um único ponto por vez, os Algoritmos Genéticos avaliam uma população de pontos;
- os Algoritmos Genéticos trabalham adequadamente tanto com parâmetros contínuos quanto com discretos, ou ainda com uma combinação deles;

- os Algoritmos Genéticos podem ser utilizados para otimizar muitas variáveis, desde que a avaliação da função objetivo não tenha um alto custo computacional (REYNARIÑO, 2014).

Por ser um algoritmo derivado dos AG, o AED precisa da definição de alguns parâmetros de controle que são: o tamanho da população, a probabilidade de cruzamento e a taxa de perturbação.

O tamanho da população indica o número de cromossomos que representa a população de uma determinada geração. É importante que esse parâmetro seja suficientemente grande para que o algoritmo tenha condições de realizar reproduções de indivíduos de alta qualidade. Caso contrário, as soluções encontradas podem ser de baixa qualidade. Entretanto, se o tamanho da população for muito maior do que o necessário, o algoritmo se processará de forma muito lenta. Existem pesquisas que demonstram que há um limite superior para o tamanho da população, no qual os AG se tornam ineficientes (REYNARIÑO, 2014).

A probabilidade de cruzamento é a taxa com que acontecem os cruzamentos entre os cromossomos. Caso o valor da probabilidade de cruzamento seja nulo, as novas gerações produzidas serão cópias idênticas das gerações anteriores, o que não é desejável. O outro extremo também é indesejável, haja vista que se a probabilidade for de 100%, as novas gerações são produzidas totalmente ao acaso e não por partes das gerações anteriores.

A taxa de perturbação indica a frequência com que os cromossomos sofrem mutações. Se esse parâmetro for nulo, as novas gerações serão produzidas exclusivamente pelo cruzamento das anteriores. Caso a taxa de perturbação seja de 100%, os descendentes são totalmente modificados após o cruzamento dos seus ascendentes.

Apesar das vantagens já mencionadas, os Algoritmos Genéticos (assim como o AED) apresentam algumas desvantagens, sendo as principais delas:

- elevado tempo computacional para a convergência numérica, podendo não convergir a depender dos parâmetros escolhidos;
- os Algoritmos Genéticos podem convergir precocemente, levando a uma solução sub-ótima. Um exemplo disso seria quando um indivíduo muito mais apto do que a maioria da população emerge nas etapas iniciais do processo de execução do algoritmo. Isso faz com que o indivíduo se reproduza indiscriminadamente, reduzindo a diversidade da população e fazendo com que o algoritmo convirja prematuramente

para soluções locais (de baixa qualidade), o que impede o algoritmo de encontrar a solução global do problema. Este é um problema recorrente quando as populações são excessivamente pequenas (REY NARIÑO, 2014).

Definidos seus parâmetros e observadas suas vantagens e desvantagens, o AED funciona da seguinte forma: uma população inicial é gerada aleatoriamente, dentro dos domínios definidos para as variáveis de projeto. Os indivíduos dessa população são avaliados e classificados de acordo com a função objetivo e restrições estabelecidas no projeto. Após isso, são aplicados os operadores de mutação (perturbação) e cruzamento, então surge uma nova geração de indivíduos. Essa nova população também é submetida à avaliação e classificação de acordo com os critérios da função objetivo e restrições, sendo que os piores indivíduos são substituídos e os critérios de parada são analisados, dando origem a uma nova população e iniciando novamente todo o processo até que os critérios de parada sejam atendidos. O fluxograma desse algoritmo é mostrado na Figura 2.3 (PRICE *et al.*, 2005).

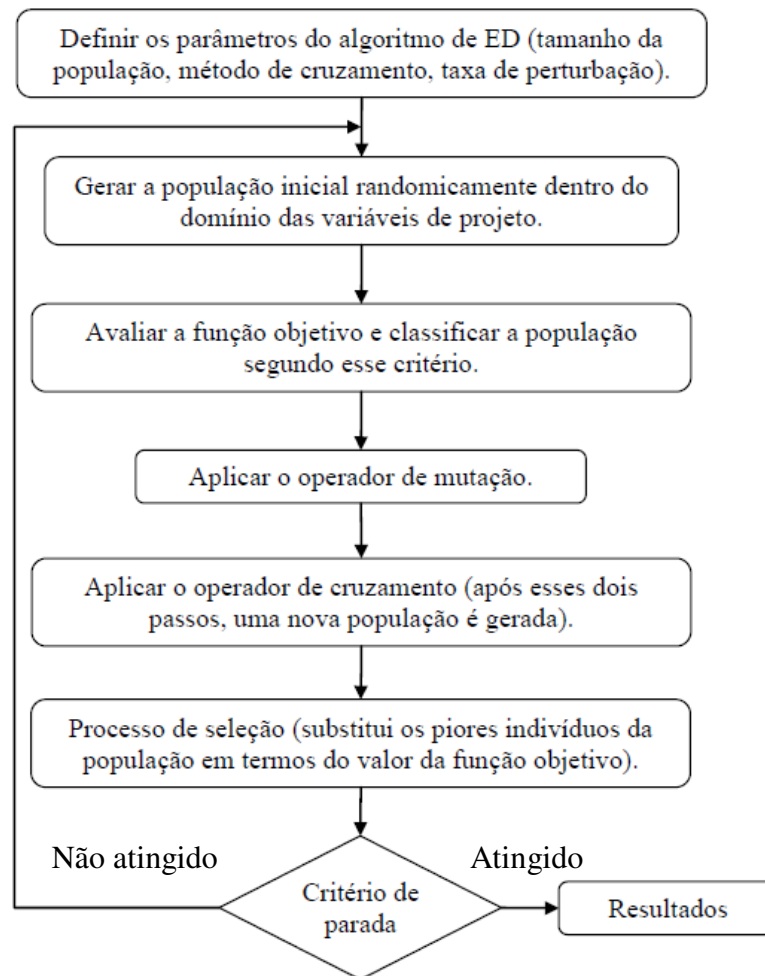


Figura 2.3 – Fluxograma do Algoritmo de Evolução Diferencial (Adaptado: PRICE *et al.*, 2005).

2.5 - Hidrociclones não convencionais

A partir das famílias clássicas de hidrociclones, novos estudos em hidrociclonagem vêm sendo realizados, seja para otimizar as relações geométricas dos equipamentos, seja para otimizar condições operacionais. Um desses estudos foi feito por Kuang *et al.* (2012), que investigou o efeito da concentração volumétrica de sólidos da corrente de alimentação em hidrociclones de geometrias classificadoras. A partir de uma abordagem numérica empregando os modelos trifásicos de mistura ou de volume de fluido com abordagem lagrangeana para partículas (VOF-LPT) e modelo de turbulência dos tensores de Reynolds (RSM) no *software* comercial Fluent®, Kuang *et al.* (2012) realizaram cinco estudos de caso, como mostrado na Tabela 2.2.

Tabela 2.2 – Especificações dos estudos de caso realizados por Kuang *et al.* (2012).

Estudo de caso	Especificações
Caso I	Ar-água
Caso II	Ar-água e calcário (2700 kg/m ³) 4,14% volume
Caso III	Ar-água e carvão mineral (1400 kg/m ³) 7,04% volume
Caso IV	Ar-água e calcário 1,04 – 24,50% volume
Caso V	Ar-água e calcário flutuações na alimentação de até 50%

Por meio de simulações em CFD, Kuang *et al.* (2012) observaram que, a depender da porcentagem de sólidos na alimentação do hidrociclone há uma condição de mínima queda de pressão que minimizaria a perda de carga no equipamento. Além disso, os autores compararam seus resultados numéricos com resultados experimentais reportados na literatura e notaram que o modelo multifásico *Lagrangian Particle Tracking* (LPT) tem boa previsão de resultados apenas para baixas concentrações de sólidos, enquanto a previsão do modelo de mistura aproximou-se mais dos resultados experimentais reportados na literatura. Tais conclusões podem ser vistas na Figura 2.4.

Outro aspecto observado por Kuang *et al.* (2012) foi que o diâmetro de corte dos hidrociclones do seu trabalho é diretamente proporcional à concentração de sólidos na alimentação. Ou seja, quanto maior a concentração de particulados na alimentação, maiores são as chances de partículas grandes saírem na corrente de *overflow*, o que diminuiria a eficiência de separação. Por meio das simulações numéricas, os autores também perceberam que há uma alteração na viscosidade relativa do fluido para maiores concentrações de sólidos (Figura 2.5).

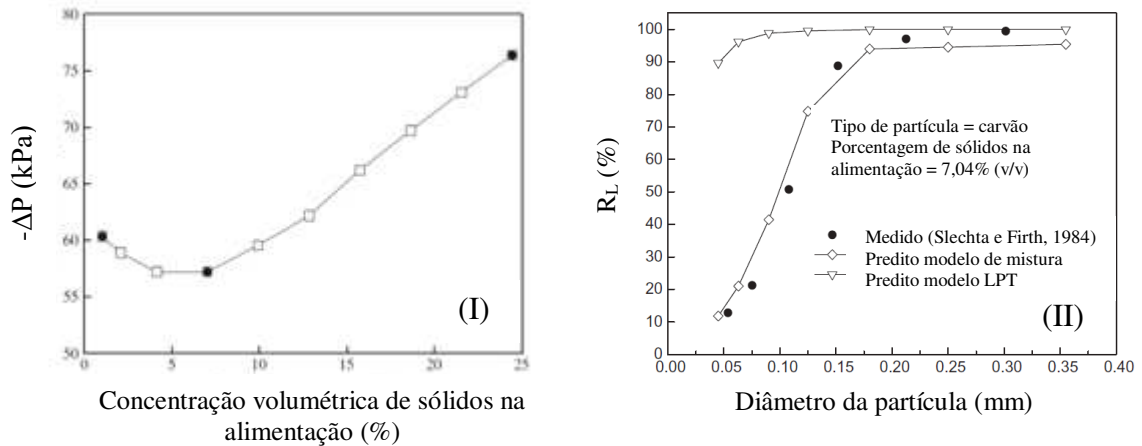


Figura 2.4 – Gráficos de queda de pressão (I) e recuperação de sólidos (II) (Adaptado: KUANG *et al.*, 2012).

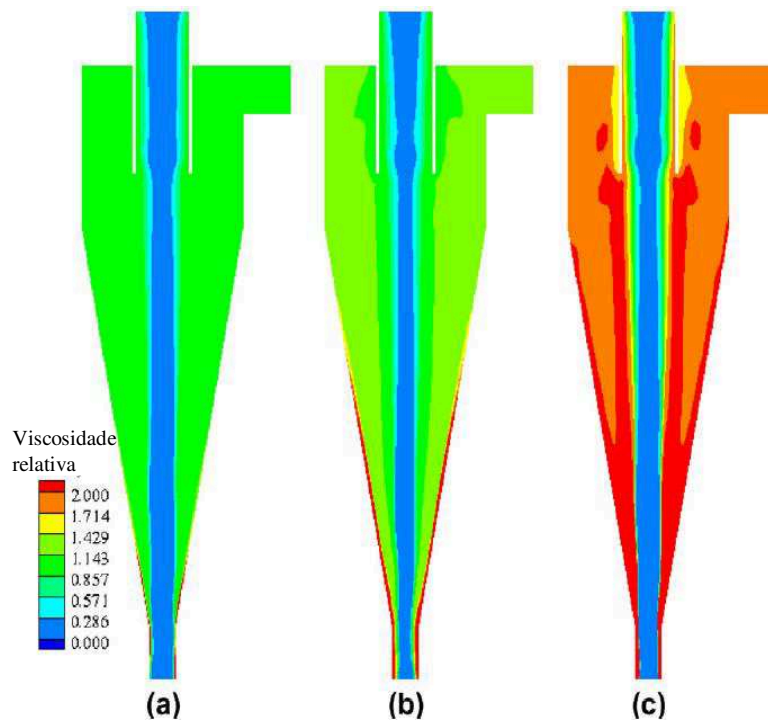


Figura 2.5 – Distribuição espacial da viscosidade relativa para alimentação de sólidos de concentração: (a) 1,04%, (b) 7,07% e (c) 24,50% (Adaptado: KUANG *et al.*, 2012).

Outro estudo numérico interessante foi realizado por Ghodrati *et al.* (2014a), no qual os autores propuseram novos formatos de duto de *vortex finder* e analisaram a eficiência dos hidrociclones através de simulações fluidodinâmicas. Ghodrati *et al.* (2014a) recriaram computacionalmente o hidrociclone de Hsieh (1988) em três configurações de *vortex finder*: duto cilíndrico, tronco de cone e tronco de cone invertido, como mostrado na Figura 2.6. Os

autores utilizaram o resolvidor numérico Fluent® com o modelo de turbulência RSM e o modelo multifásico do tipo *Two Fluid Model* (TFM), com concentração de sólidos variando entre 4 – 30% (v/v).

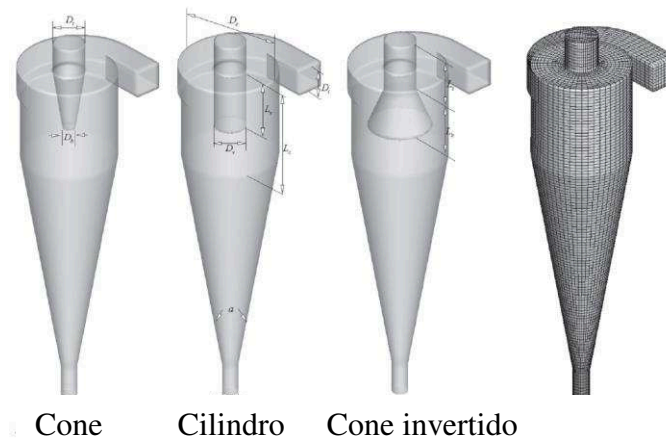


Figura 2.6 – Hidrociclones estudados por Ghodrat *et al.* (2014a).

De acordo com Liu *et al.* (2014), no escoamento em hidrociclones é desejável diminuir zonas de fluxo circular, uma vez que estas reduzem a eficiência do equipamento. Tendo essa premissa, Ghodrat *et al.* (2014a) concluíram, pelas simulações numéricas, que a melhor configuração para o duto de *vortex finder* seria a do tronco de cone invertido, uma vez que diminui a zona de fluxo circular.

Além do formato do duto de *vortex finder*, Ghodrat *et al.* (2014b) estudaram a influência do formato da parte cônica do equipamento na separação utilizando as mesmas condições de simulação anteriores (GHODRAT *et al.*, 2014a) e o mesmo hidrociclone de Hsieh (1988) para comparação com os resultados experimentais. Foram propostos três troncos de cone para os hidrociclones: um côncavo e dois convexos. Um exemplo dos tipos de troncos de cones é mostrado na Figura 2.7. Por meio de suas simulações, Ghodrat *et al.* (2014b) concluíram que o tronco de cone convexo foi o que apresentou menor queda de pressão e razão de líquido.

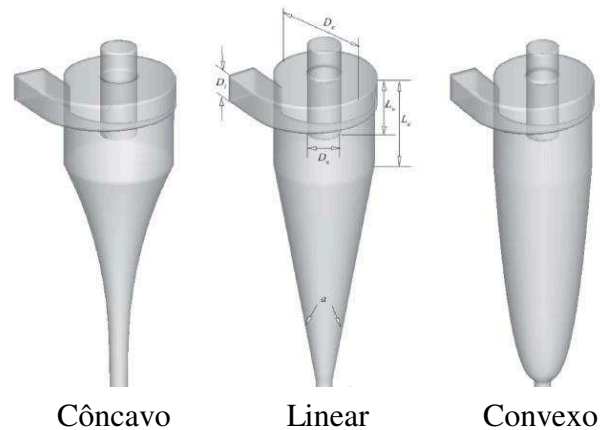


Figura 2.7 – Hidrociclones estudados por Ghodrat *et al.* (2014b).

Outro estudo acerca de alterações geométricas foi conduzido por Fan *et al.* (2015) a fim de investigar experimentalmente o efeito da inclinação do duto de alimentação sobre a eficiência de separação. Neste trabalho, foi utilizada a técnica de análises de Velocimetria de Imagem de Partícula (PIV). Para um mesmo hidrociclone foram examinadas quatro configurações de ângulo do duto de alimentação: 0, 30, 45 e 60°, como mostrado na Figura 2.8.

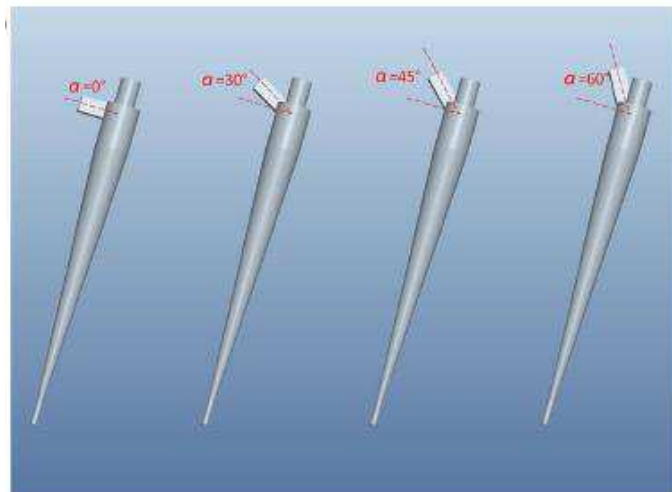


Figura 2.8 – Tipos de alimentação inclinada estudados por Fan *et al.* (2015).

Segundo Fan *et al.* (2015), os resultados indicaram que o ângulo de inclinação da alimentação pode ser otimizado para partículas de 4 a 7 μm , enquanto que para partículas maiores que 15 μm não há diferença em termos de eficiência. Além disso, os autores

concluíram que ângulos maiores que 30° alteram drasticamente o padrão de escoamento no hidrociclone, diminuindo a eficiência de separação como ilustrado na Figura 2.9.

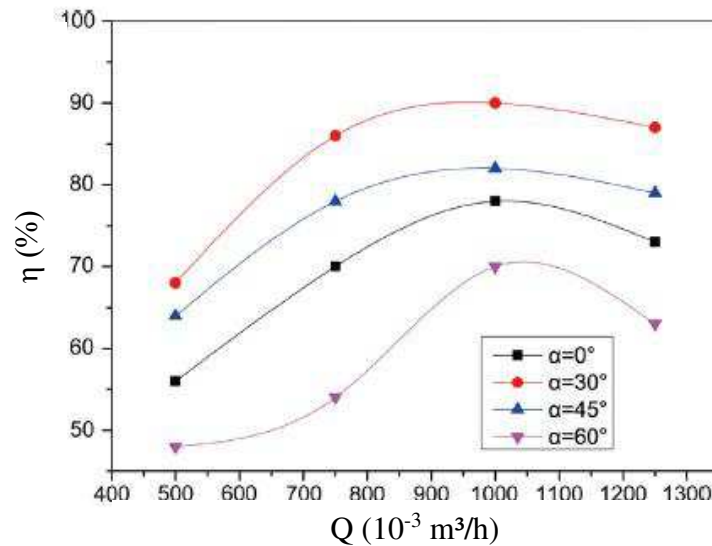


Figura 2.9 – Resultados de eficiência de separação para diferentes ângulos de alimentação obtidos por Fan *et al.* (2015).

Outra possibilidade de modificação no hidrociclone foi estudada por Wang e Wu (2018): o uso de uma membrana tubular de material poroso como duto de *overflow*. Os autores realizaram ensaios experimentais com uma suspensão diluída de material particulado (0,3% m/m) e simulações fluidodinâmicas empregando o modelo de turbulência RSM e os modelos VOF-DPM (fase discreta) para descrever as fases. As dimensões geométricas do hidrociclone em questão e os dutos de *overflow* utilizados pelo autor são ilustrados na Figura 2.10.

2.6 - Hidrociclones não convencionais na FEQUI/UFU

Se há um esforço global a fim de melhorar o desempenho de hidrociclones não convencionais, na FEQUI/UFU não seria diferente. A pesquisa desses separadores nesta Faculdade começou com Lanna *et al.* (1992). A fim de comparar a eficiência de separação e o diâmetro de corte de um novo tipo de equipamento ao de um hidrociclone convencional, Lanna *et al.* (1992) construíram um hidrociclone da família Bradley dotado de uma região cônica constituída de tecido de nylon. Tal inovação fez seu trabalho ter significativa importância, visto que possibilitou a junção de duas operações unitárias em um só separador: a hidrociclonagem e a filtração.

Dando continuidade aos estudos de hidrociclones não convencionais, Vieira (1997) conduziu experimentos ainda utilizando a geometria Bradley, mas utilizando um tecido de polipropileno. Nesse estudo, Vieira (1997) observou que o material utilizado na confecção do tronco de cone permeável influenciava as respostas do hidrociclone apenas na ordem de grandeza, apresentando tendências semelhantes tanto para o tronco de cone de nylon quanto para o de polipropileno.

Pouco tempo depois, Souza (1999) utilizou um novo meio filtrante constituído de partículas de bronze sinterizado, também para a região cônica de um hidrociclone de geometria Bradley. Souza (1999) observou que o novo meio filtrante trazia maior estabilidade às respostas do processo e que não ocorria a formação de torta no interior do hidrociclone devido às altas forças cisalhantes presentes no fluido junto à parede do equipamento.

Com a finalidade de investigar a influência do meio filtrante em outras famílias de hidrociclones, Vieira (2001) estudou hidrociclones da família Rietema e avaliou três tipos distintos de cones filtrantes, fabricados em bronze sinterizado, diferindo entre si somente pela permeabilidade. Vieira (2001) percebeu que os hidrociclones de diferentes famílias respondiam de formas diferentes à incorporação de um tronco de cone permeável e que a permeabilidade do meio filtrante também influenciava significativamente as respostas analisadas.

Prosseguindo com os estudos acerca da hidrociclonagem, Arruda *et al.* (2002) decidiram investigar a influência do processo de filtração em outra geometria de hidrociclone: a da família Krebs. Os autores utilizaram como material para fabricação do tronco de cone

permeável o bronze sinterizado e observaram que para hidrociclones do tipo Krebs o meio filtrante não influenciava significativamente as principais respostas analisadas.

Não obstante, Arruda (2003) estudou hidrociclones filtrantes de geometria Demco, os quais possuem a seção cônica idêntica àqueles de geometria Rietema. Em seus ensaios experimentais, o autor percebeu que a inserção do meio filtrante de bronze sinterizado na região cônica não acarretava alterações significativas na performance dessa família de separadores. Assim, concluiu que tanto a família Krebs quanto a família Demco não foram afetadas pela filtração na parte cônica do equipamento, ao passo que as famílias Bradley e Rietema são mais sensíveis à essa modificação.

De posse dos resultados dos estudos de quatro famílias clássicas de hidrociclones, Vieira (2006) desenvolveu um trabalho que teve como principal objetivo encontrar dimensões geométricas ótimas, que proporcionassem máxima eficiência total associada a um baixo custo energético.

2.6.1 - Vieira (2006)

Vieira (2006) realizou um estudo experimental e numérico com o intuito de analisar a influência da geometria do hidrociclone sobre o processo de separação. A partir das relações geométricas das famílias clássicas, Vieira (2006) propôs um Planejamento Composto Central (PCC) a 5 níveis para 4 variáveis geométricas (relações geométricas): D_i/D_C , D_o/D_C , L/D_C e θ . Do seu PCC originaram-se 25 geometrias distintas de hidrociclones, mantendo-se fixas as dimensões diâmetro do cilindro (D_C), comprimento de *vortex finder* (ℓ) e diâmetro de *underflow* (D_U) em 30, 12 e 5 mm, respectivamente.

Essas geometrias foram avaliadas experimentalmente utilizando como material particulado a rocha fosfática e foram fabricadas duas versões: uma com paredes completamente maciças e outra com o tronco de cone permeável, fabricado em bronze sinterizado. As 25 geometrias estudadas por Vieira (2006) encontram-se descritas na Tabela 2.3.

Tabela 2.3 – Dimensões geométricas dos hidrociclones estudados por Vieira (2006)
(Adaptado: VIEIRA, 2006)

Hidrociclones	D_i (mm)	D_o (mm)	L (mm)	h (mm)	H (mm)	θ(°)
H1	4,8	6,6	142	15	127	11,2
H2	4,8	6,6	142	61	80	17,8
H3	4,8	6,6	207	80	127	11,2
H4	4,8	6,6	207	130	80	17,8
H5	4,8	9,6	142	15	127	11,2
H6	4,8	9,6	142	61	80	17,8
H7	4,8	9,6	207	80	127	11,2
H8	4,8	9,6	207	130	80	17,8
H9	7,8	6,6	142	15	127	11,2
H10	7,8	6,6	142	61	80	17,8
H11	7,8	6,6	207	80	127	11,2
H12	7,8	6,6	207	130	80	17,8
H13	7,8	9,6	142	15	127	11,2
H14	7,8	9,6	142	61	80	17,8
H15	7,8	9,6	207	80	127	11,2
H16	7,8	9,6	207	130	80	17,8
H17	3,9	8,1	174	76	98	14,5
H18	8,7	8,1	174	76	98	14,5
H19	6,3	5,7	174	76	98	14,5
H20	6,3	10,5	174	76	98	14,5
H21	6,3	8,1	117	19	98	14,5
H22	6,3	8,1	228	130	98	14,5
H23	6,3	8,1	174	15	159	9,00
H24	6,3	8,1	174	103	71	20,0
H25	6,3	8,1	174	76	98	14,5

Para ambas as configurações (maciço ou filtrante), Vieira (2006) observou que um dos hidrociclones apresentava alta eficiência a um baixo custo energético, como mostrado nas Figuras 2.11 e 2.12. A esse equipamento foi dado o nome de H11, pois corresponde à linha 11 da tabela do planejamento de experimentos.

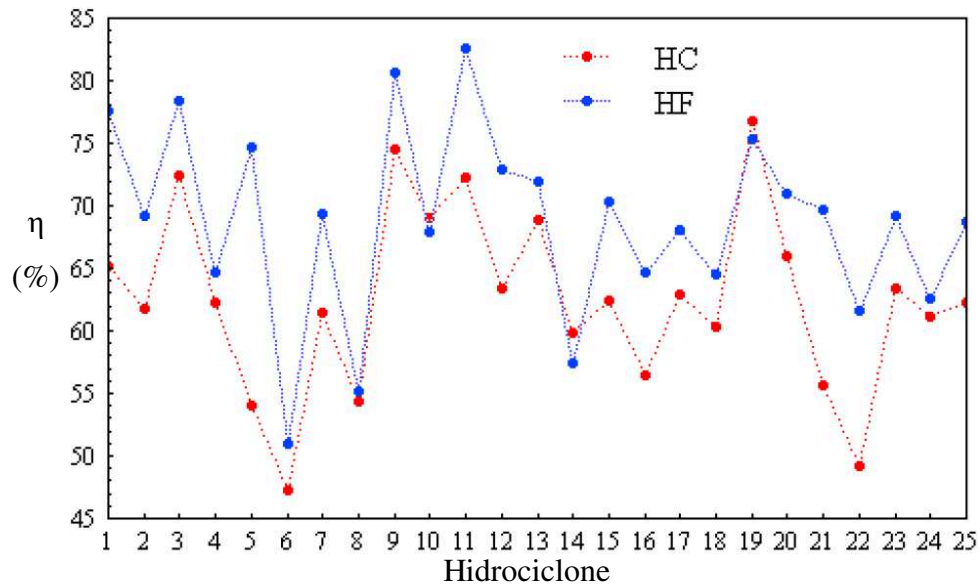


Figura 2.11 – Eficiência total (η) dos hidrociclones maciços (HC) e filtrantes (HF) à queda de pressão de 177 kPa (Adaptado: VIEIRA, 2006).

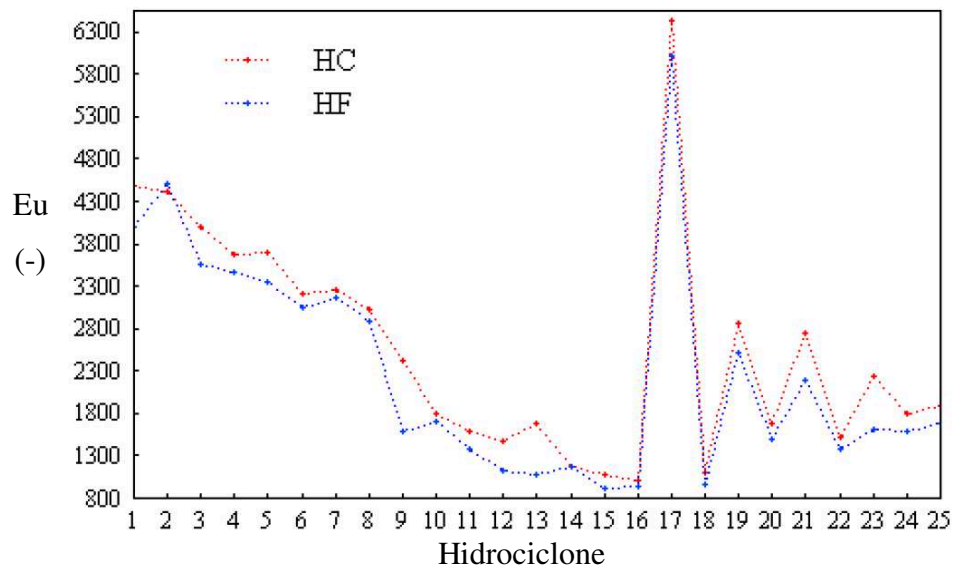


Figura 2.12 – Número de Euler (Eu) dos hidrociclones maciços (HC) e filtrantes (HF) à queda de pressão de 177 kPa (Adaptado: VIEIRA, 2006).

2.6.2 - Almeida (2008)

Em adição ao trabalho de Vieira (2006), Almeida (2008) investigou a influência das variáveis operacionais comprimento de *vortex finder* (ℓ) e diâmetro de *underflow* (D_U) na dinâmica de separação do hidrociclone otimizado H11, com $D_C = 30$ mm, através de um Planejamento Fatorial a 3 níveis. Os níveis das variáveis estudadas encontram-se na Tabela 2.4.

Tabela 2.4 – Níveis das variáveis operacionais estudadas por Almeida (2008).

Nível	ℓ (mm)	D_U (mm)
-1	12,0	3,0
0	21,0	4,0
+1	30,0	5,0

Utilizando o mesmo material particulado de Vieira (2006) – rocha fosfática – Almeida (2008) analisou as respostas eficiência total, número de Euler, razão de líquido e diâmetro de corte reduzido. O autor observou que, para a geometria H11, a eficiência total era maximizada para níveis intermediários de comprimento de *vortex finder* e com o diâmetro de *underflow* no seu nível máximo, ao passo que o gasto energético era diretamente proporcional ao tamanho do *vortex finder* e inversamente proporcional ao diâmetro de *underflow*.

No que diz respeito à razão de líquido, Almeida (2008) verificou que ela não era influenciada pelo comprimento do *vortex finder* e ela aumentava quanto maior fosse o diâmetro de *underflow*, fazendo com que fossem alcançados menores diâmetros de corte para maiores níveis de D_U . Em conclusão, o estudo de Almeida (2008) observou que o nível ideal das variáveis estudadas dependia da aplicação do processo de hidrociclonagem (clarificação ou espessamento), sugerindo relações geométricas para essas variáveis para as respectivas aplicações.

2.6.3 - Silva (2012)

Outro trabalho inspirado em Vieira (2006) foi o trabalho de Silva (2012). Utilizando os resultados experimentais obtidos por Vieira (2006), Silva (2012) ajustou equações de regressão por meio da técnica de Superfície de Resposta para esses dados e empregou o Algoritmo de Evolução Diferencial (AED) para realizar otimizações em hidrociclones de paredes maciças, ou seja, impermeáveis. O autor manteve fixas as dimensões diâmetro do cilindro (D_C), comprimento de *vortex finder* (ℓ) e diâmetro de *underflow* (D_U) em 30, 12 e 5 mm, respectivamente. Silva (2012) propôs três estudos de caso:

1) Maximização da Eficiência Total:

- Função objetivo: Equação empírica ajustada para a eficiência total.

- Restrição: número de Euler menor do que 6500.

2) Minimização da Razão de Líquido:

- Função objetivo: Equação empírica ajustada para a razão de líquido.
- Restrição: diâmetro de corte menor do que 7 μm .

3) Minimização do número de Euler:

- Função objetivo: Equação empírica ajustada para o número de Euler.
- Restrição: diâmetro de corte menor do que 7 μm .

Desses três estudos de caso surgiram três geometrias otimizadas, cujas peças foram fabricadas e testadas experimentalmente pelo autor utilizando como material particulado a rocha fosfática. A geometria resultante do primeiro estudo de caso foi chamada de HCOT1 (**H**idrociclone **C**onvencional **O**timizado 1) e os ensaios experimentais conduzidos por Silva (2012) mostraram que o novo hidrociclone realmente apresentava eficiência total maior do que os hidrociclones do seu banco de dados a um custo energético aceitável, haja vista a fina granulometria do material particulado empregado.

O segundo estudo de caso deu origem ao hidrociclone HCOT2, um equipamento que foi otimizado com o intuito de concentrar a corrente de *underflow*. Segundo Silva (2012), esse separador de fato apresentou baixa razão de líquido com diâmetro de corte nas proximidades da região de busca (7 μm). Porém, esperava-se um maior poder concentrador desta geometria, o que foi obtido no terceiro estudo de caso.

Em ensaios experimentais com sua terceira geometria otimizada – HCOT3 –, Silva (2012) observou que o novo equipamento não só apresentava número de Euler abaixo daqueles reportados na literatura que compôs seu banco de dados, como também apresentava uma razão de líquido menor do que todos os outros hidrociclones estudados a um patamar aceitável de eficiência total.

Portanto, do trabalho de Silva (2012) resultaram duas geometrias ótimas: HCOT1 e HCOT3. Uma de alta eficiência total a um aceitável número de Euler e outra de baixo gasto energético, alta concentração da corrente de *underflow* e aceitável eficiência total.

2.6.4 - Kyriakidis (2014)

Dando continuidade aos trabalhos anteriores, Kyriakidis (2014) estudou a influência das variáveis operacionais comprimento de *vortex finder* (ℓ) e diâmetro de *underflow* (D_U) na separação dos hidrociclones otimizados por Silva (2012): HCOT1 e HCOT3. Em seu trabalho, Kyriakidis (2014) realizou um Planejamento Fatorial a 3 Níveis, como mostrado na Tabela 2.5.

Tabela 2.5 – Níveis das variáveis operacionais estudadas por Kyriakidis (2014).

Nível	ℓ [mm]	D_U [mm]
-1	1,0	3,0
0	6,5	4,0
+1	12,0	5,0

Em seus experimentos, a autora utilizou como material particulado o quartzito e notou que cada geometria (HCOT1 e HCOT3) respondia de forma diferente às alterações das variáveis estudadas. Para os hidrociclones HCOT1, Kyriakidis (2014) observou a mesma tendência relatada por Almeida (2008), ou seja, a eficiência total era majorada utilizando níveis intermediários de comprimento de *vortex finder* e maiores diâmetros de *underflow*, ao passo que a razão de líquido era diretamente influenciada pelo D_U e sofria pouca influência de ℓ (Figura 2.13).

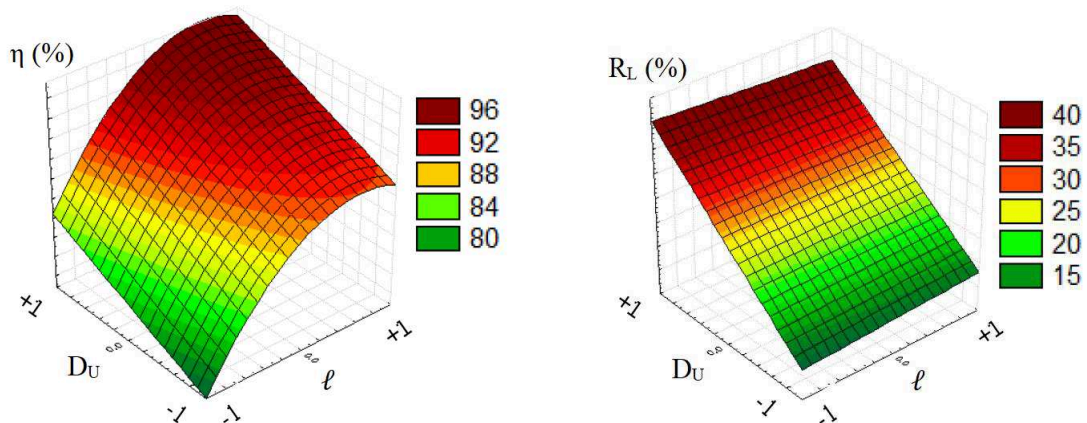


Figura 2.13 – Superfícies de Resposta para a eficiência total (η) e razão de líquido (R_L) dos hidrociclones HCOT1 (Adaptado: KYRIAKIDIS, 2014).

Para os hidrociclones do tipo HCOT3, Kyriakidis (2014) constatou que ambas as variáveis do planejamento tinham pouca ou nenhuma influência sobre a maioria das respostas, sendo que a eficiência total e o gasto energético (analisado pelo número de Euler) permaneciam num patamar aproximadamente constante. Apenas as respostas razão de líquido e diâmetro de corte reduzido sofreram alterações significantes com as mudanças de nível de D_U : menores valores dessa variável ocasionaram menores R_L e maiores d'_{50} .

Assim, Kyriakidis (2014) concluiu que existem níveis ótimos de ℓ e D_U que majoram o poder classificador dos hidrociclones HCOT1, bem como níveis ótimos de D_U que aumentam o poder concentrador dos hidrociclones HCOT3 sem prejuízos à eficiência total e sem acréscimos ao gasto energético desses separadores.

2.6.5 - Trabalhos recentes

Inspirando-se em Silva (2012), Silva (2014) realizou um estudo de otimização de hidrociclones filtrantes. Da mesma forma que seu antecessor, Silva (2014) empregou técnicas de Superfície de Resposta aliadas ao Algoritmo de Evolução Diferencial e fez três estudos de caso, similares aos de Silva (2012), desta vez para a configuração filtrante. Assim, Silva (2014) estimou três novas geometrias ótimas de hidrociclones filtrantes e também verificou a influência das variáveis geométricas (D_U e ℓ) sobre as respostas dos novos hidrociclones.

A partir dos estudos experimentais, Silva (2014) concluiu que o hidrociclone otimizado para eficiência total já se encontrava nos níveis ideais das variáveis operacionais, ao passo que o hidrociclone resultante da otimização para minimização da razão de líquido poderia ter seu poder concentrador melhorado por alterações de D_U e ℓ , sendo que valores intermediários de D_U reduziam o gasto energético. Já para o terceiro estudo de caso, assim como Kyriakidis (2014), Silva (2014) observou que o equipamento otimizado a fim de minimizar o número de Euler mostrou-se pouco afetado por alterações nas variáveis estudadas.

Dando continuidade aos estudos de otimização, Gonçalves (2016) estudou as condições operacionais de concentração da alimentação e diâmetro de *underflow* no desempenho de uma geometria filtrante otimizada para minimização de gastos energéticos. Gonçalves (2016) observou que, para sua geometria, a diminuição de D_U foi benéfica para a operação de espessamento e o acréscimo no percentual de sólidos na alimentação reduziu o

gasto energético do equipamento, aumentando assim a sua capacidade de processamento, mas com decréscimos à sua eficiência. Tais informações são de grande valia, uma vez que o trabalho de Gonçalves (2016) foi um dos pioneiros na FEQUI/UFU a investigar a influência da concentração de sólidos numa suspensão de fluido newtoniano sendo processada em hidrociclones.

Além de Gonçalves (2016), um dos trabalhos mais recentes em se tratando de hidrociclonagem na FEQUI/UFU foi o de Salvador (2017) que por meio de quatro PCC's estudou as mesmas geometrias de Vieira (2006), baseadas nas relações geométricas das famílias tradicionais, em quatro configurações: (1) paredes totalmente maciças, (2) apenas tronco de cone permeável, (3) apenas cilindro permeável, (4) tronco de cone e cilindro simultaneamente permeáveis. Para a queda de pressão estudada, Salvador (2017) utilizou os resultados obtidos experimentalmente para ajustar Superfícies de Respostas e então realizar três estudos de caso de otimização empregando o Algoritmo de Evolução Diferencial. Assim como Silva (2012), a autora manteve fixas as dimensões diâmetro do cilindro (D_C), comprimento de *vortex finder* (ℓ) e diâmetro de *underflow* (D_U) em 30, 12 e 5 mm, respectivamente. Analisando as novas geometrias em ensaios experimentais, Salvador (2017) concluiu que os resultados dos hidrociclones otimizados foram melhores do que os obtidos para as 25 configurações do Planejamento Composto Central.

Capítulo 3

OTIMIZAÇÃO GEOMÉTRICA

Neste capítulo são apresentadas informações sobre a metodologia empregada nas otimizações geométricas realizadas para os três estudos de caso deste trabalho: maximização de eficiência total, minimização da razão de líquido e minimização do número de Euler. Neste trabalho foi escolhido o Algoritmo de Evolução Diferencial como técnica de otimização, uma vez que os objetivos específicos desta tese envolvem a otimização de um grande número de variáveis geométricas e as funções objetivo resultantes de regressões múltiplas, apesar de serem contínuas, nem sempre são diferenciáveis. Os resultados dessas otimizações também são apresentados e discutidos neste capítulo.

3.1 - Metodologia

Para se realizar uma otimização, é necessário seguir alguns passos de uma sequência lógica. No caso específico deste trabalho, primeiro foi preciso fazer um levantamento bibliográfico das variáveis relevantes e suas respectivas respostas, a fim de se montar um banco de dados. Em seguida, por meio de regressões múltiplas, foram obtidas equações empíricas utilizando a técnica de Superfície de Resposta, as quais foram analisadas e julgadas segundo sua representatividade perante o banco de dados. Tais equações foram então implementadas no Algoritmo de Evolução Diferencial (AED) como função objetivo ou restrição ao problema, segundo o objetivo de cada otimização. Assim, para cada estudo de caso, foi estimada uma geometria ótima, a qual também foi analisada e julgada fisicamente coerente com os resultados documentados ou não, e validada por meios de novas experimentações, uma vez que o AED pode convergir precocemente levando a soluções locais de baixa qualidade (REY NARIÑO, 2014). Um fluxograma representativo da metodologia aplicada pode ser visto na Figura 3.1.

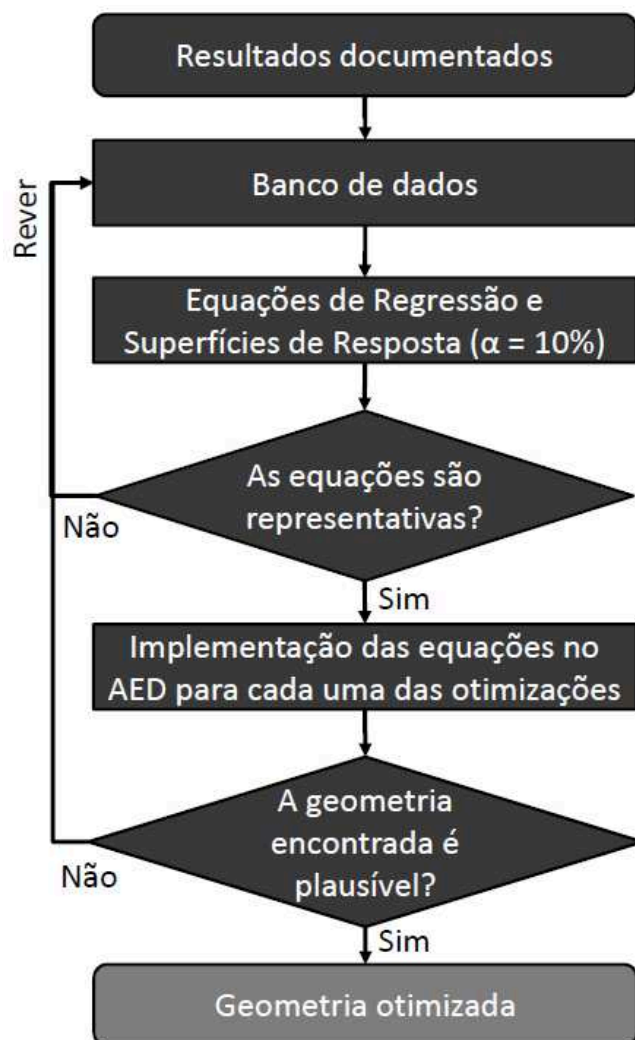


Figura 3.1 – Fluxograma da metodologia empregada.

3.1.1 - Banco de dados e codificação das variáveis

Foi feito um levantamento bibliográfico das principais pesquisas acerca da otimização geométrica em hidrociclones na Faculdade de Engenharia Química da Universidade Federal de Uberlândia (FEQUI/UFU). Nesse histórico, considerando hidrociclones modificados apenas em suas dimensões geométricas, quatro trabalhos se ressaltaram: Vieira (2006), Almeida (2008), Silva (2012) e Kyriakidis (2014). Vieira (2006) documentou 25 geometrias de hidrociclones diferentes das famílias clássicas, além de outras 12 configurações clássicas (Bradley, Rietema, Krebs e Demco) com diâmetros de *underflow* variando entre 3,0; 4,0 ou 5,0 mm. Almeida (2008) estudou 8 geometrias distintas das de Vieira (2006). Silva (2012) documentou 3 novos hidrociclones e, por fim, Kyriakidis (2014) analisou outros 16 separadores. Portanto, por intermédio do trabalho desses quatro autores, foi possível a

construção de um banco de dados contendo 64 distintos hidrociclones com seus respectivos resultados experimentais. Todos tinham como semelhanças o diâmetro da parte cilíndrica de 30 mm e o duto de alimentação de seção circular.

Todos os quatro trabalhos que serviram de base para o banco de dados desta tese utilizaram uma concentração volumétrica de sólidos na alimentação mantida em 1,0%. Entretanto, o material particulado era diverso e apresentava densidade aparente no intervalo entre 2740,0 a 2987,0 kg/m³, ao passo que a distribuição granulométrica da alimentação variava segundo o parâmetro $d_{63,2}$ do modelo RRB entre 8,80 e 12,89 μm . Portanto, após a otimização dos hidrociclones, são necessários novos ensaios experimentais com as melhores geometrias para confirmação da real otimização geométrica, visto que a eficiência e quase todas as outras respostas relacionadas à hidrociclonagem sofrem influência direta do material particulado.

O banco de dados construído neste trabalho levou em consideração os resultados de eficiência total (η), razão de líquido (R_L), número de Euler (Eu) e diâmetro de corte reduzido (d'_{50}) obtidos pelos autores na queda de pressão de 177 kPa. Esta otimização geométrica teve por princípio encontrar os valores ótimos das variáveis: diâmetro de alimentação (D_i), diâmetro de *overflow* (D_o), comprimento total (L), ângulo do tronco de cone (θ), comprimento do *vortex finder* (ℓ) e diâmetro de *underflow* (D_u). Para isto, essas variáveis geométricas foram adimensionalizadas em relação ao diâmetro do cilindro (D_C), com exceção do ângulo do tronco de cone e do comprimento do *vortex finder*, o qual foi relacionado à altura do cilindro (h), uma vez que foram feitas diversas tentativas de otimização relacionando-o com D_C , porém, ao fim da otimização, chegava-se a geometrias não condizentes com os resultados relatados no banco de dados. Isso quer dizer que, quando ℓ era relacionada com D_C , as relações geométricas resultantes da otimização não seguiam o padrão de comportamento esperado para cada otimização, tendo como base o levantamento bibliográfico e histórico feito neste trabalho, ou seja, a geometria encontrada não era considerada um resultado plausível.

Por sua vez, todas as variáveis geométricas no formato adimensional foram codificadas segundo a Equação 3.1, em que X_i é o valor da variável codificada, σ_i é o valor da variável na escala original, $\bar{\sigma}_i$ é o nível central na escala original e d_i é a diferença entre os níveis +1,0 e -1,0 na escala original. Na Tabela 3.1 são apresentados todos os valores das variáveis adimensionalizadas e suas respectivas correspondências com as variáveis codificadas (BOX *et al.*, 1978).

$$X_i = 2 \frac{(\sigma_i - \bar{\sigma}_i)}{d_i} \quad (3.1)$$

As variáveis foram codificadas de forma que o intervalo de X_i estivesse compreendido entre -2,0 e +2,0, a fim de colocar todas as variáveis de interesse em patamares de grandeza similares entre si. Apesar de apresentar padrões assimétricos, optou-se pela codificação das variáveis tais como apresentadas na Tabela 3.1 (com a presença do nível igual a zero) com o intuito de melhorar a qualidade e o tempo de resposta obtidos pelo Algoritmo de Evolução Diferencial. Feita a codificação das variáveis, o próximo passo foi o cálculo das equações empíricas pela técnica das Superfícies de Resposta para cada uma das respostas analisadas.

Tabela 3.1 – Variáveis adimensionalizadas e suas respectivas codificações

D_i/D_c (X1)	D_o/D_c (X2)	L/D_c (X3)	θ (X4)	l/h (X5)	D_u/D_c (X6)
0,1300 (-1,6600)	0,1600 (-1,5714)	3,9000 (-1,3622)	9,0° (-1,2222)	0,0145 (-0,2233) 0,0923 (-0,1022)	0,1000 (-1,0000)
0,1330 (-1,5400)	0,1900 (-1,1428)	4,5700 (-0,8346)	11,2° (-0,7333)	0,0942 (-0,0992) 0,1000 (-0,0902)	0,1333 (0,0000)
0,1600 (-1,0000)	0,2000 (-1,0000)	4,7000 (-0,7323)	12,5° (-0,4444)	0,1165 (-0,0645) 0,1500 (-0,0123)	0,1667 (+1,0000)
0,2100 (0,0000)	0,2200 (-0,7143)	5,0000 (-0,4961)	14,5° (0,0000)	0,1519 (-0,0093) 0,1579 (0,0000)	
0,2433 (+0,6660)	0,2700 (0,0000)	5,6300 (0,0000)	17,8° (+0,7333)	0,1739 (+0,0249) 0,1967 (+0,0605)	
0,2600 (+1,0000)	0,3133 (+0,6186)	5,8000 (+0,1339)	20° (+1,2222)	0,2152 (+0,0893) 0,2625 (+0,1629)	
0,2667 (+1,1340)	0,3200 (+0,7143)	5,8733 (+0,1916)		0,3750 (+0,3381) 0,4613 (+0,4725)	
0,2800 (+1,4000)	0,3400 (+1,0000)	6,8500 (+0,9606)		0,5435 (+0,6005) 0,6316 (+0,7377)	
0,2900 (+1,6600)	0,3500 (+1,1428)	6,9000 (+1,0000)		0,6500 (+0,7664) 0,8000 (+1,0000)	
		7,6000 (+1,5512)		1,2000 (+1,6230)	

3.1.2 - Equações Empíricas

A partir dos resultados catalogados no banco de dados e utilizando as variáveis adimensionais codificadas foi possível empregar técnicas de regressão múltipla para ajustar equações empíricas (MYERS, 1976) para descrever o comportamento de cada resposta frente a modificações em cada uma das variáveis analisadas (BOX; WILSON, 1951). Foram considerados efeitos quadráticos e de interação entre as variáveis, além de um nível de significância (α) de 10%. A representatividade das equações foi julgada por meio da análise dos efeitos de cada variável (se tal efeito era condizente com o comportamento apresentado pela resposta de acordo com os resultados da bibliografia relatados no banco de dados) e da análise do coeficiente de correlação quadrático (R^2) de cada equação.

3.1.3 - Implementação das equações no AED – Parte 1

As equações ajustadas a partir das Superfícies de Resposta foram implementadas no AED, bem como os valores das variáveis codificadas. O AED é um método de otimização discreto, portanto os resultados que podem ser obtidos com ele são combinações entre todos os valores possíveis das variáveis que são informados ao algoritmo (SILVA *et al.*, 2012) que, neste caso, foram aquelas apresentadas na Tabela 3.1. As variáveis codificadas e as equações de predição foram implementadas de maneira a realizar três estudos de caso:

1) Maximização da Eficiência Total:

- Função objetivo: equação de regressão ajustada para a Eficiência Total.
- Restrição: número de Euler menor do que 7000.

2) Minimização da Razão de Líquido:

- Função objetivo: equação de regressão ajustada para a Razão de Líquido.
- Restrição: diâmetro de corte reduzido menor do que 7 μm .

3) Minimização do número de Euler:

- Função objetivo: equação de regressão ajustada para o número de Euler.
- Restrição: diâmetro de corte reduzido menor do que 7 μm .

A restrição do primeiro estudo de caso foi escolhida de forma a encontrar relações geométricas que proporcionassem alta eficiência com gasto energético menor ou parecido com os equipamentos da família clássica de Bradley (hidrociclones de alta eficiência total). Para os outros dois estudos de caso, foi escolhida a restrição ao diâmetro de corte reduzido de $7\text{ }\mu\text{m}$ com o intuito de encontrar: para o segundo caso um hidrociclone que apresentasse baixa razão de líquido sem maiores perdas ao efeito classificador do equipamento; e para o terceiro caso uma configuração geométrica que apresentasse baixo gasto energético e também sem maiores perdas ao efeito classificador proporcionado pelo hidrociclone.

Cada estudo de caso resultou em uma configuração geométrica otimizada, sendo estas denominadas HGOT1, HGOT2 e HGOT3 - **H**idrociclone **G**eometricamente **O**timizado para o Caso 1, 2 e 3, respectivamente. Tais geometrias são apresentadas na Seção de Resultados e Discussão deste Capítulo (Seção 3.2.1).

3.1.4 - Implementação das equações no AED – Parte 2

De maneira complementar à otimização já descrita, foi feita uma segunda otimização utilizando as mesmas equações da Tabela 3.2, porém alterando-se o domínio das variáveis codificadas. Em vez de utilizar apenas os pontos descritos no banco de dados, o intervalo de valores das variáveis codificadas foi discretizado empregando um passo Δ de $1 \cdot 10^{-4}$, que é a precisão utilizada anteriormente nessas variáveis (como apresentado na Tabela 3.1). Isso quer dizer que, de 277.020 diferentes possibilidades de soluções, passou-se a $1,41 \cdot 10^{26}$ configurações possíveis (considerando a combinação linear entre as variáveis). Com uma maior quantidade de soluções possíveis, espera-se uma resposta mais precisa do algoritmo. A essa otimização foi dado o nome de otimização semi-contínua.

Foram realizados os mesmos três estudos de caso da primeira parte da otimização, seguindo a mesma metodologia e mesmas restrições, cujos resultados serão apresentados e comparados na Seção 3.2.2.

3.2 - Resultados e Discussão

A partir da técnica de Superfície de Resposta, as estimativas finais das equações de regressão são apresentadas na forma matricial (Equação 3.2) conforme mostrado na Tabela 3.2.

$$Y = a + X'b + X'BX \quad \text{com } X = \begin{bmatrix} X1 \\ X2 \\ X3 \\ X4 \\ X5 \\ X6 \end{bmatrix} \quad (3.2)$$

Os resultados serão apresentados e discutidos separadamente para cada tipo de otimização: a otimização discreta, que leva em conta apenas os pontos discretos do banco de dados produzido; e a otimização semi-contínua, que utiliza o mesmo domínio das variáveis do banco de dados, porém discretizado com Δ de $1 \cdot 10^{-4}$.

Tabela 3.2 – Equações de regressão ajustadas para η , R_L , Eu e d'_{50}

Y	a	b	B						R²
			X1	X2	X3	X4	X5	X6	
η (%)	+59,65	X1	0	-1,85	0	0	0	+3,57	0
		X2	-2,67	0	+2,35	0	0	0	-1,46
		X3	+5,13	0	0	-4,97	-3,73	0	0
		X4	-2,77	0	0	-3,73	0	-7,62	+1,33
		X5	+21,52	+3,57	0	0	-7,62	-18,64	0
		X6	+4,22	0	-1,46	0	+1,33	0	0
R_L (%)	+8,19	X1	+0,98	0	0	-0,57	0	-0,88	0
		X2	-9,23	0	+7,33	0	0	0	-1,63
		X3	0	-0,57	0	+1,56	+1,79	+5,71	+0,45
		X4	-1,21	0	0	+1,79	0	+6,71	0
		X5	+8,05	-0,88	0	+5,71	+6,71	+3,85	0
		X6	+8,99	0	-1,63	+0,45	0	0	+1,45
Eu (-)	+2187,14	X1	-1401,04	+635,63	+60,18	+129,20	+131,25	+396,94	0
		X2	-485,32	+60,18	+99,17	0	0	-133,73	0
		X3	-410,12	+129,20	0	0	+63,98	0	+63,54
		X4	-409,17	+131,25	0	+63,98	0	0	+71,62
		X5	+643,98	+396,94	-133,73	0	0	-792,12	0
		X6	-137,81	0	0	+63,54	+71,62	0	0
d'_{50} (μm)	+9,01	X1	0	0	0	0	-0,32	-0,86	0
		X2	+1,17	0	0	0	0	0	0
		X3	-1,68	0	0	+2,06	+0,77	0	0
		X4	0	-0,32	0	+0,77	0	0	0
		X5	-7,38	-0,86	0	0	0	+4,14	0
		X6	-1,69	0	0	0	0	0	0

3.2.1 - Parte 1 – Otimização discreta

Foram realizados três estudos de caso, portanto, foram obtidas três configurações ótimas. A primeira delas (HGOT1) surgiu do primeiro estudo de caso: maximizar a eficiência total (η) com restrição ao número de Euler (Eu). Os níveis ótimos das variáveis codificadas para este estudo de caso são apresentados na Tabela 3.3, bem como as dimensões das peças considerando o mesmo diâmetro de cilindro utilizado nas geometrias do banco de dados ($D_C = 30$ mm).

Tabela 3.3 – Geometria otimizada para o Caso 1: HGOT1 (maximização de η).

HGOT1	Variável codificada	Dimensão real
X1 [D_i (mm)]	+1,6600	8,7
X2 [D_o (mm)]	-1,5714	4,8
X3 [L] (mm)	+1,5512	228,0
h (mm) / H (mm)		69,0 / 159,0
X4 [θ (°)]	-1,2222	9,0
X5 [ℓ (mm)]	+1,0000	55,2
X6 [D_U (mm)]	+1,0000	5,0

Para um hidrociclone otimizado com a finalidade de maximizar a eficiência total, esta geometria está em conformidade com os relatos da literatura, uma vez que possui níveis baixos tanto o diâmetro de *overflow* quanto o ângulo de tronco de cone, o que favoreceria a classificação das partículas (VIEIRA, 2006). A geometria otimizada também apresenta o diâmetro de *underflow* em nível máximo e um comprimento de *vortex finder* em nível intermediário (nível para HGOT1: +1,0000; mín.: -0,2233; máx.: +1,6230), o que também aumentaria a eficiência total (ALMEIDA, 2008; KYRIAKIDIS, 2014). Nota-se que o diâmetro da alimentação está em seu nível máximo, o que possivelmente se deve à restrição do número de Euler (gasto energético) imposta ao algoritmo. Portanto, tal geometria (HGOT1) foi considerada condizente com os comportamentos das variáveis relatados na literatura e, então, é a geometria otimizada para o Caso 1.

Para o Caso 2, cujo propósito foi minimizar a razão de líquido (R_L) com restrição ao diâmetro de corte reduzido (d'_{50}), a geometria final encontrada no estudo de otimização é apresentada na Tabela 3.4.

Tabela 3.4 – Geometria otimizada para o Caso 2: HGOT2 (minimização de R_L).

HGOT2	Variável codificada	Dimensão real
X1 [D_i (mm)]	+1,6600	8,7
X2 [D_o (mm)]	+0,6186	9,4
X3 [L (mm)]	+0,1339	174,0
h (mm) / H (mm)		15,0 / 159,0
X4 [θ (°)]	-1,2222	9,0
X5 [ℓ (mm)]	+1,0000	12,0
X6 [D_U (mm)]	-1,0000	3,0

Pela Tabela 3.4, percebe-se que a geometria estimada pelo algoritmo possui o diâmetro de *overflow* em um dos seus maiores níveis (nível para HGOT2: +0,6186; mín.: -1,5714; máx.: +1,1428), ao passo que o diâmetro de *underflow* ficou no seu menor nível, o que favoreceria a saída de líquido na corrente de *overflow* e reduziria a razão de líquido. A geometria otimizada também apresenta o ângulo do tronco de cone em nível mínimo e um comprimento de *vortex finder* em nível intermediário (nível para HGOT2: +1,0000; mín.: -0,2233; máx.: +1,6230), o que contribuiria para a restrição imposta ao diâmetro de corte reduzido. Logo, a geometria HGOT2 foi considerada condizente com os comportamentos das variáveis relatados na literatura e, então, foi a geometria otimizada para o Caso 2.

No Caso 3, a geometria encontrada no estudo de otimização que minimizaria número de Euler (Eu) com restrição ao diâmetro de corte reduzido (d'_{50}) é apresentada na Tabela 3.5.

Tabela 3.5 – Geometria otimizada para o Caso 3: HGOT3 (minimização de Eu).

HGOT3	Variável codificada	Dimensão real
X1 [D_i (mm)]	0,0000	6,3
X2 [D_o (mm)]	+1,1428	10,5
X3 [L (mm)]	+1,5512	228,0
h (mm) / H (mm)		114,0 / 114,0
X4 [θ (°)]	-0,4444	12,5
X5 [ℓ (mm)]	+1,0000	91,2
X6 [D_U (mm)]	+1,0000	5,0

Nota-se que a geometria estimada pelo algoritmo para o Caso 3 possui ambos diâmetros de *overflow* e *underflow* nos níveis máximos. Isso indica uma menor queda de pressão no equipamento para uma determinada vazão volumétrica, ou seja, um menor número de Euler. A geometria otimizada apresenta o ângulo do tronco de cone (nível para HGOT3: -0,4444; mín.: -1,2222; máx.: +1,2222) e o comprimento de *vortex finder* (nível para HGOT3: +1,000; mín.: -0,2233; máx.: +1,6230) em níveis intermediários, o que contribuiria para a restrição imposta ao diâmetro de corte reduzido. O diâmetro de alimentação em seu nível intermediário (nível para HGOT3: 0,0000; mín.: -1,6600; máx.: +1,6600) auxiliaria na redução do gasto energético sem maiores decréscimos à eficiência de separação do equipamento (o que aumentaria o valor estimado do diâmetro de corte reduzido). Pôde-se, portanto, considerar a geometria HGOT3 condizente com os comportamentos das variáveis relatados na literatura e, então, esta foi a geometria otimizada para o Caso 3.

3.2.2 - Parte 2 – Otimização semi-contínua

Novas estimativas foram feitas para os mesmos três estudos de caso realizados na otimização discreta. Para o primeiro caso, com o intuito de maximizar a eficiência total, os resultados da nova otimização são apresentados juntamente com os resultados da otimização discreta na Tabela 3.6.

Tabela 3.6 – Resultados da otimização discreta e semi-contínua para o primeiro estudo de caso.

Dimensão geométrica	Otimização discreta	Otimização semi-contínua
D_i (mm)	8,7	8,7
D_o (mm)	4,8	4,8
L (mm)	228,0	224,0
h (mm) / H (mm)	69,0 / 159,0	65,0 / 159,0
θ (°)	9,0	9,0
ℓ (mm)	55,2	52,0
D_U (mm)	5,0	5,0

Pela Tabela 3.6 observa-se que os resultados dos dois tipos de otimização são muito semelhantes. Com exceção da altura do cilindro (h), a qual influencia diretamente o comprimento de *vortex finder*, uma vez que ℓ foi adimensionalizado em função da altura da parte cilíndrica, todas as outras dimensões geométricas permaneceram inalteradas, ou seja, em seu nível ótimo. Como a redução de 4,0 mm na altura do cilindro pouco afetaria a sua eficiência total, já que o tamanho da parte cilíndrica tem efeito predominantemente na capacidade de processamento (VIEIRA, 2006), considerou-se que a otimização semi-contínua não trouxe aportes importantes à otimização discreta, ou seja, as dimensões geométricas já se encontravam otimizadas.

Situação semelhante ocorreu para o segundo caso de otimização, como observa-se na Tabela 3.7. Na otimização semi-contínua foram estimados os mesmos níveis de diâmetro de alimentação, ângulo e altura do tronco de cone e diâmetro de *underflow*, com diferenças de 0,4 mm para o diâmetro de *overflow* e 2,0 mm para a altura do cilindro (que influenciou o comprimento do *vortex finder*, porém a mesma razão $\ell/h = 0,8$ foi prevista na nova otimização). Haja vista a proximidade dos valores estimados nas duas otimizações, foi considerada apenas a geometria da otimização discreta para a realização dos ensaios experimentais e simulações numéricas.

Tabela 3.7 – Resultados da otimização discreta e semi-contínua para o segundo estudo de caso.

Dimensão geométrica	Otimização discreta	Otimização semi-contínua
D_i (mm)	8,7	8,7
D_o (mm)	9,4	9,0
L (mm)	174,0	172,0
h (mm) / H (mm)	15,0 / 159,0	13,0 / 159,0
θ (°)	9,0	9,0
ℓ (mm)	12,0	10,4
D_U (mm)	3,0	3,0

Diferentemente dos anteriores, o Algoritmo de Evolução Diferencial apresentou resultados distintos para os dois tipos de otimização no terceiro estudo de caso, como exposto na Tabela 3.8. A otimização semi-contínua levou a resultados de diâmetro de alimentação 0,2 mm maior e um aumento de 6,0 mm na altura da parte cilíndrica. Tais diferenças correspondem a alterações de no máximo 5% na medida da dimensão geométrica, podendo deste modo serem desprezadas.

Tabela 3.8 – Resultados da otimização discreta e semi-contínua para o terceiro estudo de caso.

Dimensão geométrica	Otimização discreta	Otimização semi-contínua
D_i (mm)	6,3	6,5
D_o (mm)	10,5	10,5
L (mm)	228,0	191,0
h (mm) / H (mm)	114,0 / 114,0	120,0 / 71,0
θ (°)	12,5	20,0
ℓ (mm)	91,2	96,0
D_U (mm)	5,0	4,4

O diâmetro de *underflow* sofreu uma pequena variação de 0,6 mm. Como esta dimensão possui tamanho reduzido, essa diminuição é significativa e, segundo Silva (2014), níveis intermediários de D_U favorecem a atenuação dos gastos energéticos avaliados de acordo com o número de Euler.

Com relação à estimativa do tronco de cone no terceiro caso de otimização, esta sofreu grandes modificações, posto que o ângulo da parte cônica aumentou de $12,5^\circ$ para $20,0^\circ$ na nova otimização, o que reduziu a altura do tronco de cone para 71,0 mm e corresponde ao tronco de cone encontrado em hidrociclones da família clássica de Rietema. A geometria de Rietema é conhecida por sua grande capacidade de processamento, ou seja, seu reduzido gasto energético.

Logo, a estimativa da otimização semi-contínua para a parte cônica do equipamento mostrou-se mais interessante ou ao menos sinalizou um possível caminho para melhorar os resultados obtidos no terceiro estudo de caso, no intuito de reduzir ainda mais o número de Euler.

Portanto, levando em consideração apenas as mudanças significativas, ou seja, em D_U e θ , a geometria otimizada de forma semi-contínua no terceiro estudo de caso e que foi considerada para os ensaios experimentais encontra-se descrita na Tabela 3.9. A esta nova geometria foi dado o nome de Hidrociclone Geometricamente OTimizado 4 – HGOT4.

Tabela 3.9 – Geometria otimizada de forma semi-contínua para o Caso 3: HGOT4.

HGOT4	Dimensão característica
D_i (mm)	6,3
D_o (mm)	10,5
L (mm)	185,0
h (mm) / H (mm)	114,0 / 71,0
θ ($^\circ$)	20,0
ℓ (mm)	91,2
D_U (mm)	4,4

Tendo em vista os resultados obtidos em ambas otimizações para os três estudos de caso, optou-se por estudar experimentalmente e numericamente as três geometrias estimadas na otimização discreta e a geometria do terceiro caso da otimização semi-contínua, totalizando quatro novos hidrociclones resultantes das otimizações geométricas.

Capítulo 4

FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL E ENSAIOS EXPERIMENTAIS

Neste capítulo são apresentadas informações sobre os métodos utilizados neste trabalho para tratar numericamente o problema físico do escoamento em hidrociclones. Aqui são tratados os problemas computacionais enfrentados durante o desenvolvimento das simulações e a discussão das diferentes malhas construídas para cada equipamento.

Além disso, são apresentados os materiais e métodos utilizados nos ensaios experimentais com os hidrociclones otimizados neste trabalho e com os hidrociclones de melhor desempenho do banco de dados. Também são apresentados e discutidos os resultados experimentais em conjunto com os perfis de velocidade e distribuições de pressão simulados para cada hidrociclone a fim de melhor compreender a influência do escoamento interno sobre as respostas analisadas experimentalmente.

4.1 - Fluidodinâmica Computacional (CFD): Metodologia

Para melhor compreensão do processo de hidrociclonagem, foram realizadas simulações numéricas empregando uma abordagem Euleriana utilizando o *software* Fluent® 12.0.16. O método de resolução das equações de transporte empregado pelo resolvidor baseia-se no método dos volumes finitos – FVM. Portanto, para ser possível a resolução do problema, é necessário criar volumes de controle, i.e. malha computacional, antes de aplicar e resolver numericamente as equações de transporte. Para este trabalho foram conduzidas simulações tridimensionais, transientes e monofásicas, com água a 20°C como fluido de trabalho, uma vez que a suspensão dos ensaios experimentais era diluída (1,0% v/v). As condições de contorno e parâmetros de simulação são discutidos a seguir.

4.1.1 - Condições de contorno e parâmetros de simulação

Foram consideradas condições de contorno de entrada nas simulações os valores de vazão mássica de alimentação dos hidrociclones obtidos experimentalmente na queda de pressão de 177 kPa. Foi escolhida apenas uma queda de pressão, pois o objetivo das simulações foi de esclarecer o comportamento observado nas diferentes respostas obtidas nos ensaios experimentais para cada hidrociclone, baseando-se no comportamento fluidodinâmico da suspensão. Já para as condições de contorno de saída, foi adotada a condição de “*pressure outlet*” nos orifícios de *underflow* e *overflow* com seu valor equivalendo à pressão atmosférica, visto que experimentalmente tais orifícios eram abertos à atmosfera.

Como modelo de turbulência foi escolhido o Modelo dos Tensores de Reynolds (RSM), uma vez que tal modelo trata dos efeitos de curvatura, de vorticidade e das mudanças rápidas na taxa de deformação de forma mais rigorosa do que o modelo clássico $k-\varepsilon$ (WANG *et al.*, 2007). Ainda, segundo o manual do Fluent® e observações da literatura (VIEIRA, 2006), o RSM é o modelo de turbulência mais adequado para tratar de escoamentos turbilhonares como os encontrados em ciclones e hidrociclones (ANSYS, 2009).

O acoplamento pressão-velocidade foi feito utilizando o algoritmo SIMPLE, ao passo que para a discretização dos gradientes foi utilizado o esquema “*Least Squares Cell Based*” e para a discretização da pressão foi empregado o esquema PRESTO!. Como as malhas computacionais foram desenvolvidas com elementos totalmente hexaédricos, foram escolhidos o esquema QUICK para a discretização do momentum e esquema UPWIND de segunda ordem para a interpolação de todas as outras variáveis de espaço (HWANG *et al.*, 2013; GHODRAT *et al.*, 2014b).

Os resíduos foram estabelecidos com um critério de convergência absoluto de 10^{-5} e o passo no tempo (*time-step*) adotado neste trabalho foi de 10^{-5} s, o qual é menor do que a faixa usualmente utilizada na literatura (WANG *et al.*, 2007; KUANG *et al.*, 2012; XU *et al.*, 2012; HWANG *et al.*, 2013; XU *et al.*, 2013; GHODRAT *et al.*, 2014a; GHODRAT *et al.*, 2014b). Todos os casos foram simulados até 2,0 s de tempo de escoamento para se garantir a estabilidade da solução final, uma vez que o fechamento do balanço de massa e estabilização da queda de pressão nas simulações se dão em aproximadamente 0,7 s.

Devido ao desvio dos resultados numéricos em relação aos resultados experimentais de alguns hidrociclones, testes computacionais adicionais foram realizados e encontram-se descritos no Apêndice A. Vale ressaltar que os resultados apresentados no capítulo de Ensaio Experimentais seguiram a metodologia apresentada neste capítulo de Fluidodinâmica Computacional. Na Tabela 4.1 apresenta-se um resumo das condições de contorno e parâmetros utilizados nas simulações numéricas.

Tabela 4.1 – Resumo das condições de contorno e parâmetros de simulação computacional.

Propriedade	Informação
<i>Software</i> utilizado	Fluent 12.0.16
Tipo de resolvidor	<i>Pressure-Based</i>
Regime	Transiente
Gravidade	9,8 m/s
<u>Única</u> fase fluida	Água líquida a 20°C
Densidade do fluido	998,2 kg/m ³
Viscosidade do fluido	1,003e-3 kg/(m.s)
Modelo de turbulência	RSM
Condição de contorno na entrada	Vazão mássica de alimentação
Condição de contorno nas saídas	Pressão atmosférica
Valor da pressão atmosférica	101325 Pa
Condição nas paredes	Não aderência (<i>no-slip</i>) e tubo liso ($\epsilon=0$)
Acoplamento Pressão-Velocidade	SIMPLE
Discretização dos Gradientes	<i>Least Squares Cell Based</i>
Discretização da Pressão	PRESTO!
Discretização do Momento	QUICK

Continua

Continuação

Propriedade	Informação
Discretização da Energia Cinética	
Turbulenta, Taxa de Dissipação	<i>Second Order Upwind</i>
Turbulenta e Tensores de Reynolds	
Formulação transiente	Implícita de 1ª ordem
Critério Absoluto de Convergência	1e-5
<i>Time-step</i>	1e-5 s
Número máximo de iterações por <i>time-step</i>	150

4.1.2 - Malhas computacionais

Utilizando o *software* comercial Gambit® 2.3.16, foram realizados testes de independência de malha, para isso foram desenvolvidas três malhas totalmente hexaédricas para cada hidrociclone. A título de exemplo, os detalhes de uma das malhas desenvolvidas para o HGOT1 são mostrados na Figura 4.1.

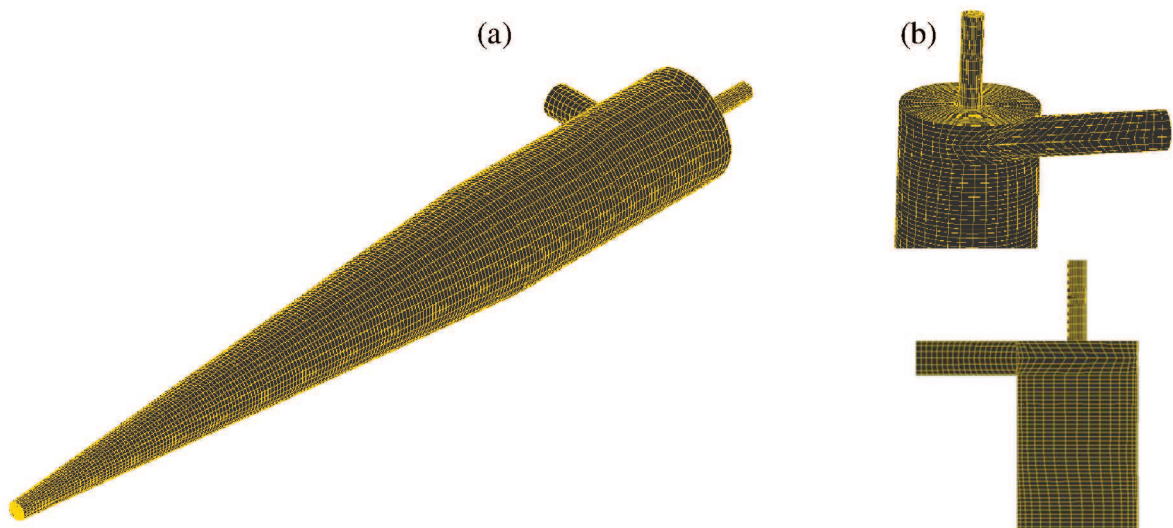


Figura 4.1 – Detalhes da malha computacional desenvolvida para o hidrociclone HGOT1: (a) visão geral e (b) detalhes laterais.

Essas malhas foram submetidas à resolução numérica com os mesmos parâmetros de simulação e às mesmas condições de contorno (Seção 4.1.1), alterando-se apenas o tamanho das células computacionais das malhas, como mostrado na Tabela 4.2. Tal procedimento foi feito com o intuito de garantir que os resultados fossem independentes da malha computacional (TANG *et al.*, 2015).

Tabela 4.2 – Número de células computacionais das malhas desenvolvidas para os Hidrociclones Geometricamente Otimizados.

Malha	HGOT1	HGOT2	HGOT3	HGOT4
1	98716	60788	123880	139118
2	149076	73810	156712	153986
3	171674	104302	186808	201884

Os resultados de razão de líquido e queda de pressão foram monitorados por 2,0 s em intervalos de 0,1 s para todas as malhas, a fim de se investigar a estabilidade da resposta. Os resultados obtidos numericamente dessas duas respostas para cada hidrociclone são mostrados nas Figuras 4.2 a 4.9.

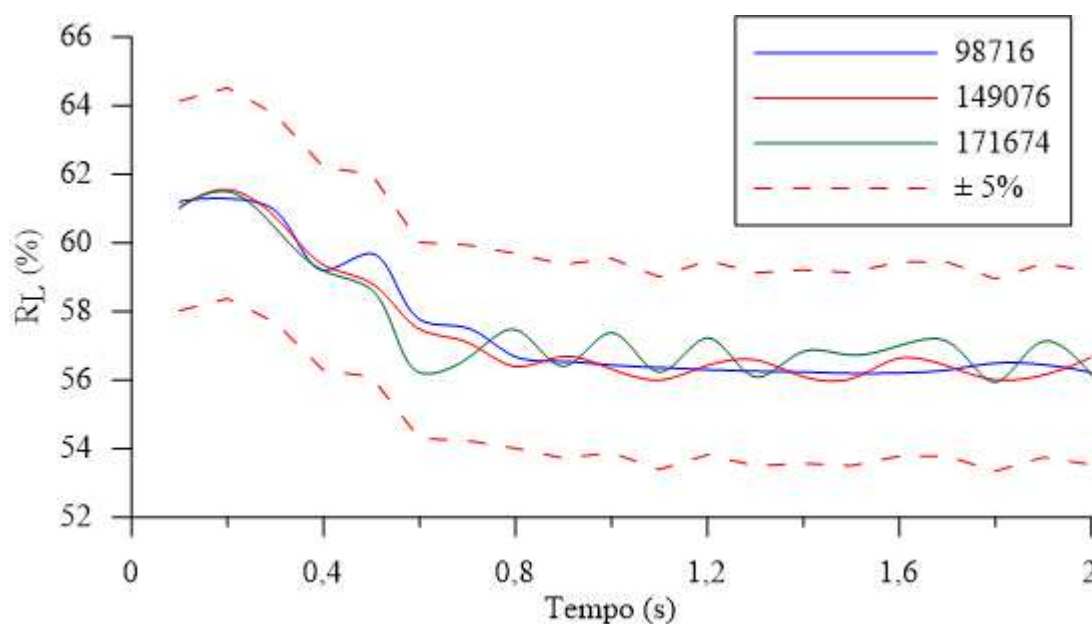


Figura 4.2 – Resultados simulados de razão de líquido para diferentes malhas do hidrociclone HGOT1.

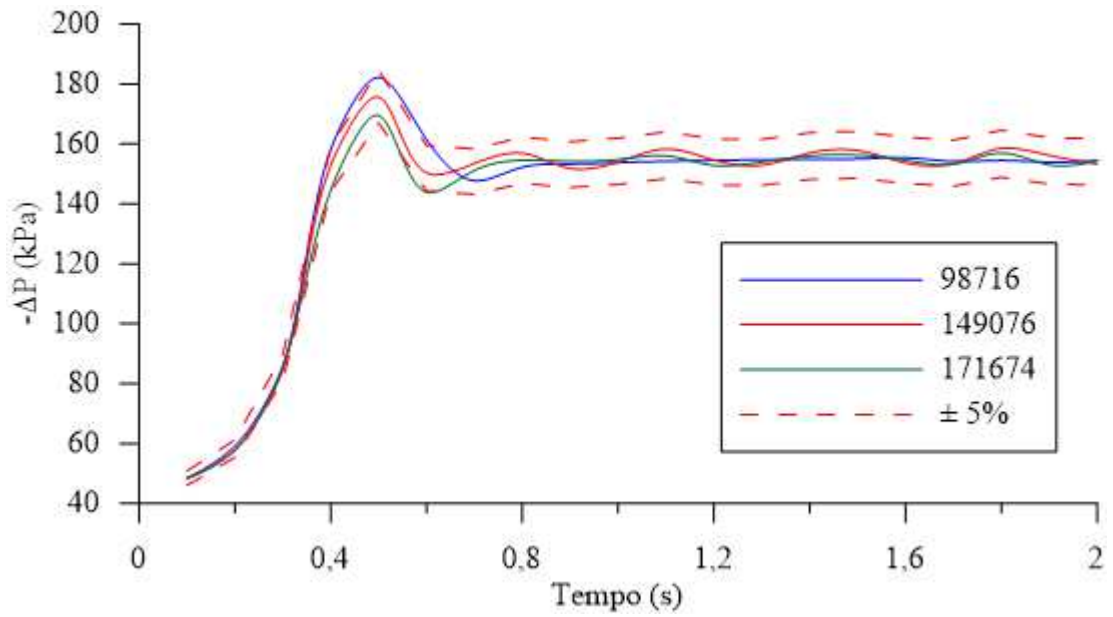


Figura 4.3 – Resultados simulados de queda de pressão para diferentes malhas do hidrociclone HGOT1.

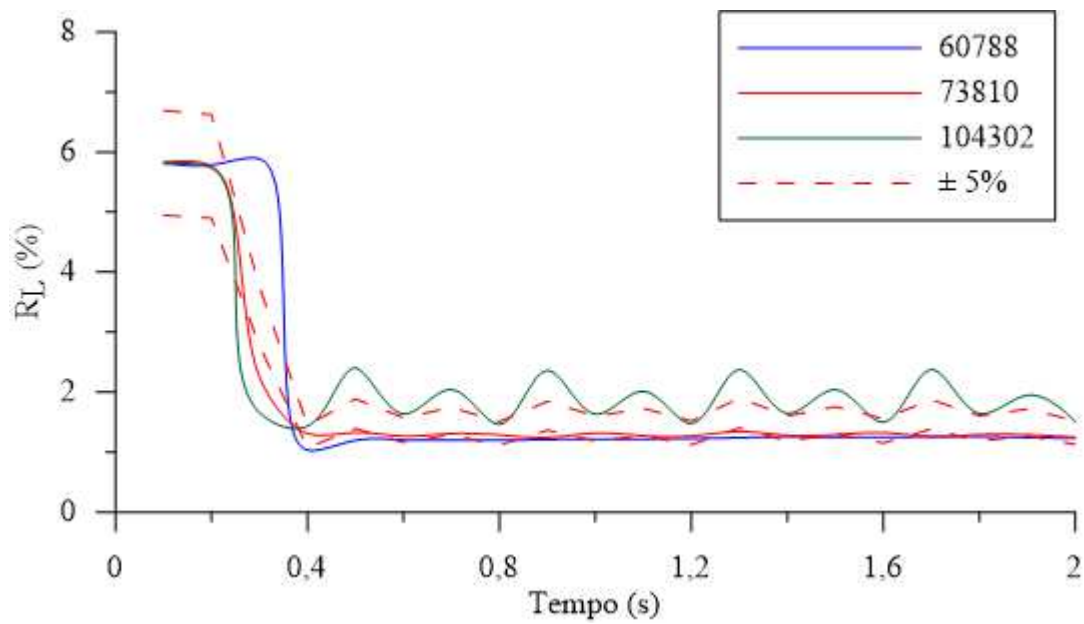


Figura 4.4 – Resultados simulados de razão de líquido para diferentes malhas do hidrociclone HGOT2.

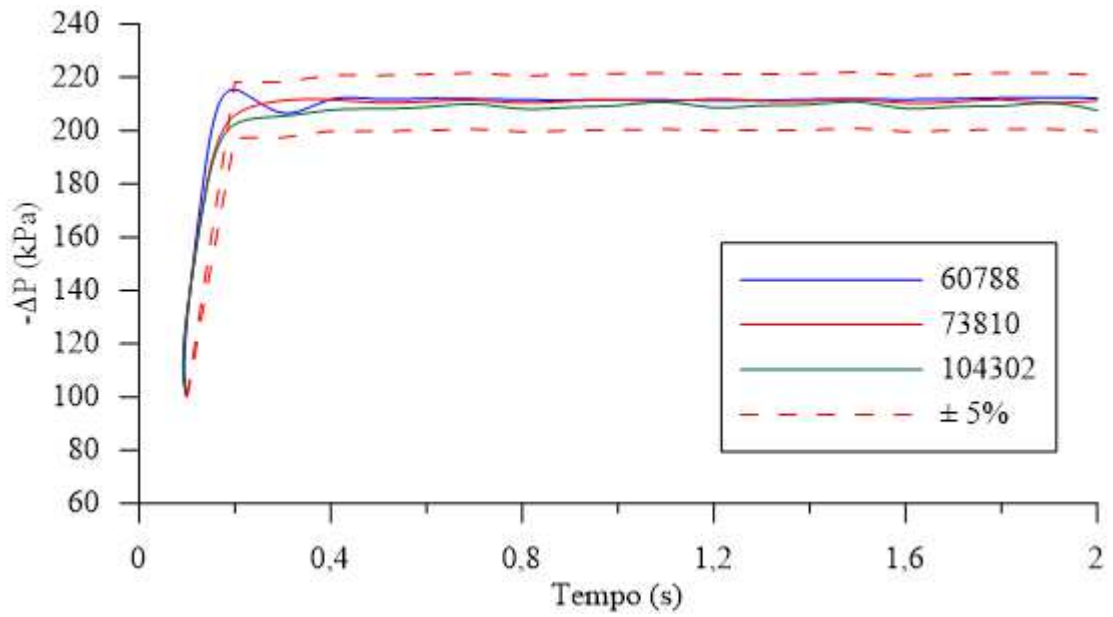


Figura 4.5 – Resultados simulados de queda de pressão para diferentes malhas do hidrociclone HGOT2.

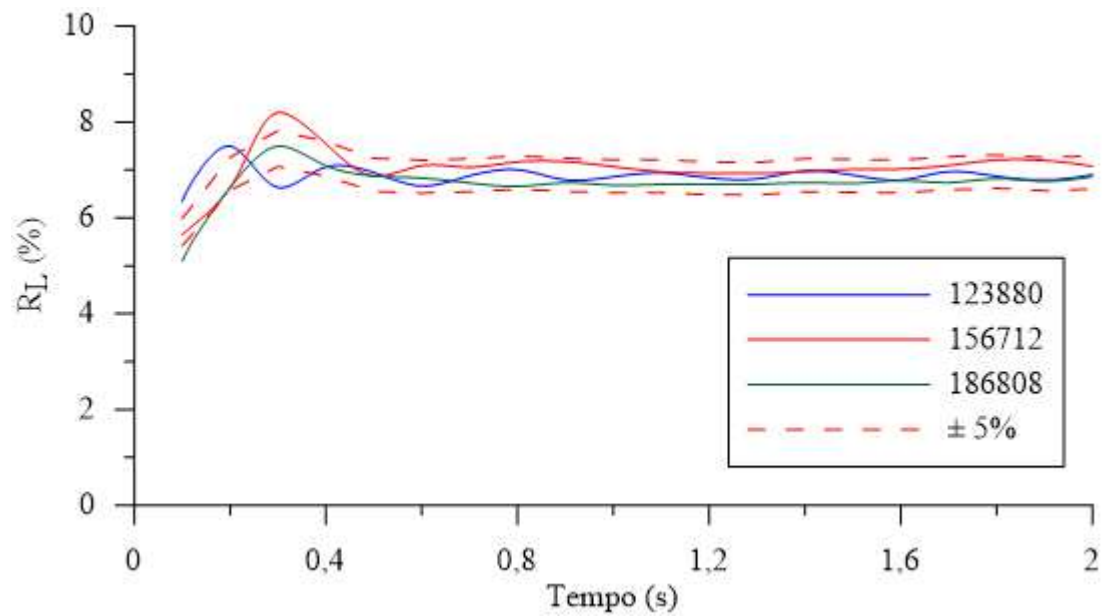


Figura 4.6 – Resultados simulados de razão de líquido para diferentes malhas do hidrociclone HGOT3.

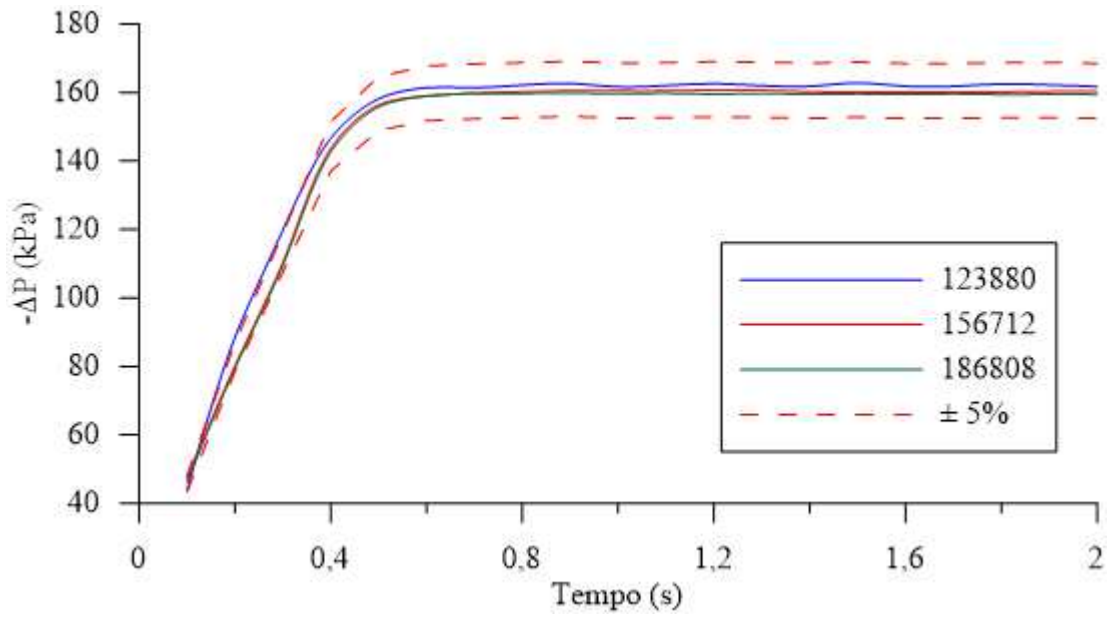


Figura 4.7 – Resultados simulados de queda de pressão para diferentes malhas do hidrociclone HGOT3.

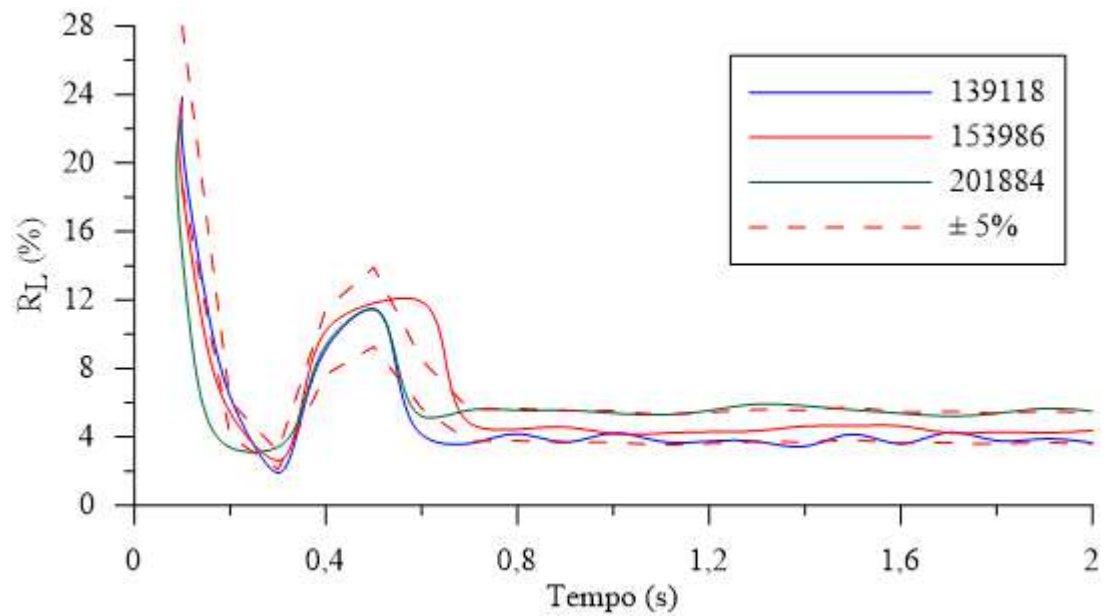


Figura 4.8 – Resultados simulados de razão de líquido para diferentes malhas do hidrociclone HGOT4.

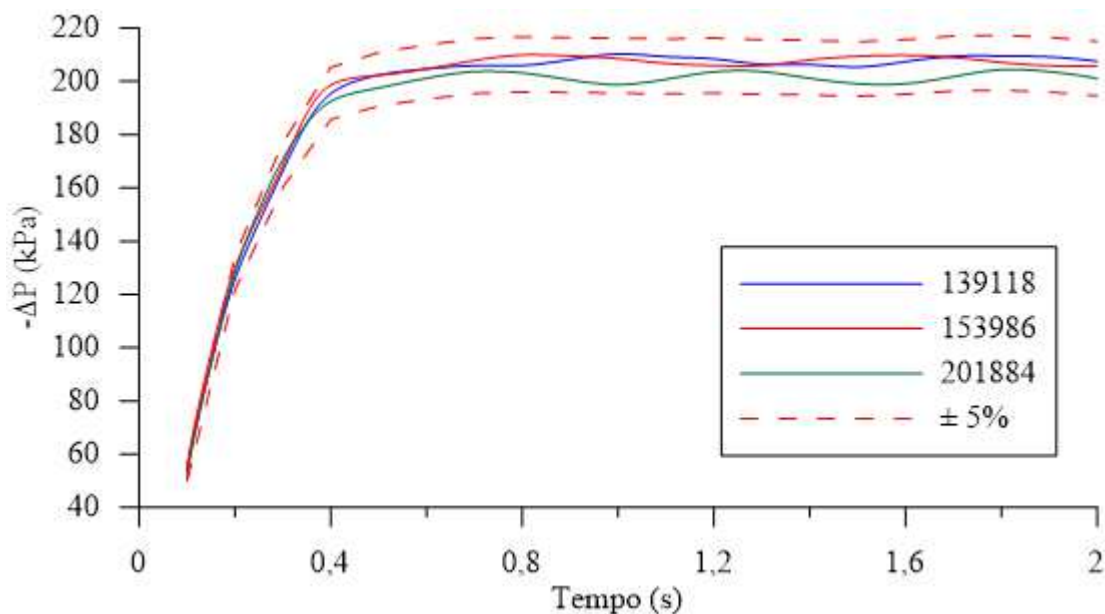


Figura 4.9 – Resultados simulados de queda de pressão para diferentes malhas do hidrociclone HGOT4.

Pode-se notar que à medida que se diminuem os valores de razão de líquido estimados pelo resolvidor numérico, maiores são as variações esperadas nessa resposta devido à menor ordem de grandeza dos resultados, tal como observado para as geometrias HGOT2 e HGOT4 (Figura 4.4 e Figura 4.8, respectivamente). Os demais resultados simulados para a razão de líquido, bem como todos os resultados de queda de pressão se estabilizaram dentro de uma faixa de $\pm 5\%$ em torno da média após 0,7 s de simulação. Em todas as simulações a vazão mássica de entrada foi igual à soma das vazões mássicas de saída.

Além dos quatro hidrociclones descritos na seção de Otimização Geométrica, uma quinta configuração foi proposta baseada nos resultados experimentais tendo como base a geometria HGOT3, mas alterando-se o diâmetro de *underflow* para 3,0 mm. As causas que levaram à escolha dessa geometria serão discutidas na seção de Resultados e Discussão deste Capítulo (Seção 4.3). Para este novo equipamento foram desenvolvidas malhas computacionais de mesmo tamanho que aquelas feitas para a configuração de $D_U = 5,0$ mm e os resultados dos testes de independência de malha são mostrados nas Figuras 4.10 e 4.11.

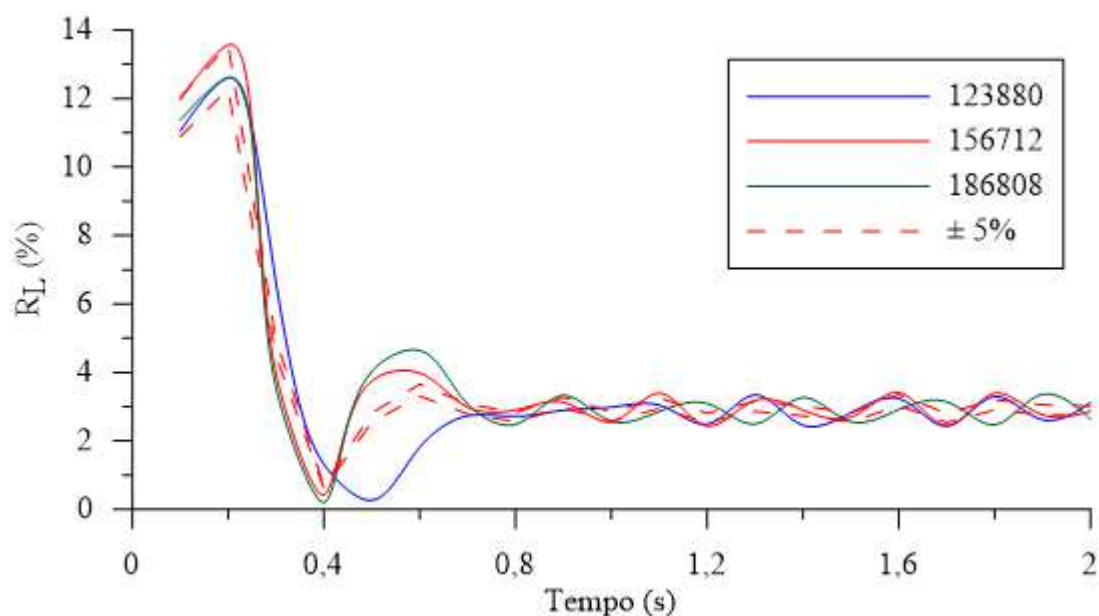


Figura 4.10 – Resultados simulados de razão de líquido para diferentes malhas do hidrociclone HGOT3 com $D_U = 3,0$ mm.

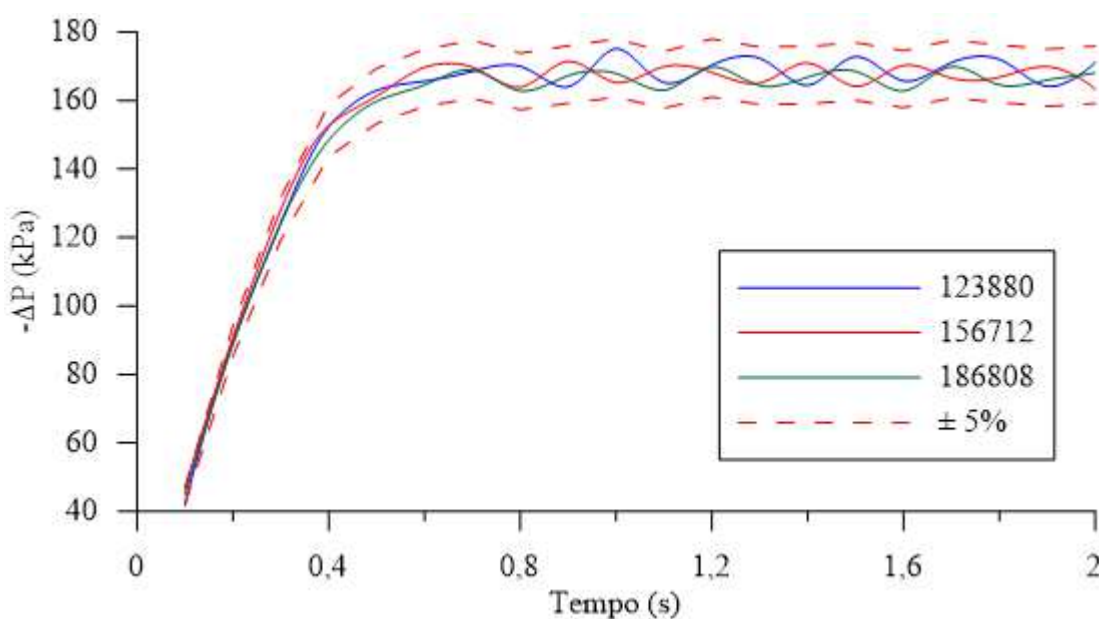


Figura 4.11 – Resultados simulados de queda de pressão para diferentes malhas do hidrociclone HGOT3 com $D_U = 3,0$ mm.

Mais uma vez, nota-se que devido à pequena ordem de grandeza da razão de líquido, houve uma maior variação dessa resposta em torno de uma média, estabilizando-se após 0,7 s de simulação e fechando o balanço material no equipamento. Já a queda de pressão se estabilizou dentro de uma faixa de $\pm 5\%$ em torno da média após o mesmo tempo de simulação.

Desse modo, é possível inferir que os resultados numéricos são independentes das malhas computacionais utilizadas neste estudo.

Ainda com a finalidade de comparação, os melhores hidrociclones do banco de dados também foram simulados utilizando as novas vazões mássicas determinadas experimentalmente neste trabalho e malhas computacionais de mesmo tamanho daquelas reportadas na literatura que deu origem ao banco de dados: 107000 células para o HCOT1 e 190000 células para o HCOT3 (KYRIAKIDIS, 2014).

Para a apresentação dos resultados numéricos na forma gráfica, foi feito um plano γ paralelo ao duto de alimentação do equipamento e passando exatamente pelo eixo principal dos hidrociclones, dividindo-o longitudinalmente em duas partes assimétricas, como mostrado na Figura 4.12.

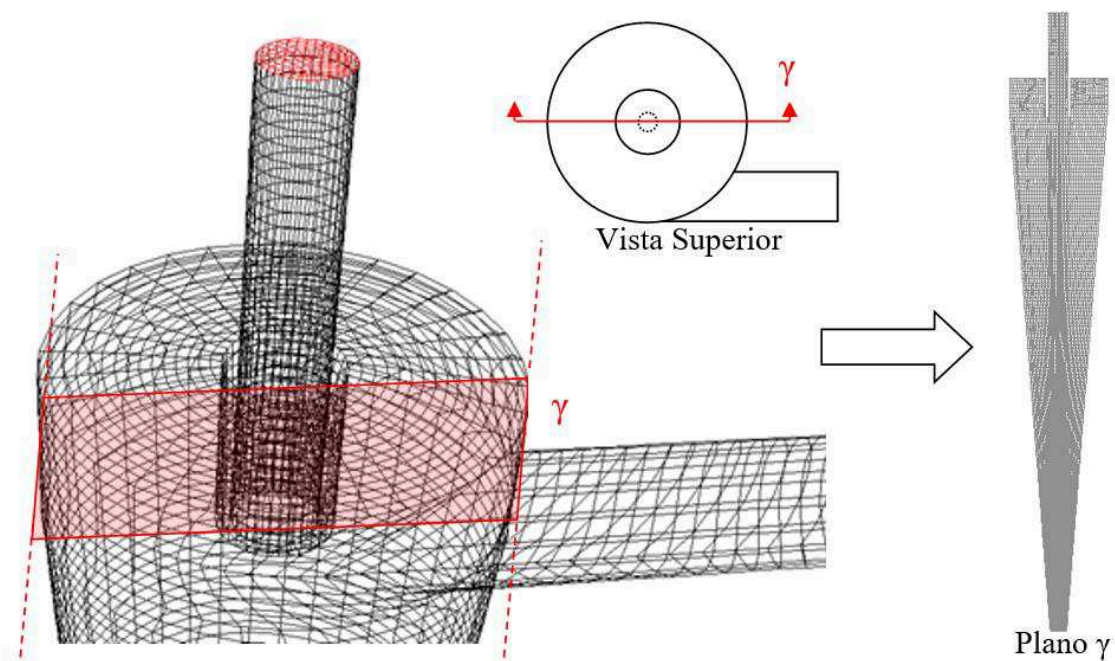


Figura 4.12 – Plano para a apresentação dos resultados numéricos na forma gráfica.

4.2 - Ensaios Experimentais: Materiais e Métodos

Nesta seção são apresentadas informações sobre os materiais utilizados nos ensaios experimentais, bem como detalhes sobre os métodos empregados na abordagem experimental e os procedimentos para as estimativas das respostas associadas à operação de hidrociclonagem.

4.2.1 - Material particulado

O material particulado empregado nos ensaios experimentais foi gentilmente cedido pela empresa ANEX Mineração, sediada em Itabirito (MG). Tal material é comercializado sob o nome de “quartzito” e, segundo análises fornecidas pela própria empresa, esse material é composto por 95% de sílica (SiO_2) e 5% de impurezas diversas. Para determinação da densidade do material, foram feitos testes de picnometria por deslocamento de gás hélio, realizados no equipamento *AccuPyc 1330* da *Micromeritics*[®] devidamente instalado e calibrado no Laboratório de Separação Sólido-Fluido da FEQUI/UFU. Após análises em triplicata, a densidade real do material particulado obtida foi $2740,0 \pm 0,5 \text{ kg/m}^3$.

O “quartzito” foi recebido pela Universidade apresentando uma grande heterogeneidade de tamanho. Portanto, para homogeneizar o material e adequá-lo aos ensaios experimentais, foi necessária sua moagem em um moinho de bolas, até que se alcançasse uma distribuição granulométrica que possibilitasse a diferenciação de performance dos hidrociclones (η menor do que 100%).

O moinho de bolas utilizado era constituído por um vaso cerâmico de 0,20 m de diâmetro e 0,30 m de comprimento. Por batelada, 75 bolas de cerâmica com 0,04 m de diâmetro eram adicionadas no recipiente junto com 4,0 kg do material a ser moído e o motor utilizado na rotação do vaso cerâmico provia uma rotação constante de 23 rpm. Nessas condições, foram necessárias de 48 a 72 h de moagem por batelada para atingir-se a distribuição granulométrica do material utilizado nos ensaios experimentais, conforme mostrado na Figura 4.13. A distribuição granulométrica foi medida por meio de técnicas de difração de raios laser, com o equipamento *MasterSizer Microplus* da marca *Malvern*. O procedimento padrão para utilização do equipamento é descrito no Anexo A (KYRIAKIDIS, 2014). Vale ressaltar que foi utilizado o índice de refração da sílica na sua forma de quartzo dispersa na água, com o valor igual a 1,544, conforme instrui o manual do equipamento.

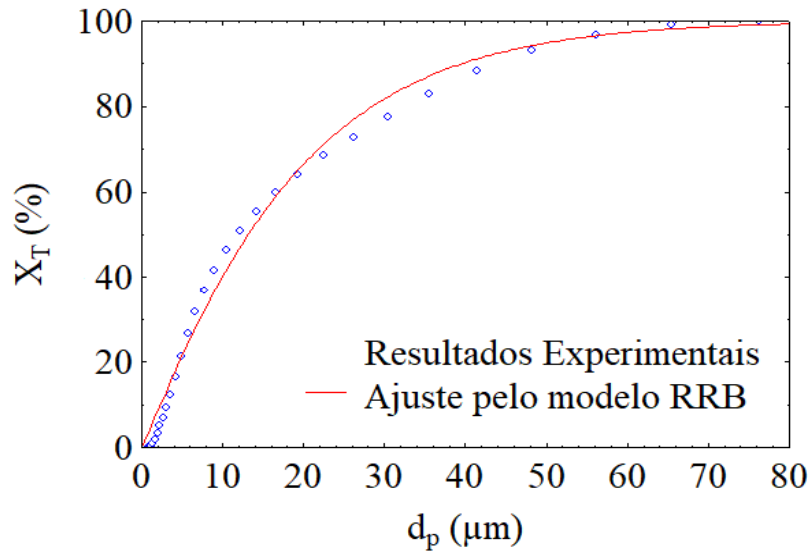


Figura 4.13 – Distribuição granulométrica do material particulado.

O modelo de distribuição RRB (*Rosin-Rammler-Bennet*) foi ajustado aos dados granulométricos utilizando o software Statistica® 7.1. Com um coeficiente de correlação quadrática igual a 0,9894, a equação ajustada é apresentada na Equação 4.1.

$$X_T = 1 - \exp \left[- \left(\frac{d_p}{18,39} \right)^{1,09} \right] \quad (4.1)$$

4.2.2 - Hidrociclones

Os hidrociclones otimizados neste trabalho foram construídos segundo um esquema modular, isto é, as peças foram produzidas separadamente e acopladas por sistemas de rosca e travas mecânicas. Foram construídas peças de corpo de cilindro (Figura 4.14 (a)), dutos de alimentação (Figura 4.14 (b)), dutos de *overflow/vortex finder* (Figura 4.14 (c)), orifícios de *underflow* (Figura 4.14 (d)) e troncos de cone (Figura 4.14 (e)). As peças dos cilindros e dos dutos foram fabricadas em aço inoxidável devido à necessidade de soldagem em certas partes da peça de cilindro. Já os troncos de cone foram fabricados em latão, pois este material é de fácil usinagem. Em virtude da intensa abrasão no orifício de *underflow*, o mesmo foi fabricado em um material mais resistente: Teflon®.

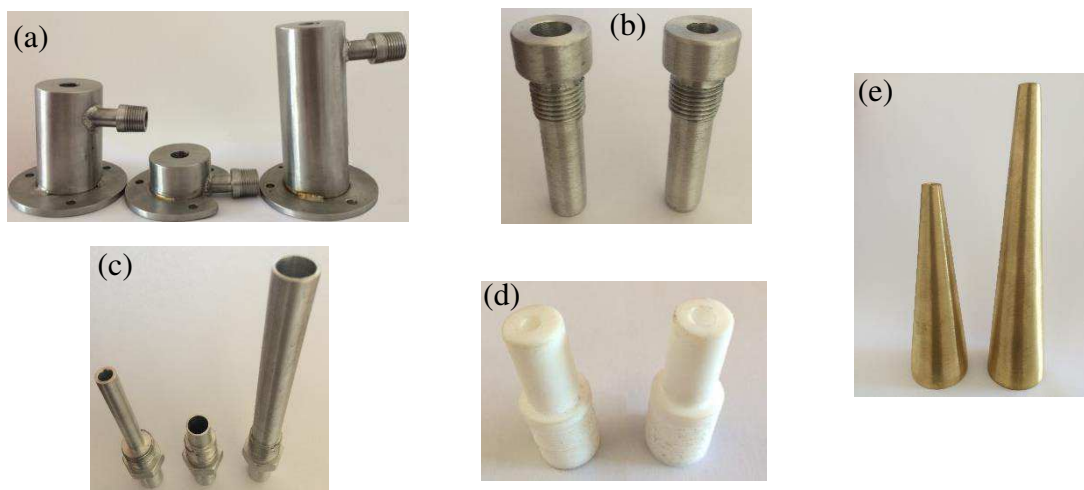


Figura 4.14 – Peças dos hidrociclones fabricadas: (a) cilindros, (b) dutos de alimentação, (c) dutos de *overflow* com *vortex finder*, (d) orifícios de *underflow* e (e) troncos de cone.

As geometrias dos hidrociclones otimizados neste trabalho foram descritas na Seção de Resultados e Discussão da Otimização Geométrica (Seção 3.2). Logo, aqui são apresentadas apenas as imagens dos hidrociclones devidamente montados (Figura 4.15).

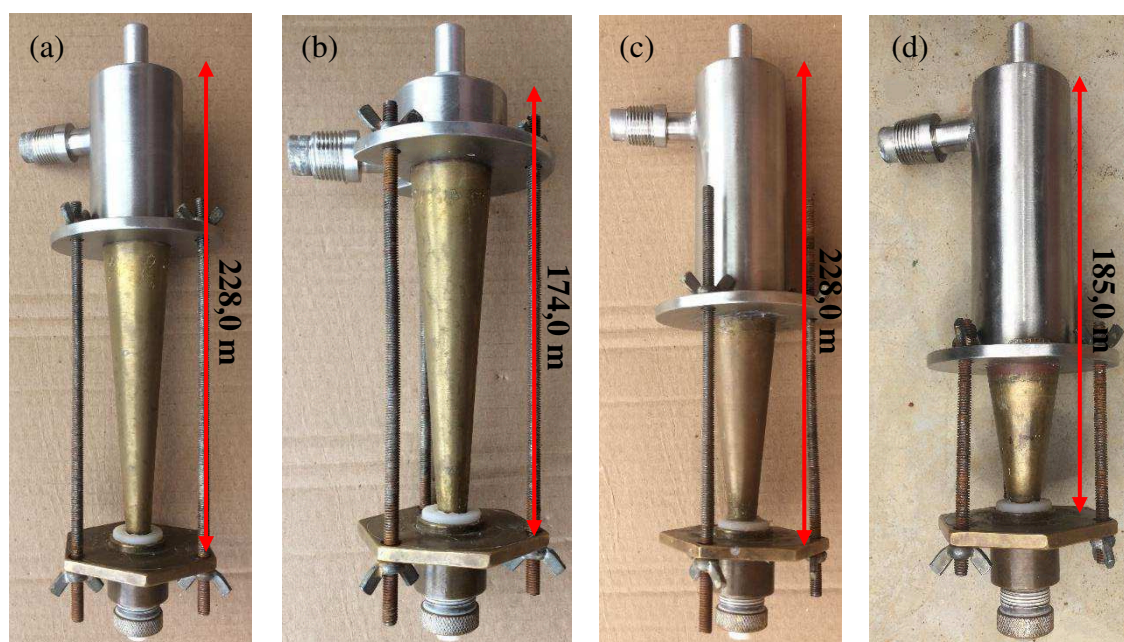


Figura 4.15 – Hidrociclones: (a) HGOT1, (b) HGOT2, (c) HGOT3 e (d) HGOT4.

A título de comparação, além das geometrias otimizadas neste trabalho, foram realizados novos ensaios experimentais com os hidrociclones de melhor desempenho do banco de dados. Devido à grande variabilidade de materiais e distribuições granulométricas dos experimentos da literatura, as geometrias do banco de dados que serviram de comparação

aos equipamentos deste estudo foram novamente analisadas e submetidas às mesmas condições operacionais dos hidrociclones desta tese para, assim, ser possível fazer as comparações apresentadas na seção de Resultados e Discussão deste Capítulo (Seção 4.3).

Como foram realizados três estudos de caso, foram escolhidos três hidrociclones da literatura pesquisada, um para comparação com cada caso. Para o primeiro estudo de caso procurou-se o hidrociclone de maior eficiência total da literatura pesquisada. Para isso foram plotados os resultados de eficiência total de todos os equipamentos do banco de dados (Figura 4.16) e observou-se que o hidrociclone de número 6 (HCOT1 com $D_U = 5,0$ mm e $\ell = 6,5$ mm) dos estudos de Silva (2012) e Kyriakidis (2014) correspondia ao equipamento de maior η (99,99%), sendo, portanto, a geometria escolhida para a comparação dos resultados da otimização de maximização da eficiência total.

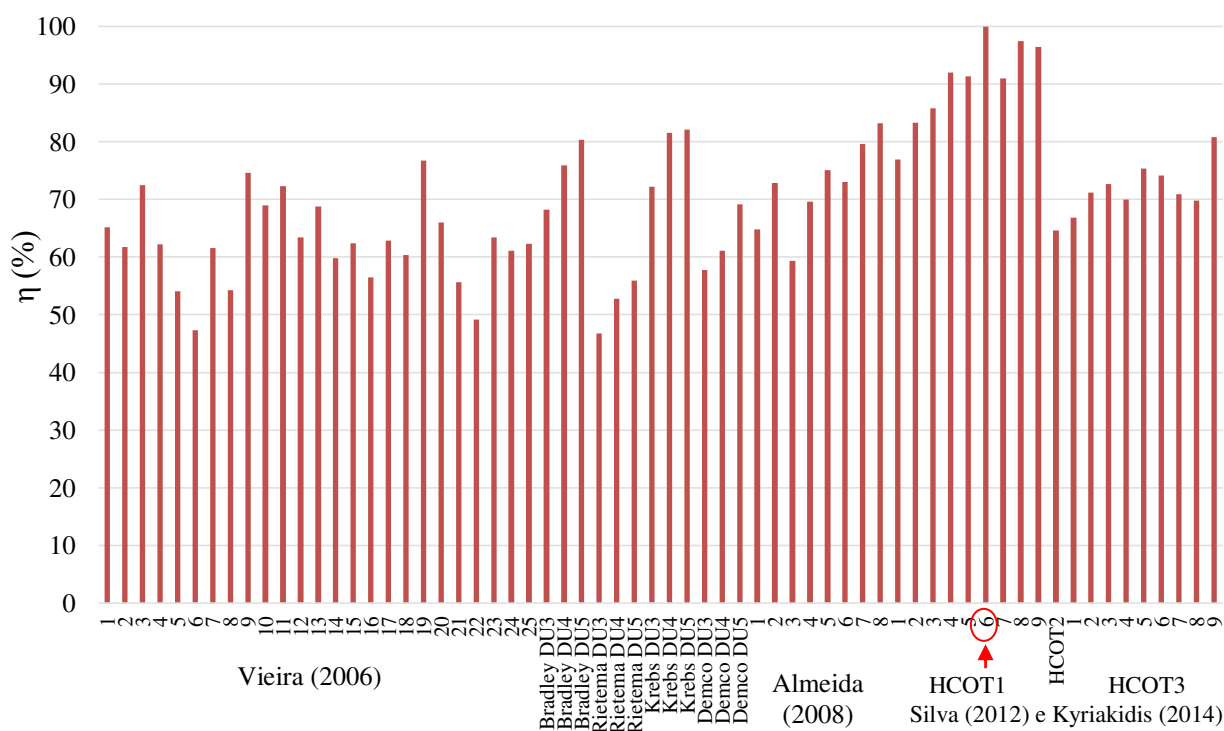


Figura 4.16 – Eficiência total dos hidrociclones do banco de dados.

Para o segundo estudo de caso, foi gerado o gráfico de razão de líquido dos resultados documentados dos hidrociclones do banco de dados – Figura 4.17. De acordo com a base de dados gerada, a configuração de menor valor de razão de líquido ($R_L = 0,90\%$) foi aquela estudada por Silva (2012) e Kyriakidis (2014) correspondendo ao equipamento HCOT3 com $D_U = 3,0$ mm e $\ell = 12,0$ mm (número 7 na Figura 4.17).

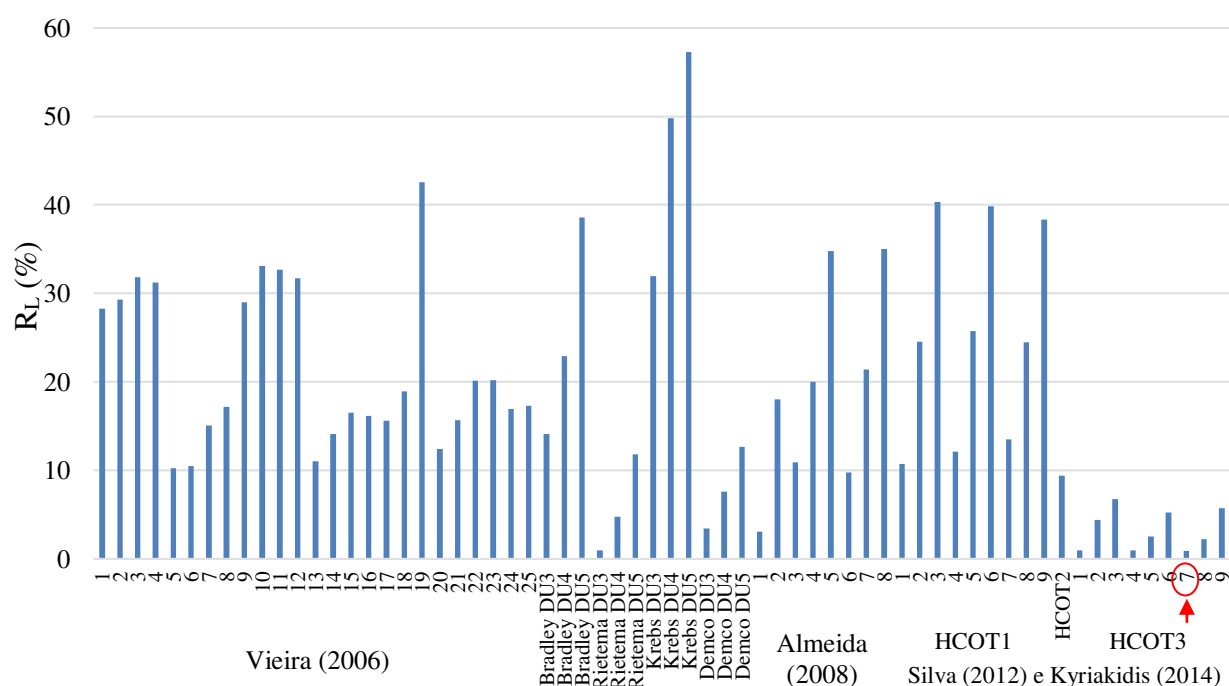


Figura 4.17 – Razão de líquido dos hidrociclones do banco de dados.

Por fim, para o terceiro estudo de caso também foi gerado um gráfico, mas dessa vez de número de Euler dos hidrociclones documentados no banco de dados – Figura 4.18. De acordo os resultados da literatura, a configuração de menor valor de número de Euler ($Eu = 819$) também foi estudada por Silva (2012) e Kyriakidis (2014) correspondendo ao equipamento HCOT3 com $D_U = 5,0$ mm e $\ell = 12,0$ mm (número 9 na Figura 4.18).

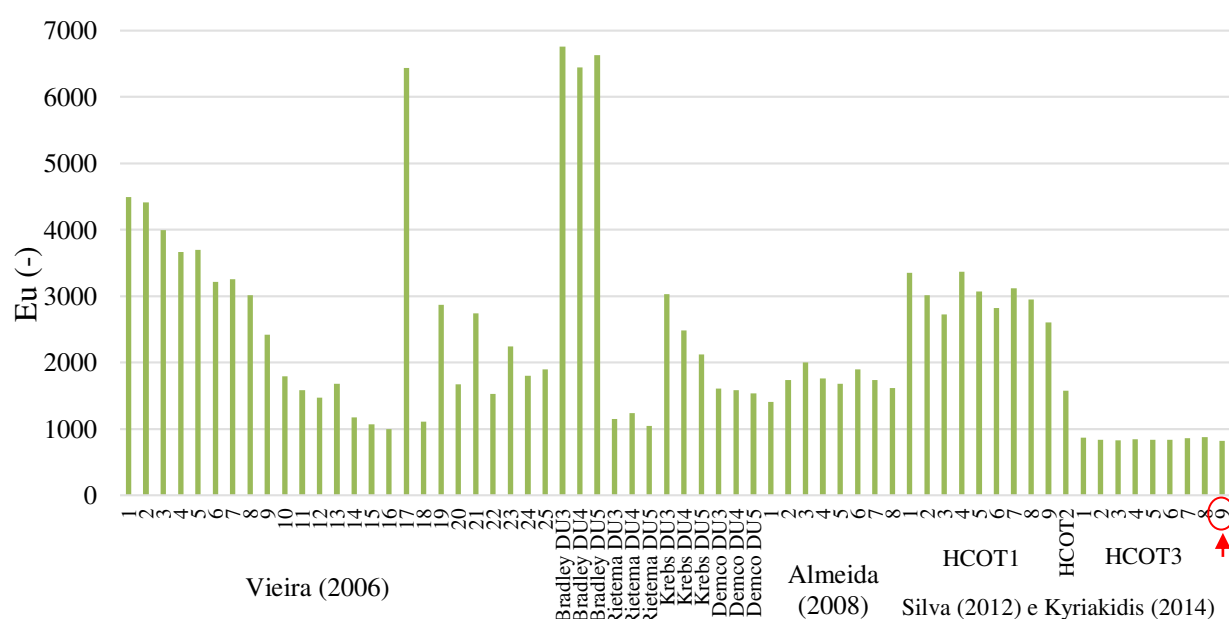


Figura 4.18 – Número de Euler dos hidrociclones do banco de dados.

Assim, as geometrias de melhor desempenho catalogadas no banco de dados são apresentadas na Tabela 4.3 (SILVA, 2012; KYRIAKIDIS, 2014). Para estes hidrociclones, as mesmas peças fabricadas pelos autores anteriores foram resgatadas e utilizadas nos novos ensaios experimentais. Já as malhas computacionais para simulação numérica foram concebidas com o mesmo número de células utilizadas pelos autores (107000 células para o HCOT1 e 190000 células para o HCOT3).

Tabela 4.3 – Geometrias de melhor desempenho catalogadas no banco de dados (SILVA, 2012; KYRIAKIDIS, 2014).

	Estudos de caso		
	Maximizar η	Minimizar R_L	Minimizar Eu
Melhor hidrociclone da literatura	HCOT1	HCOT3	HCOT3
Diâmetro da parte cilíndrica (mm)	30,0	30,0	30,0
Diâmetro da alimentação (mm)	7,8	7,8	7,8
Diâmetro do duto de <i>overflow</i> (mm)	5,7	10,5	10,5
Comprimento total (mm)	169,0	228,0	228,0
Comprimento do cilindro (mm)	10,0	69,0	69,0
Ângulo do tronco de cone (°)	9,0	9,0	9,0
Comprimento do <i>vortex finder</i> (mm)	6,5	12,0	12,0
Diâmetro do <i>underflow</i> (mm)	5,0	<u>3,0</u>	<u>5,0</u>

4.2.3 - Unidade Experimental

A unidade experimental utilizada neste trabalho (Figura 4.19) encontra-se instalada no Laboratório de Separação e Energias Renováveis (LASER) da FEQUI/UFU, bloco 1Z-B 109. Na unidade havia um tanque para armazenamento da suspensão (1), a qual era homogeneizada por um agitador mecânico (2) e ganhava energia de pressão através uma bomba centrífuga (3) que impulsionava a suspensão para as linhas de alimentação do hidrociclone (A) e *bypass* (B). É importante ressaltar que a partida de bombas centrífugas deve sempre ser feita em condição de *shut-off*, ou seja, com as válvulas de descarga da bomba semi-fechadas (apenas $\frac{3}{4}$ de volta) e, portanto, situação de bomba operando com vazão próxima de zero (PEREIRA, 2018).



Figura 4.19 – Unidade experimental (Adaptado: SALVADOR, 2013).

Um medidor de vazão do tipo *Coriolis* (4) fazia a leitura da vazão de alimentação do hidrociclone e a pressão na linha de alimentação era aferida por um manômetro de *Bourdon* digital (5) instalado imediatamente antes do duto de alimentação do hidrociclone (6). As quedas de pressão desejadas eram alcançadas alterando-se a quantidade de suspensão que passava pelo duto de *bypass*. Para isto, manipulavam-se as válvulas globo (g1) e gaveta (g2) e visualizava-se a pressão exibida no *display* do manômetro. Por fim, estabilizada a pressão desejada, dava-se início ao procedimento experimental e à coleta de amostras.

Maiores detalhes acerca das principais partes componentes da unidade experimental enumeradas na Figura 4.19 são apresentados nas próximas subseções.

4.2.4 - Reservatório para Armazenamento da Suspensão

O tanque para o armazenamento da suspensão foi fabricado em polietileno e possui um volume útil de 250 L. Para garantir a homogeneização da mistura, foi utilizado um par de chicanas e um agitador (1,5 cv), o qual era operado à rotação constante de 720 rpm (rotação aferida por meio de tacômetro digital).

4.2.5 - Bomba Centrífuga

Para o fornecimento de energia de pressão à suspensão, foi utilizada uma bomba centrífuga da fabricante *Weir Minerals* com rotor e revestimentos em alto cromo (Modelo 1,5/1B-AH), resistente à abrasão, desgaste e corrosão, própria para o bombeamento de polpas abrasivas. Com uma potência de 5 cv, fornecia energia suficiente para alcançar toda a faixa de queda de pressão requerida neste estudo (de 88 a 177 kPa), desde que sua partida fosse feita apropriadamente, em modo de *shut-off* (PEREIRA, 2018).

4.2.6 - Medidor de Taxa Mássica

O medidor de taxa mássica utilizado foi do tipo *Coriolis*, da fabricante *Metroval*, modelo RHM08-3FS1PN (Figura 4.20). Segundo o manual do equipamento, a faixa de operação do medidor é de 300 a 1800 kg/h e o mesmo suporta pressões de até 1,55 MPa, ou seja, as condições de operação planejadas neste estudo estão dentro das capacidades do equipamento.



Figura 4.20 – Medidor de vazão tipo *Coriolis*: (I) sensor instalado na linha e (II) *display* com dados de vazão mássica (Adaptado: SALVADOR, 2013).

4.2.7 - Manômetro de *Bourdon* Digital

A faixa de operação do medidor de pressão utilizado é de 0 a 700 kPa. O valor aferido no manômetro corresponde à queda de pressão no interior do equipamento, visto que as correntes de *overflow* e *underflow* são descarregadas à pressão atmosférica. Logo, a queda de pressão utilizada nos cálculos foi a mesma lida no *display* do manômetro.

4.2.8 - Procedimento Experimental

Neste trabalho foram avaliadas quatro quedas de pressão: 88, 118, 147 e 177 kPa. Com relação à suspensão utilizada nos ensaios experimentais, a mesma foi preparada e constantemente ajustada para que sua concentração volumétrica estabilizasse em aproximadamente 1,0%, com variações de no máximo $\pm 0,1$ p.p.

A metodologia da realização dos ensaios experimentais era a seguinte: inicialmente ligava-se o agitador mecânico e aguardava-se a suspensão ser homogeneizada. Em seguida, ligava-se o medidor de vazão e o manômetro de *Bourdon*, que nesse estado sempre se encontravam zerados, indicando a boa calibração desta instrumentação. Logo após, abria-se a válvula do tipo esfera para liberar a passagem do fluido pela bomba centrífuga e mantinha-se aberta em apenas $\frac{3}{4}$ de volta a válvula gaveta do *bypass*, deixando a válvula globo de alimentação do hidrociclone completamente fechada e assim fazendo com que a bomba centrífuga partisse em modo de *shut-off* (vazão aproximadamente igual a zero). O controle de pressão (e vazão) de alimentação do hidrociclone era feito utilizando-se simultaneamente as válvulas globo e gaveta, ou seja, diminuindo ou aumentando a quantidade de suspensão que retornava ao tanque de armazenamento.

Uma vez fixada a queda de pressão desejada, media-se a temperatura da suspensão no tanque com um termômetro de bulbo com precisão de $\pm 1,0$ °C a fim de se determinar a densidade e a viscosidade do fluido. Então, lia-se a vazão mássica de alimentação do hidrociclone através do medidor de vazão, fazendo algumas amostragens por técnicas gravimétricas a fim de testar a calibração do aparelho, e a vazão mássica da corrente de *underflow* era determinada por meio de coleta e pesagem de amostras com o auxílio de um cronômetro ($\pm 0,01$ s) e balança com precisão de $\pm 0,01$ g.

Em seguida, coletavam-se três amostras da corrente de alimentação do hidrociclone e três amostras da corrente de *underflow* para análise gravimétrica. A massa dos béqueres era previamente aferida e a massa total de suspensão coletada era determinada. Essas amostras eram armazenadas em uma estufa por 24 h à temperatura de 105°C e então a massa de sólidos secos era aferida. Tal procedimento foi utilizado na determinação das concentrações mássicas e volumétricas de ambas correntes.

Além das amostras para análise gravimétrica, eram coletadas ainda três alíquotas de suspensão do tanque de armazenamento e da corrente de *underflow* de cada hidrociclone. Essas alíquotas eram alimentadas, uma por vez, no analisador de partículas a *laser Mastersizer Microplus*® (procedimento descrito no Anexo A). Os resultados obtidos no analisador de partículas foram tratados por meio de técnicas de regressão não-linear no *software Statistica*® para ajuste e determinação dos parâmetros do modelo RRB.

O procedimento descrito repetiu-se por completo para todas as quedas de pressão em todas as geometrias estudadas experimentalmente neste trabalho. Adicionalmente, alguns ensaios experimentais foram replicados, a fim de se verificar a variabilidade da metodologia, cujos valores de desvio das respostas estão contidos na Tabela 4.4.

Os desvios amostrais apresentados na Tabela 4.4 foram calculados através da razão entre o desvio padrão de cada grandeza e a média da mesma. Nota-se que o desvio da medida foi mais significativo para a resposta diâmetro de corte reduzido, uma vez que há maior dificuldade de amostragem para o cálculo desta resposta devido à grande extensão de tamanhos de partículas empregadas neste estudo.

Tabela 4.4 – Desvios experimentais.

Respostas	Desvio
Q	1,22%
Eu	1,51%
R _L	0,18%
Cv _U	3,58%
η	1,95%
d' ₅₀	10,02%

4.3 - Resultados e Discussão

Nesta seção são apresentados e discutidos os resultados experimentais e simulados. Para garantir uma melhor compreensão, os resultados foram expostos em 4 comparativos entre os hidrociclones otimizados nesta tese com os hidrociclones reportados na literatura pesquisada. Vale ressaltar que todas as geometrias apresentadas nesta seção foram submetidas às mesmas análises experimental e numérica no decorrer do presente trabalho, ou seja, mesmo material particulado, condições operacionais e de simulação. Portanto, os experimentos com os melhores hidrociclones do banco de dados foram completamente refeitos.

Foram feitos 4 comparativos para a geometrias resultantes das otimizações discreta e semi-contínua (com objetivo de minimizar o número de Euler), dispostos da seguinte maneira:

1. Comparativo 1 – Caso 1: maximizar a eficiência total
 - HGOT1 (resultante da otimização discreta deste trabalho)
 - HCOT1 (maior η dentre os hidrociclones do banco de dados)
2. Comparativo 2 – Caso 2: minimizar a razão de líquido
 - HGOT2 (resultante da otimização discreta deste trabalho)
 - HCOT3 com $D_U = 3,0$ mm (menor R_L dentre os hidrociclones do banco de dados)
3. Comparativo 3 – Caso 3: minimizar o número de Euler
 - HGOT3 com $D_U = 5,0$ mm (resultante da otimização discreta deste trabalho)
 - HGOT4 (resultante da otimização semi-contínua deste trabalho)
 - HCOT3 com $D_U = 5,0$ mm (menor Eu dentre os hidrociclones do banco de dados)
4. Comparativo 4 – Otimização discreta: alternativa ao Caso 3
 - HGOT3 com $D_U = 3,0$ mm (otimizado neste trabalho com alteração em D_U para diminuir R_L)
 - HCOT3 com $D_U = 3,0$ mm (menor R_L dentre os hidrociclones do banco de dados)

Além dos três casos de otimização discreta que foram apresentados na Seção 3.1.3, uma quarta geometria foi sugerida no decorrer dos ensaios experimentais com base nos resultados obtidos, resultando no Comparativo 4 – Otimização discreta: alternativa ao caso 3.

Devido à baixa razão de líquido apresentada pelo hidrociclone do caso 3 (HGOT3) mesmo com um orifício de *underflow* de 5,0 mm, optou-se por testar essa mesma geometria reduzindo o diâmetro de *underflow* para 3,0 mm e então comparou-se esse equipamento com aquele da literatura que apresentava menor R_L (HCOT3 com $D_U = 3,0$ mm).

Todos os resultados experimentais encontram-se no Apêndice B. A título de comparação entre os ensaios experimentais e as simulações, apresentam-se na Tabela 4.5 as informações de queda de pressão estimadas numericamente e experimentalmente para as três malhas computacionais desenvolvidas para cada equipamento otimizado neste trabalho, utilizando a vazão mássica de alimentação aferida experimentalmente para cada hidrociclone.

Tabela 4.5 – Resultados experimentais e numéricos de queda de pressão ($-\Delta P$) para os hidrociclones otimizados neste trabalho.

Hidrociclones									
HGOT1		HGOT2		HGOT3DU5		HGOT4		HGOT3DU3	
N.º de células	$-\Delta P$ (kPa)	N.º de células	$-\Delta P$ (kPa)	N.º de células	$-\Delta P$ (kPa)	N.º de células	$-\Delta P$ (kPa)	N.º de células	$-\Delta P$ (kPa)
98716	154	60788	212	123880	161	139118	207	123880	171
149076	153	73810	211	156712	160	153986	206	156712	163
171674	154	104302	207	186808	159	201884	201	186808	168
Experimental	177		177		177		177		177

Nos comparativos aqui apresentados, as geometrias resgatadas da literatura foram simuladas com as vazões mássicas de alimentação experimentais dos hidrociclones otimizados (HGOT1, HGOT2, HGOT3DU3 e HGOT3DU5) para, assim, ser possível uma melhor análise de desempenho entre os separadores. No Comparativo 3, o qual envolve 3 hidrociclones, optou-se por simular o equipamento HGOT4 na mesma vazão do HGOT3DU5, sendo que a análise feita para o comportamento fluidodinâmico não seria alterada utilizando a vazão mássica de um ou de outro separador.

4.3.1 - Comparativo 1 – Caso 1: maximizar a eficiência total

O hidrociclone resultante do primeiro estudo de caso foi chamado de HGOT1 e foi resultante da otimização para maximizar a eficiência total (η) com restrição ao número de Euler (Eu). Portanto, espera-se que este hidrociclone apresente alta eficiência e um gasto energético limitado por $Eu < 7000$. O hidrociclone HGOT1 foi comparado àquele de maior η do banco de dados: o HCOT1, otimizado por Silva (2012) e Kyriakidis (2014). Assim, primeiramente são lembradas na Tabela 4.6 as dimensões desses dois equipamentos. Em seguida são apresentados os resultados comparativos de vazão volumétrica de alimentação (Q) e número de Euler (Eu) nas Figuras 4.21 e 4.22.

Tabela 4.6 – Dimensões geométricas dos hidrociclones HGOT1 e HCOT1.

Dimensão geométrica	HGOT1	HCOT1	Diferença HGOT1 e HCOT1 (%)
D_i (mm)	8,7	7,8	+11,5
D_o (mm)	4,8	5,7	-15,8
L (mm)	228,0	169,0	+34,9
h (mm) / H (mm)	69,0 / 159,0	10,0 / 159,0	+590,0 / 0,0
θ (°)	9,0	9,0	0,0
ℓ (mm)	55,2	6,5	+749,2
D_U (mm)	5,0	5,0	0,0

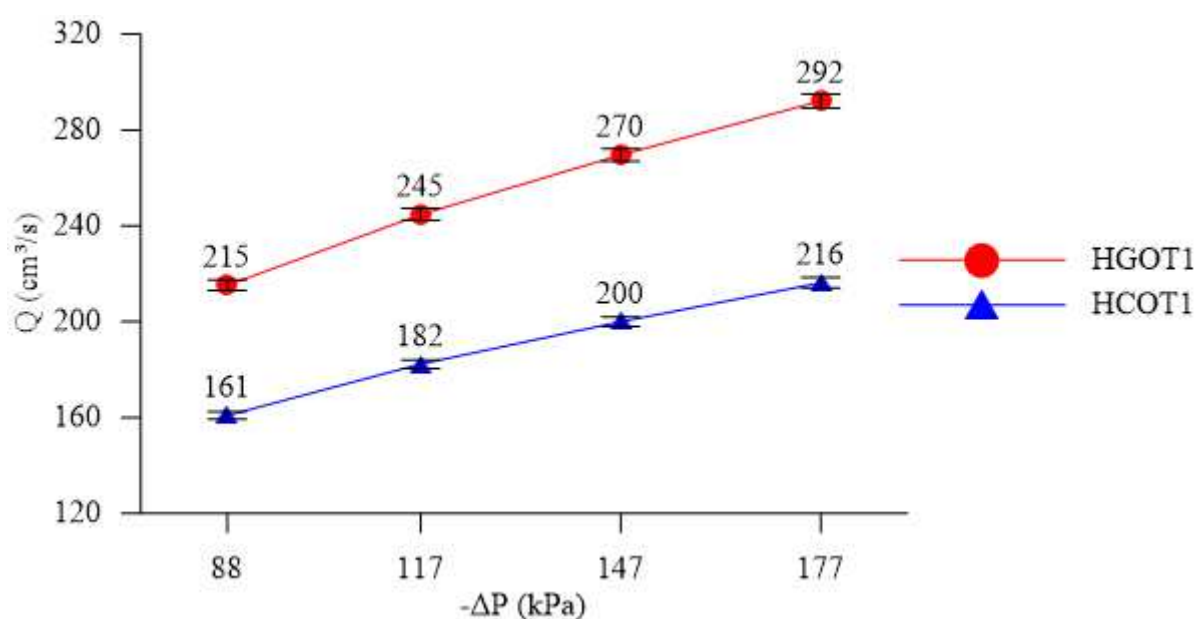


Figura 4.21 – Resultados experimentais de vazão volumétrica de alimentação (Q) para os hidrociclones HGOT1 e HCOT1.

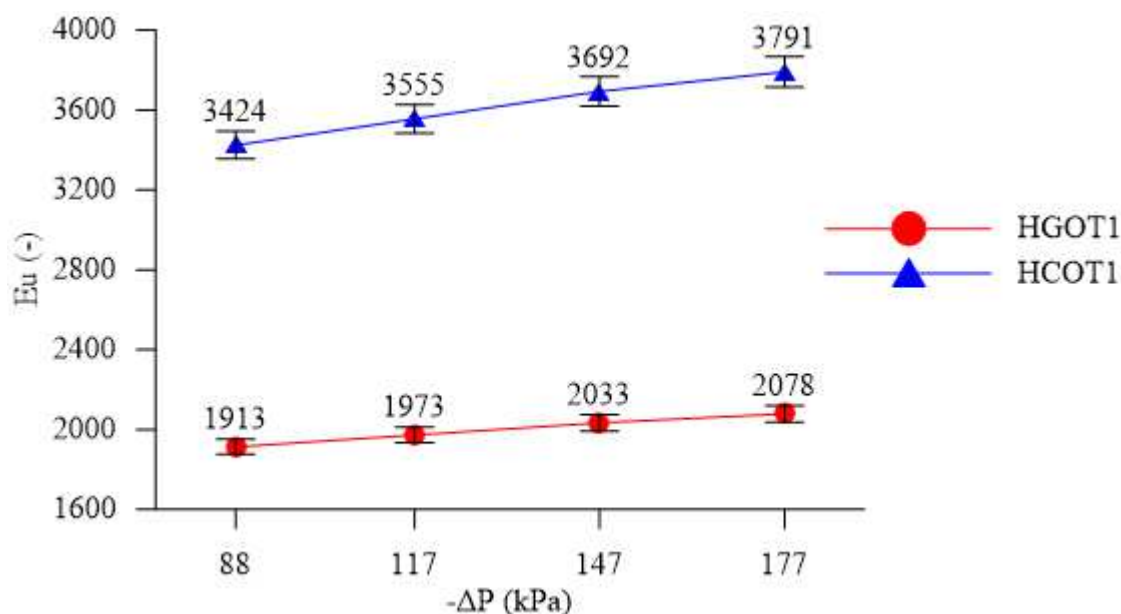


Figura 4.22 – Resultados experimentais de número de Euler (Eu) para os hidrociclones HGOT1 e HCOT1.

A partir das Figuras 4.21 e 4.22, pode-se observar que o hidrociclone HGOT1 apresentou uma capacidade de processamento superior à geometria HCOT1 (SILVA, 2012; KYRIAKIDIS, 2014) para todas as quedas de pressão analisadas. Isso significa que para uma mesma vazão de alimentação da suspensão, o hidrociclone HGOT1 possui uma menor perda de carga, ou para uma mesma queda de pressão uma maior quantidade de suspensão alimentada é processada num mesmo intervalo de tempo, se comparado ao equipamento HCOT1. Tal fato implica em um menor gasto energético, representado pelo número de Euler, o qual é menor em todas as condições operacionais para a geometria HGOT1.

Isso se deve principalmente ao maior diâmetro de alimentação e maior altura da parte cilíndrica do hidrociclone HGOT1, já que o aumento dessas dimensões reduz o número de Euler dos equipamentos (VIEIRA, 2006). Ainda, analisando as equações de predição para Eu (Tabela 3.2), observa-se que um incremento em D_i (X1) tem uma contribuição duas vezes maior para redução do número de Euler do que o aumento de Eu proporcionado pelo mesmo incremento em ℓ (X5).

Em termos percentuais, a configuração HGOT1 aumentou a vazão volumétrica de alimentação em média 34,48%, quando comparado ao HCOT1, ao passo que diminuiu em média 44,69% o número de Euler, como mostrado na Tabela 4.7. Essa redução do número de Euler pode ser observada pelo menor gradiente de pressão no interior do HGOT1 do que no HCOT1, como mostrado na Figura 4.23. A menor diferença de pressão atingida no interior do

equipamento se deve ao maior volume de suspensão sendo processado num mesmo intervalo de tempo, o que faz inferir que uma maior quantidade de energia de pressão é transformada em energia cinética no equipamento HGOT1.

Tabela 4.7 – Comparativo entre os hidrociclones HGOT1 e HCOT1 com relação às respostas Q e Eu.

$-\Delta P$ (Pa)	Diferença da resposta vazão volumétrica de alimentação (Q) entre HGOT1 e HCOT1 (%)	Diferença da resposta número de Euler (Eu) entre HGOT1 e HCOT1 (%)
88000	33,80	-44,12
117000	34,26	-44,51
147000	34,79	-44,95
177000	35,08	-45,18
Média	34,48	-44,69

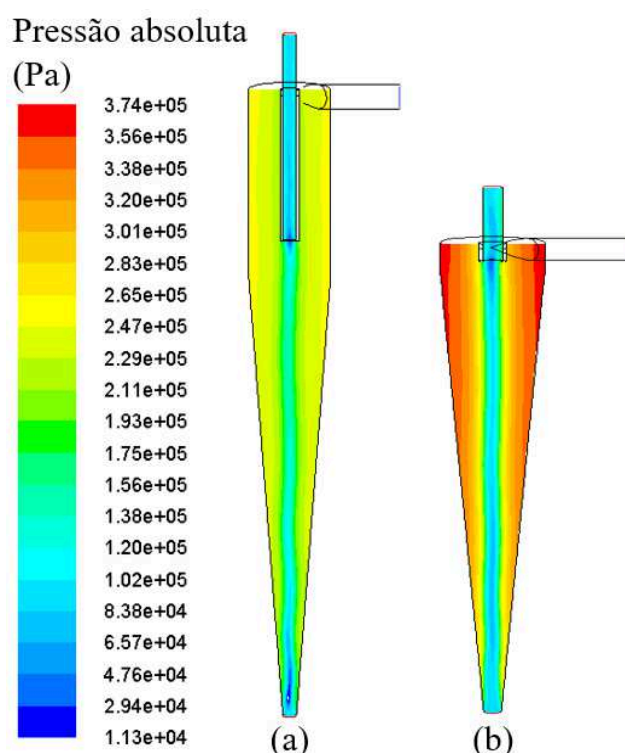


Figura 4.23 – Distribuição de pressão com $Q = 292 \text{ cm}^3/\text{s}$ nos hidrociclones: (a) HGOT1 e (b) HCOT1 (os hidrociclones não estão escala).

Em se tratando da componente da velocidade axial descendente, na Figura 4.24, obtida por simulação, mostra-se uma maior região de fluido indo no sentido do orifício de *underflow* para a configuração HGOT1 do que para a HCOT1. Tais ponderações também foram observadas nos resultados experimentais, uma vez que a razão de líquido para a

geometria HGOT1 foi em média 22,05% maior do que aquela medida para o hidrociclone HCOT1, o que diminuiu a concentração volumétrica da corrente de *underflow* em média 15,57%, como apresentado nas Figuras 5.25, 5.26 e Tabela 4.8.

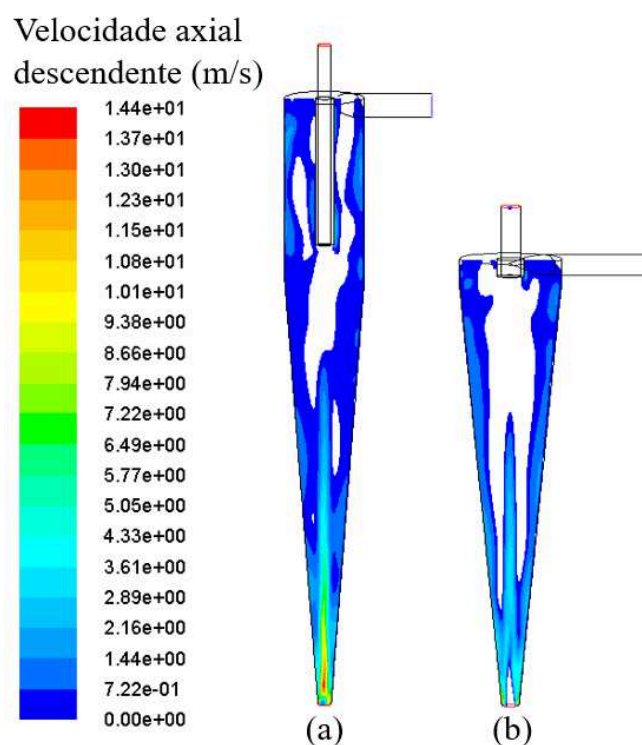


Figura 4.24 – Perfil de velocidade axial descendente com $Q = 292 \text{ cm}^3/\text{s}$ para os hidrociclones: (a) HGOT1 e (b) HCOT1 (os hidrociclones não estão escala).

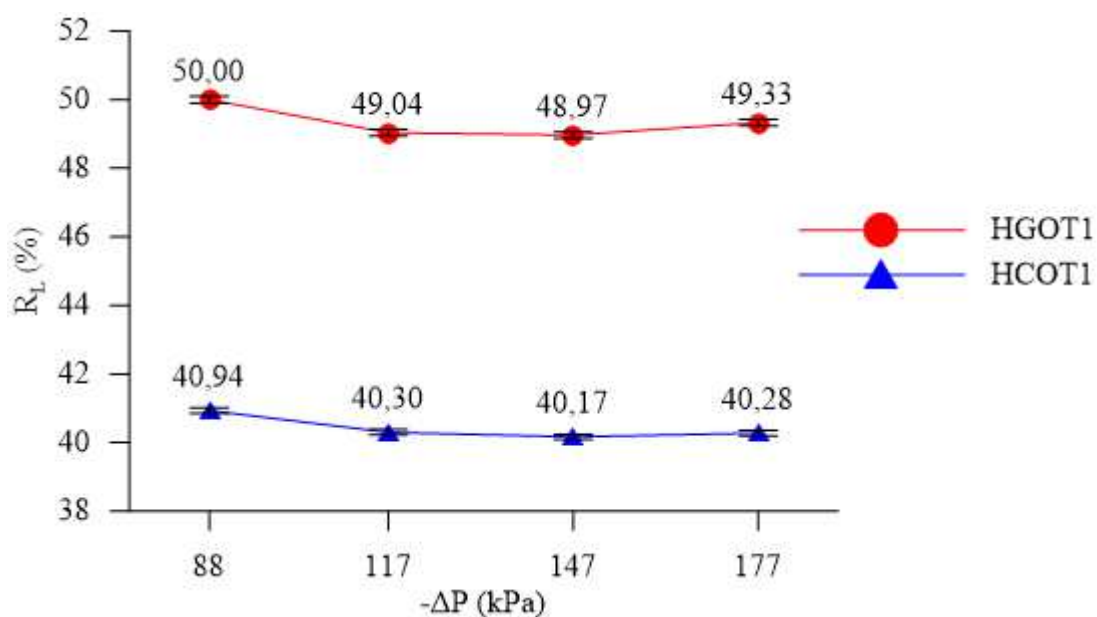


Figura 4.25 – Resultados experimentais de razão de líquido (R_L) para os hidrociclones HGOT1 e HCOT1.

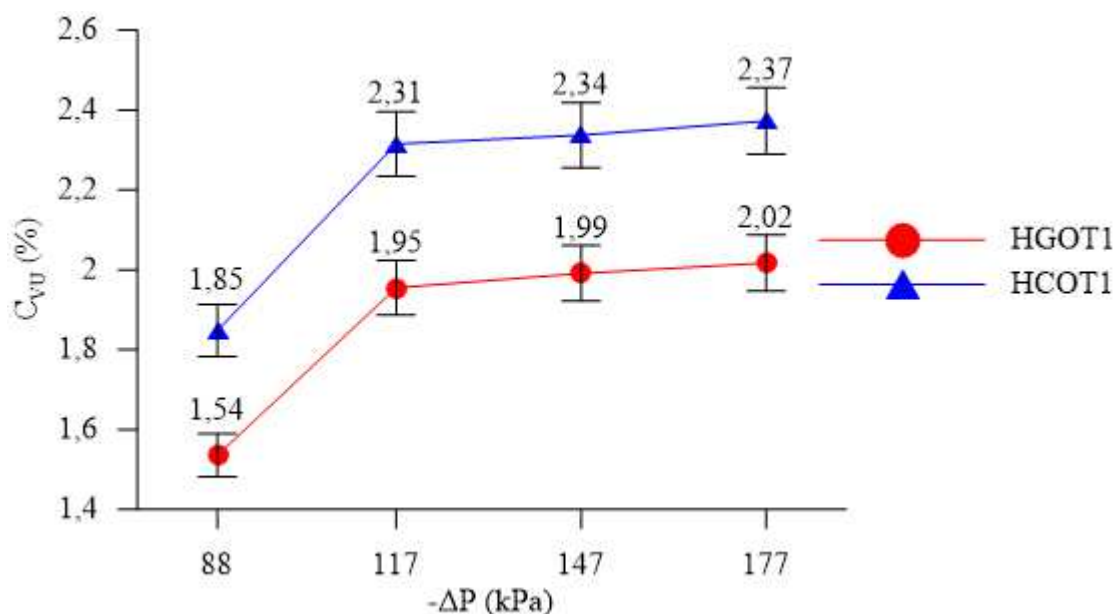


Figura 4.26 – Resultados experimentais de concentração volumétrica da corrente de *underflow* (C_{VU}) para os hidrociclones HGOT1 e HCOT1.

Tabela 4.8 – Comparativo entre os hidrociclones HGOT1 e HCOT1 com relação às respostas R_L e C_{VU} .

$-\Delta P$ (Pa)	Diferença da resposta razão de líquido (R_L) entre HGOT1 e HCOT1 (%)	Diferença da resposta concentração volumétrica da corrente de <i>underflow</i> (C_{VU}) entre HGOT1 e HCOT1 (%)
88000	22,14	-16,92
117000	21,68	-15,56
147000	21,91	-14,81
177000	22,47	-14,99
Média	22,05	-15,57

Pelos resultados da Tabela 4.8, nota-se que para um mesmo diâmetro de *underflow*, a redução de 15,8% no diâmetro de *overflow* na configuração HGOT1 e o aumento de quase 750% no comprimento de *vortex finder* impactou em um aumento médio de 22,05% na razão de líquido. Pelas equações de predição para R_L (Tabela 3.2), os efeitos de D_O (X2) e ℓ (X5) possuem mesma ordem de grandeza e sentidos opostos, sendo que da maneira como foram alteradas essas duas dimensões, o aumento da razão de líquido era esperado. Por outro lado, ambas geometrias aumentaram a concentração inicial de sólidos da corrente de alimentação por até duas vezes (Figura 4.26), sendo que o aumento na razão de líquido proporcionada pelo HGOT1 levou a valores de C_{VU} em média 15,57% menores.

Possivelmente, o aumento da quantidade de líquido descarregado na corrente de *underflow* proporcionou a redução do gasto energético associado ao hidrociclone HGOT1, se comparado ao HCOT1. Apesar do incremento na resposta razão de líquido, a geometria HGOT1 apresentou eficiência total similar à configuração HCOT1, como mostrado na Figura 4.27 (resposta com valores menores do que os da literatura devido ao diferente material utilizado).

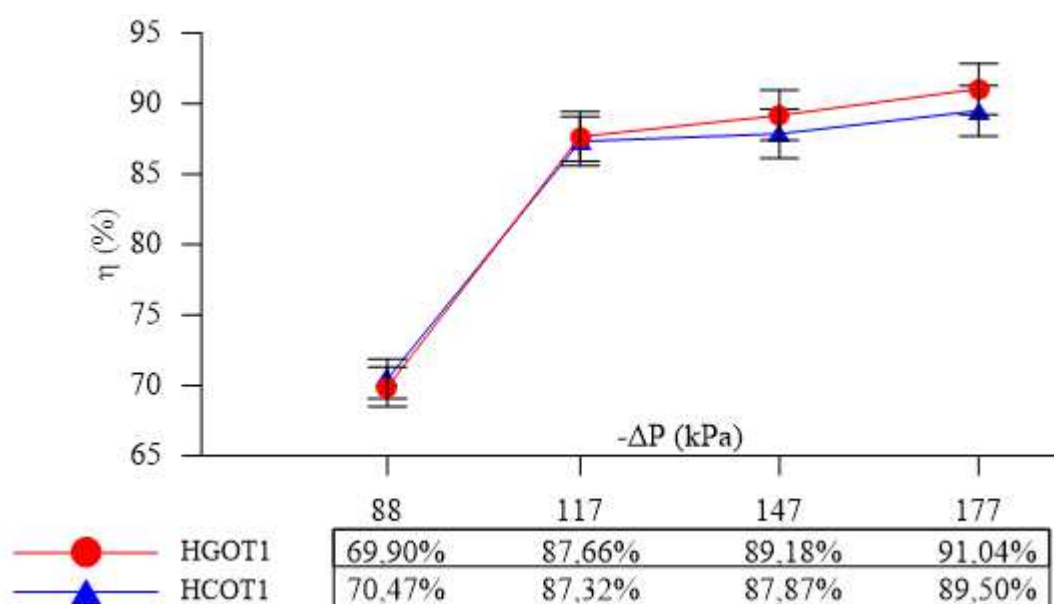


Figura 4.27 – Resultados experimentais de eficiência total (η) para os hidrociclones HGOT1 e HCOT1.

Esses dois acontecimentos simultâneos levam a crer que o efeito centrífugo na operação do hidrociclone HGOT1 é menor do que aquele experimentado pela suspensão processada no HCOT1, posto que a eficiência de separação de partículas depende do campo centrífugo e da contribuição do “efeito T” (efeito de arraste de partículas pelo líquido na separação contabilizado na resposta razão de líquido, como fora descrito na Seção 2.1). Logo, para uma mesma eficiência total e maior razão de líquido, espera-se um menor campo centrífugo no HGOT1, justificado por uma menor velocidade tangencial do fluido, como foi observado nos resultados numéricos apresentados nas Figuras 4.28 e 4.29.

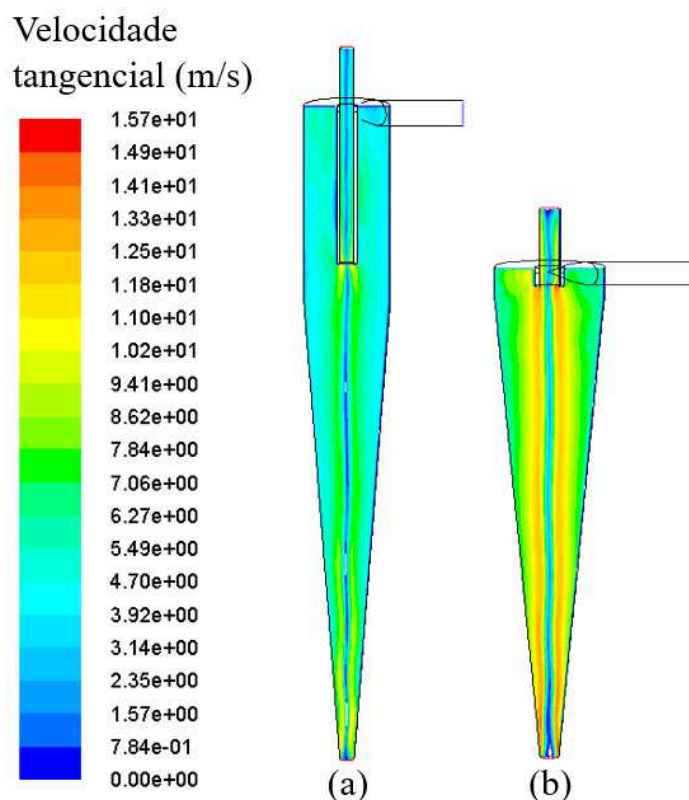


Figura 4.28 – Perfil de velocidade tangencial com $Q = 292 \text{ cm}^3/\text{s}$ para os hidrociclones: (a) HGOT1 e (b) HCOT1 (os hidrociclones não estão escala).

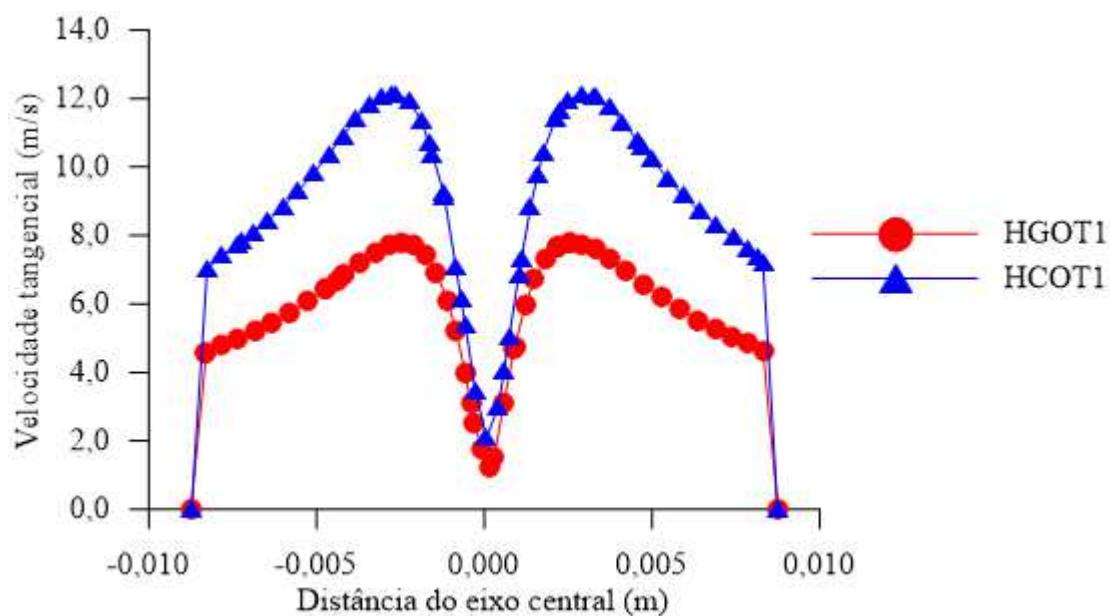


Figura 4.29 – Perfil de velocidade tangencial na linha média da altura do tronco de cone dos hidrociclones HGOT1 e HCOT1.

Considerando os desvios-padrão calculados para a eficiência total, não houve diferença significativa nesta resposta para os dois hidrociclones estudados. Diretamente relacionada à eficiência total está a resposta diâmetro de corte reduzido, cujos resultados

seguem esse mesmo sentido (Figura 4.30). Isso quer dizer que para um dado tamanho de partícula na corrente de alimentação, essa partícula possui chances iguais de ser coletada na corrente de *underflow* para ambas as configurações (HGOT1 e HCOT1), mas com um custo energético menor no hidrociclone HGOT1, já que este possui menor número de Euler.

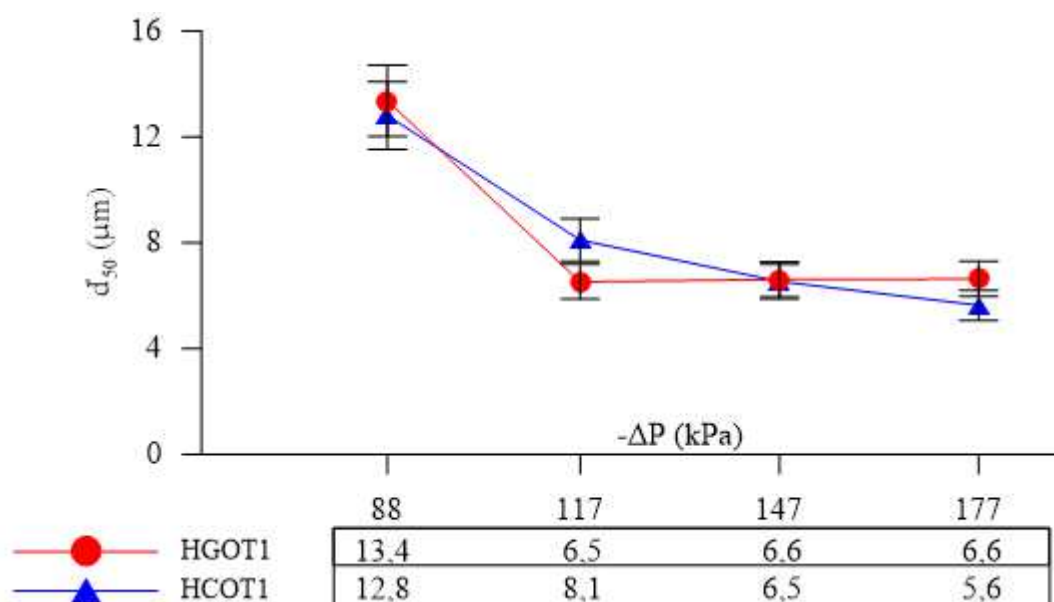


Figura 4.30 – Resultados experimentais de diâmetro de corte reduzido (d'_{50}) para os hidrociclones HGOT1 e HCOT1.

Pelos resultados obtidos, pode-se inferir que ambas configurações (HGOT1 e HCOT1) possuem o mesmo poder de classificação de partículas, porém os gastos energéticos com o bombeamento da suspensão são menores para o hidrociclone HGOT1, alcançando os objetivos da otimização. Isso faz com que o equipamento HGOT1 seja uma alternativa extremamente valiosa quando o propósito do processo for o de classificação de partículas, já que é possível alcançar a mesma eficiência do hidrociclone HCOT1, mas com uma redução de até 45,18% no número de Euler. E ainda, considerando a literatura pesquisada, pode-se dizer que o HGOT1 é um dos melhores hidrociclones classificadores da FEQUI/UFU dos últimos 12 anos.

4.3.2 - Comparativo 2 – Caso 2: minimizar a razão de líquido

O hidrociclone resultante do segundo estudo de caso foi chamado de HGOT2 e foi resultante da otimização para minimizar a razão de líquido (R_L) com restrição ao diâmetro de

corte reduzido (d'_{50}). Portanto, espera-se que este hidrociclone apresente baixa quantidade de líquido descarregado na corrente de *underflow* (associado a uma alta concentração de sólidos nessa corrente) e um diâmetro de corte reduzido limitado a $7,0\ \mu\text{m}$. Para comprovar a melhoria das geometrias já analisadas no banco de dados, o HGOT2 foi comparado ao hidrociclone de menor R_L do banco de dados: o HCOT3 com $D_U = 3,0\ \text{mm}$ (HCOT3DU3), otimizado por Silva (2012) e Kyriakidis (2014). Assim, primeiramente são lembradas as dimensões das duas geometrias na Tabela 4.9 e então são apresentados os resultados comparativos de vazão volumétrica de alimentação (Q) e número de Euler (Eu) nas Figuras 4.31 e 4.32.

Tabela 4.9 – Dimensões geométricas dos hidrociclones HGOT2 e HCOT3DU3.

Dimensão geométrica	HGOT2	HCOT3DU3	Diferença HGOT2 e HCOT3DU3 (%)
D_i (mm)	8,7	7,8	+11,5
D_o (mm)	9,4	10,5	-10,5
L (mm)	174,0	228,0	-23,7
h (mm) / H (mm)	15,0 / 159,0	69,0 / 159,0	-78,3 / 0,0
θ (°)	9,0	9,0	0,0
ℓ (mm)	12,0	12,0	0,0
D_U (mm)	3,0	3,0	0,0

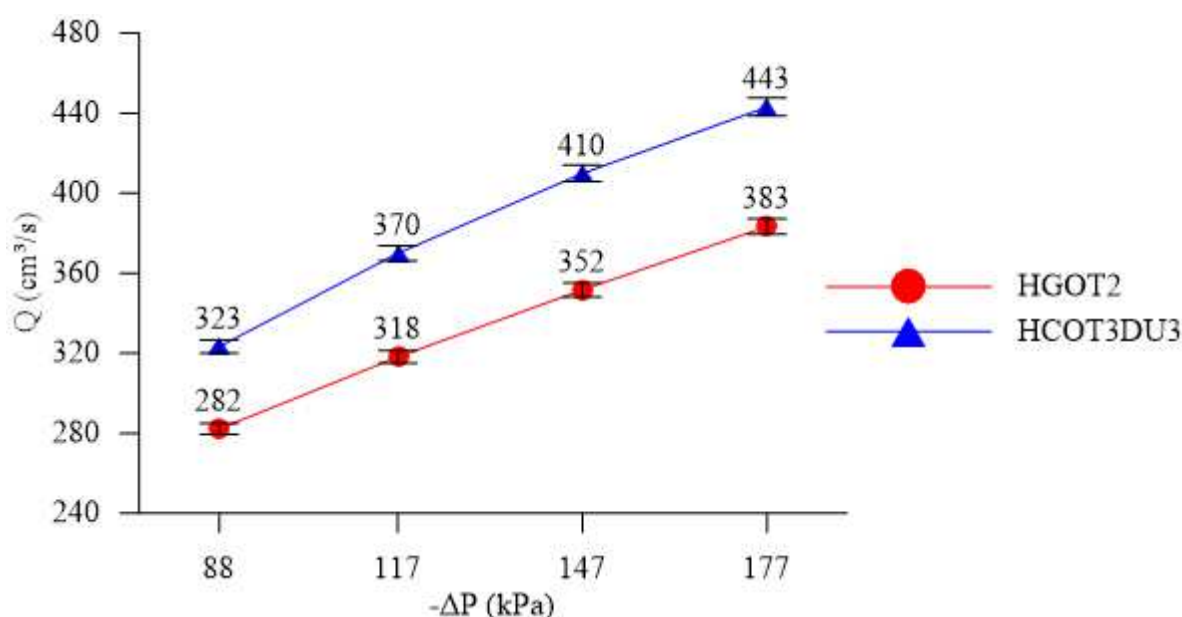


Figura 4.31 – Resultados experimentais de vazão volumétrica de alimentação (Q) para os hidrociclones HGOT2 e HCOT3 com $D_U = 3,0\ \text{mm}$.

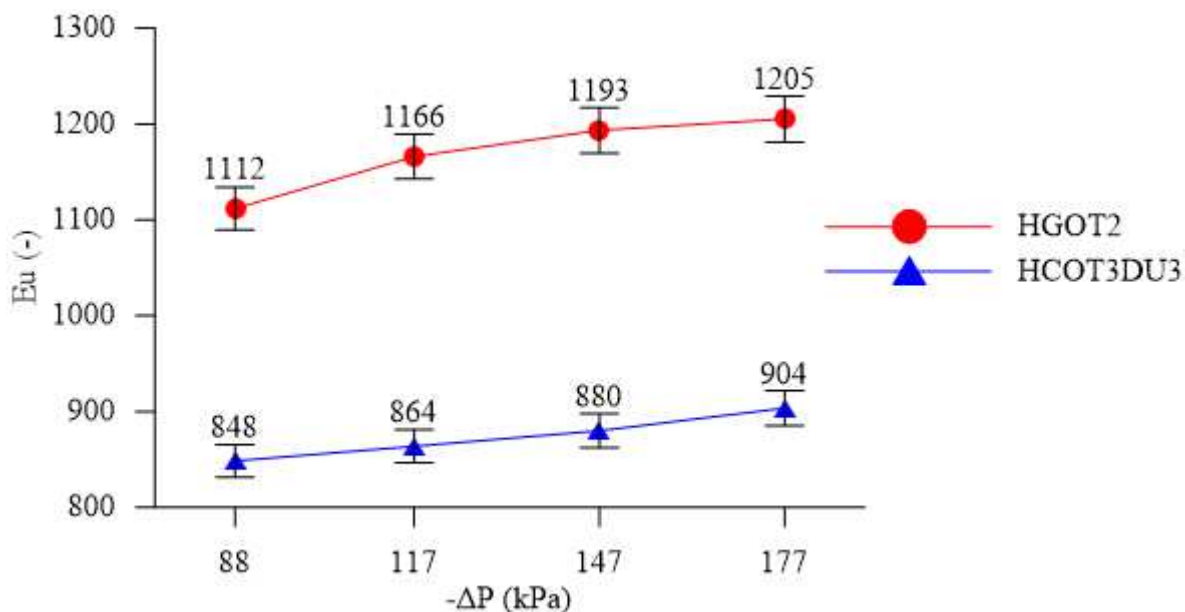


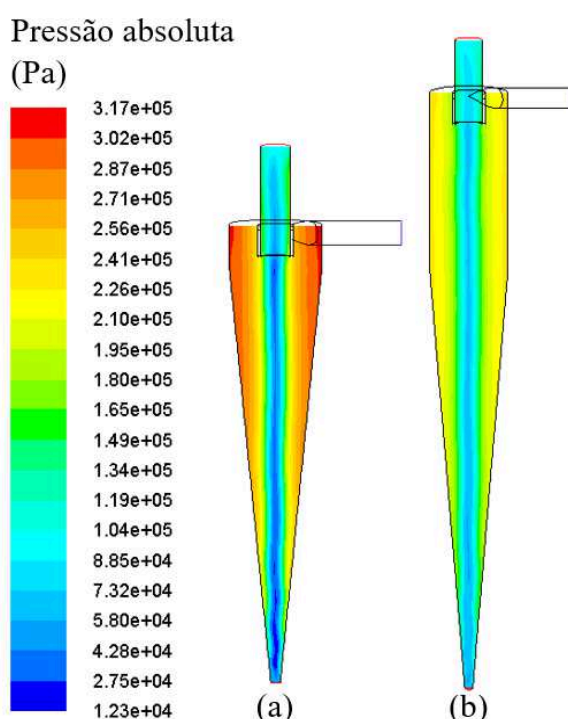
Figura 4.32 – Resultados experimentais de número de Euler (Eu) para os hidrociclones HGOT2 e HCOT3 com $D_U = 3,0$ mm.

A partir das Figuras 4.31 e 4.32, pode-se observar que o hidrociclone HGOT2 apresentou uma capacidade de processamento inferior ao do hidrociclone da literatura HCOT3 com $D_U = 3,0$ mm (HCOT3DU3) para todas as quedas de pressão analisadas. Isso significa que para uma mesma vazão de alimentação da suspensão, o hidrociclone HGOT2 possui uma maior perda de carga, o que faz com que para uma mesma queda de pressão uma menor quantidade de suspensão alimentada seja processada num mesmo intervalo de tempo, se comparado ao equipamento HCOT3DU3. Isso implica em um maior gasto energético para o bombeamento da suspensão, o que é indesejável em um processo de separação.

Segundo a equação de predição para Eu (Tabela 3.2), a redução tanto em D_O quanto em L aumentariam o número de Euler. Então, apesar do incremento em D_i (que diminuiria o gasto energético), as contribuições somadas de D_O e L apresentaram efeito preponderante sobre Eu. Em termos percentuais, o hidrociclone HGOT2 apresentou uma vazão volumétrica de alimentação em média 13,60% menor quando comparado ao HCOT1, ao passo que aumentou em média 33,76% o número de Euler, como mostrado na Tabela 4.10. O incremento no gasto energético também pode ser observado na Figura 4.33 pelo maior gradiente de pressão atingido no HGOT2 do que no HCOT3DU3.

Tabela 4.10 – Comparativo entre os hidrociclones HGOT2 e HCOT3DU3 com relação às respostas Q e Eu.

- ΔP (Pa)	Diferença da resposta vazão volumétrica de	
	alimentação (Q) entre HGOT2 e HCOT3DU3 (%)	Diferença da resposta número de Euler (Eu) entre HGOT2 e HCOT3DU3 (%)
88000	-12,72	31,05
117000	-14,00	34,98
147000	-14,20	35,61
177000	-13,49	33,38
Média	-13,60	33,76

Figura 4.33 – Distribuição de pressão com $Q = 383 \text{ cm}^3/\text{s}$ nos hidrociclones: (a) HGOT2 e (b) HCOT3DU3 (os hidrociclones não estão escala).

De acordo com a equação de predição para R_L (Tabela 3.2), o aumento no comprimento total não alteraria a razão de líquido. Entretanto, a redução em D_O e o aumento em D_i majorariam R_L , o que de fato foi constatado nos resultados experimentais apresentados na Figura 4.34.

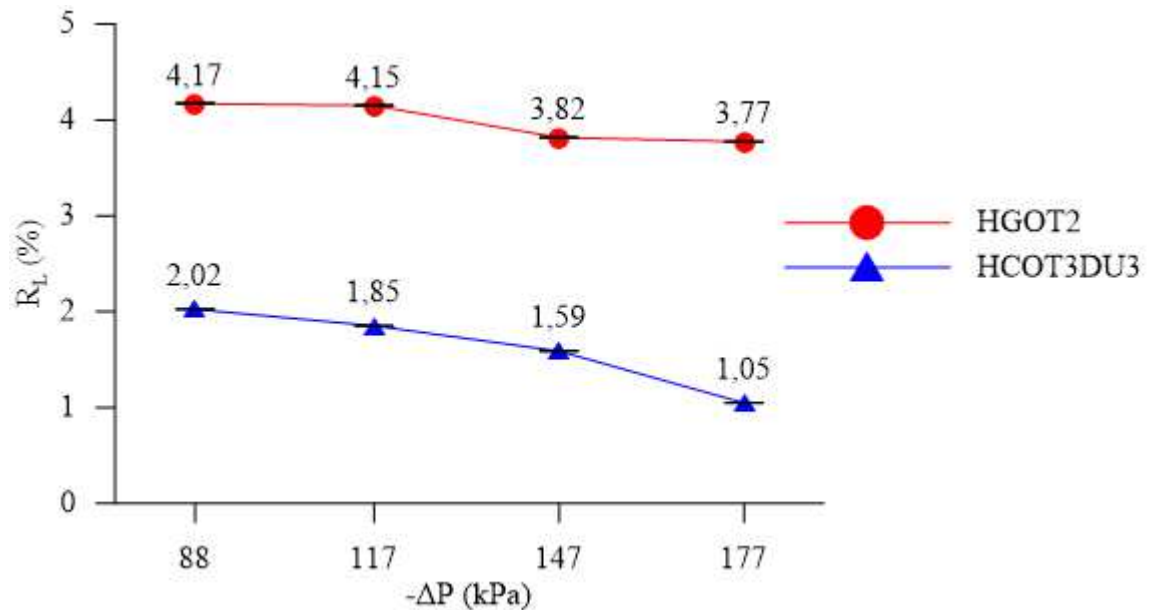


Figura 4.34 – Resultados experimentais de razão de líquido (R_L) para os hidrociclones HGOT2 e HCOT3DU3.

Observa-se que uma maior quantidade de líquido é descarregada na corrente de *underflow* para o hidrociclone HGOT2 do que para o HCOT3DU3, uma vez que a geometria do HGOT2 proporcionou uma velocidade axial descendente ligeiramente maior (Figura 4.35). Assim, a concentração de sólidos nessa corrente é menor para o hidrociclone HGOT2, como mostrado na Figura 4.36.

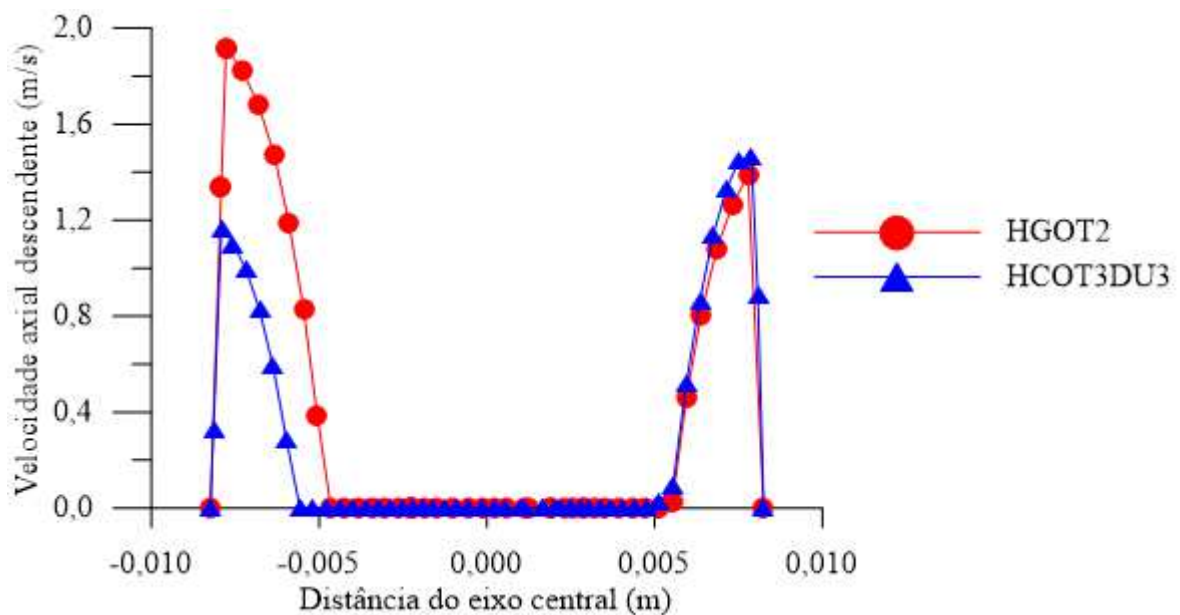


Figura 4.35 – Perfil de velocidade axial descendente na linha média da altura do tronco de cone dos hidrociclones HGOT2 e HCOT3DU3.

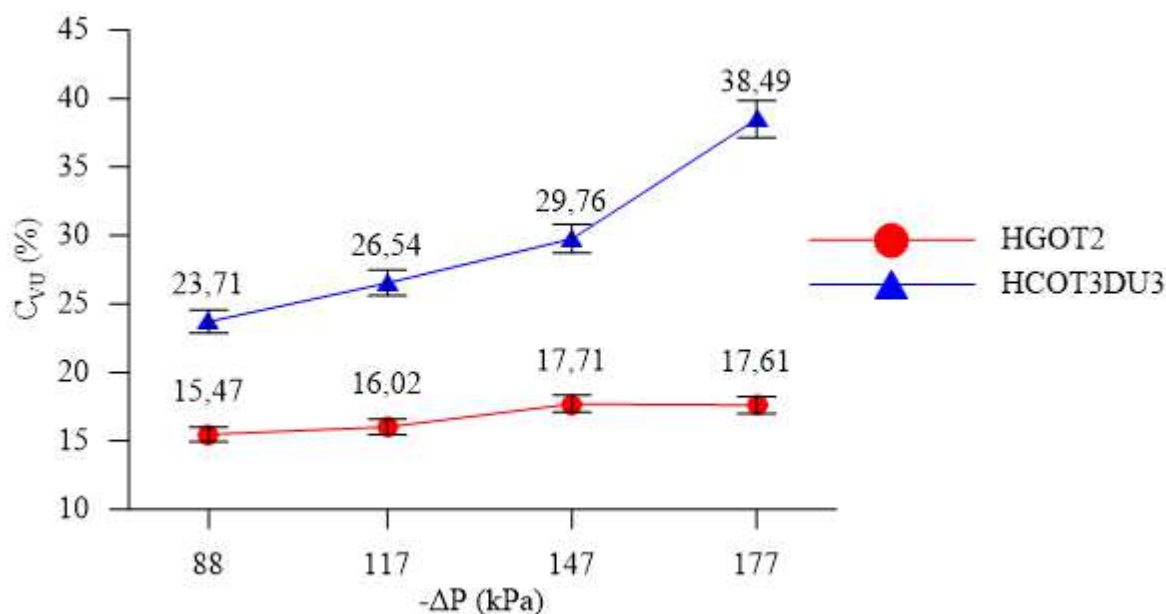


Figura 4.36 – Resultados experimentais de concentração volumétrica da corrente de *underflow* (C_{VU}) para os hidrociclones HGOT2 e HCOT3DU3.

De acordo com os resultados apresentados na Tabela 4.11, o incremento médio de 157,61% na razão de líquido corresponde a uma diminuição média de 42,28% na concentração volumétrica de sólidos na corrente de *underflow*. Ressalta-se que apesar disso, o R_L foi muito pequeno para as duas configurações. Assim, o aumento percentual expressivo no R_L se deve à pequena ordem de grandeza associada a esta resposta para os equipamentos discutidos neste comparativo.

Tabela 4.11 – Comparativo entre os hidrociclones HGOT2 e HCOT3DU3 com relação às respostas R_L e C_{VU} .

$-\Delta P$ (Pa)	Diferença da resposta razão de líquido (R_L) entre HGOT2 e HCOT3DU3 (%)	Diferença da resposta concentração volumétrica da corrente de <i>underflow</i> (C_{VU}) entre HGOT2 e HCOT3DU3 (%)
88000	106,01	-34,74
117000	124,21	-39,63
147000	140,21	-40,50
177000	260,00	-54,25
Média	157,61	-42,28

De acordo com a Tabela 4.11, visando a diminuição da razão de líquido, o hidrociclone HGOT2 teve uma performance inferior à da melhor geometria relatada na literatura – HCOT3DU3 – apresentando uma concentração volumétrica de sólidos no

underflow até 54% menor do que o equipamento concentrador HCOT3DU3. Isso indica que a otimização para minimizar a razão de líquido não cumpriu com os objetivos esperados. Porém, faz-se necessário analisar as respostas de eficiência total e diâmetro de corte reduzido, uma vez que as restrições impostas ao Algoritmo de Evolução Diferencial podem ter contribuído para a maior razão de líquido encontrada experimentalmente para a configuração HGOT2. Assim, os resultados de eficiência total (η) são expostos na Figura 4.37.

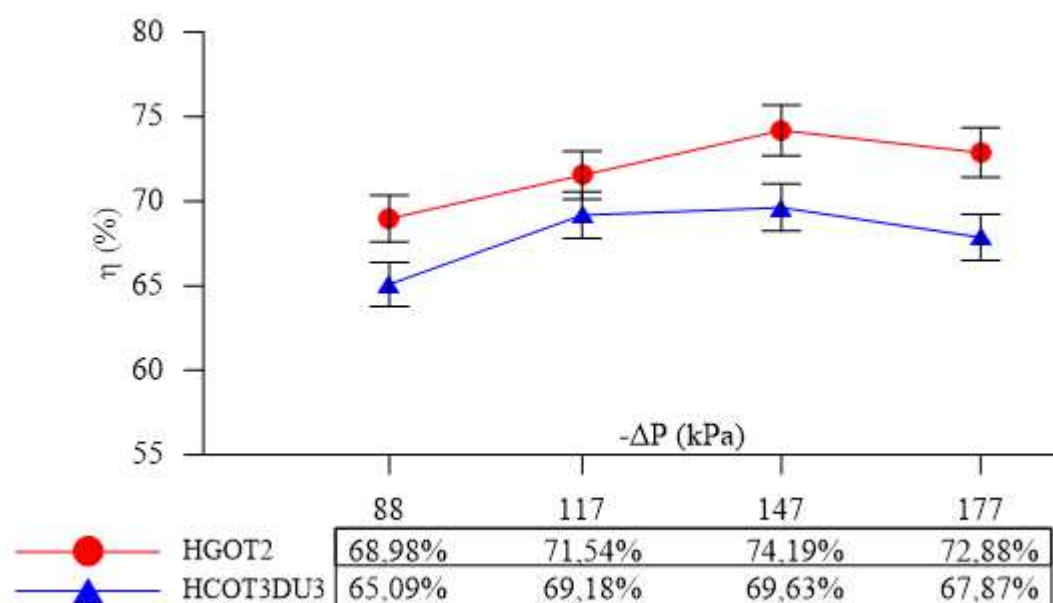


Figura 4.37 – Resultados experimentais de eficiência total (η) para os hidrociclones HGOT2 e HCOT3DU3.

Observa-se que a eficiência total do HGOT2 foi maior do que a do HCOT3DU3 para todas as quedas de pressão analisadas neste estudo. Isso significa que uma maior porcentagem de sólidos alimentados foi coletada na corrente de *underflow* do hidrociclone HGOT2. Provavelmente as mudanças geométricas que originaram o HGOT2 desfavoreceram seu principal objetivo – aumentar a recuperação de líquido –, porém majoraram a eficiência total do equipamento. Este fato pode ser relevante a depender da aplicação, ou seja, pode-se obter uma concentração de *underflow* desejada com uma maior eficiência de coleta no HGOT2.

Analisando os perfis de velocidade tangencial (Figuras 4.38 e 4.39), percebe-se que essa componente da velocidade é maior para o hidrociclone HGOT2, o que leva a crer que além da contribuição proporcionada pelo arraste de partículas pelo fluido, a eficiência total sofreu acréscimos também devido ao campo centrífugo nesse equipamento ser superior ao do HCOT3DU3.

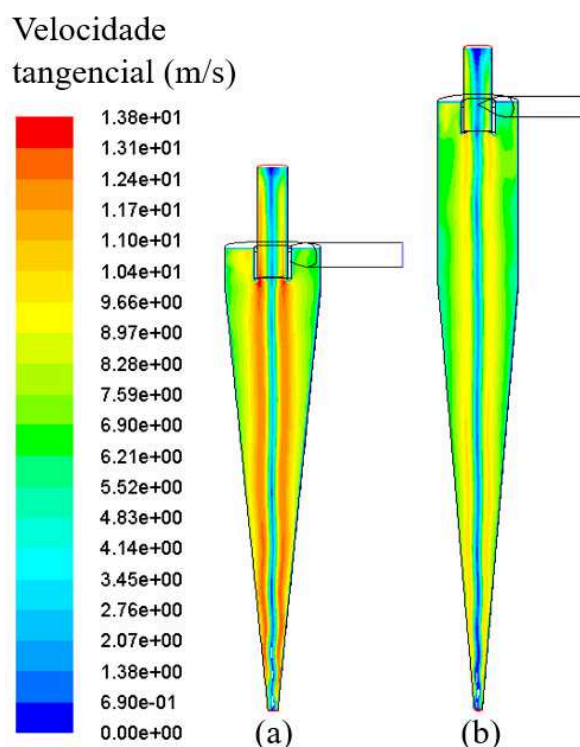


Figura 4.38 – Perfil de velocidade tangencial com $Q = 383 \text{ cm}^3/\text{s}$ nos hidrociclones: (a) HGOT2 e (b) HCOT3DU3 (os hidrociclones não estão escala).

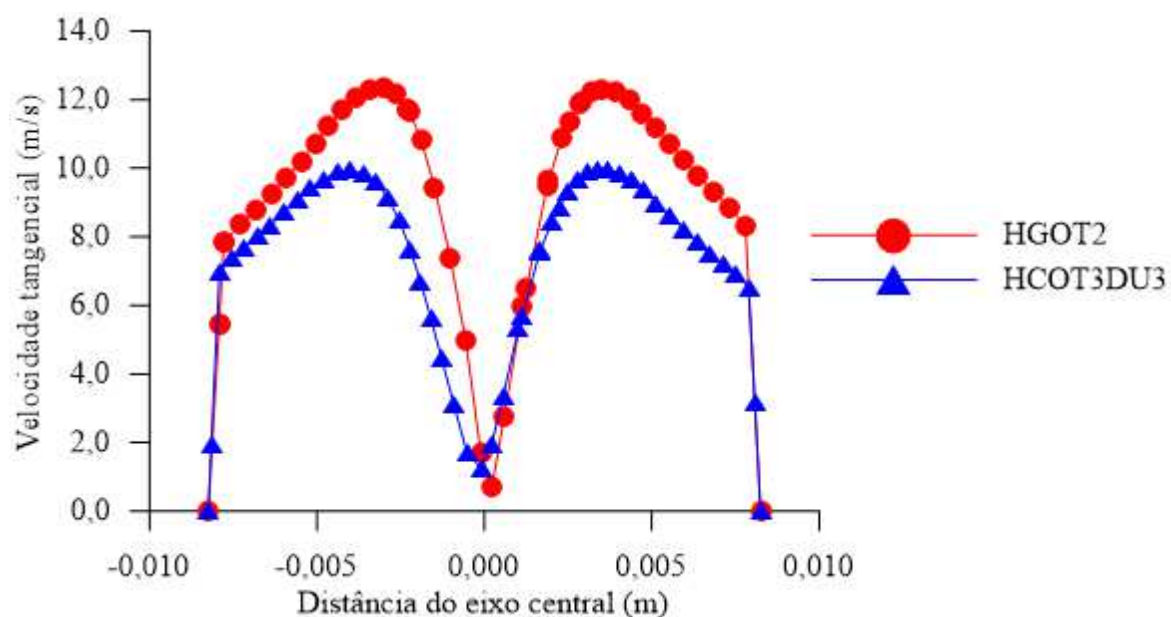


Figura 4.39 – Perfil de velocidade tangencial na linha média da altura do tronco de cone dos hidrociclones HGOT2 e HCOT3DU3.

Já para a resposta diâmetro de corte reduzido, considerando os desvios-padrão calculados, não houve diferença significativa entre os dois hidrociclones para nenhuma das quedas de pressão analisadas, como mostrado na Figura 4.40. Na Tabela 4.12 apresentam-se as informações quantitativas das diferenças nas respostas eficiência total e diâmetro de corte reduzido para as duas geometrias.

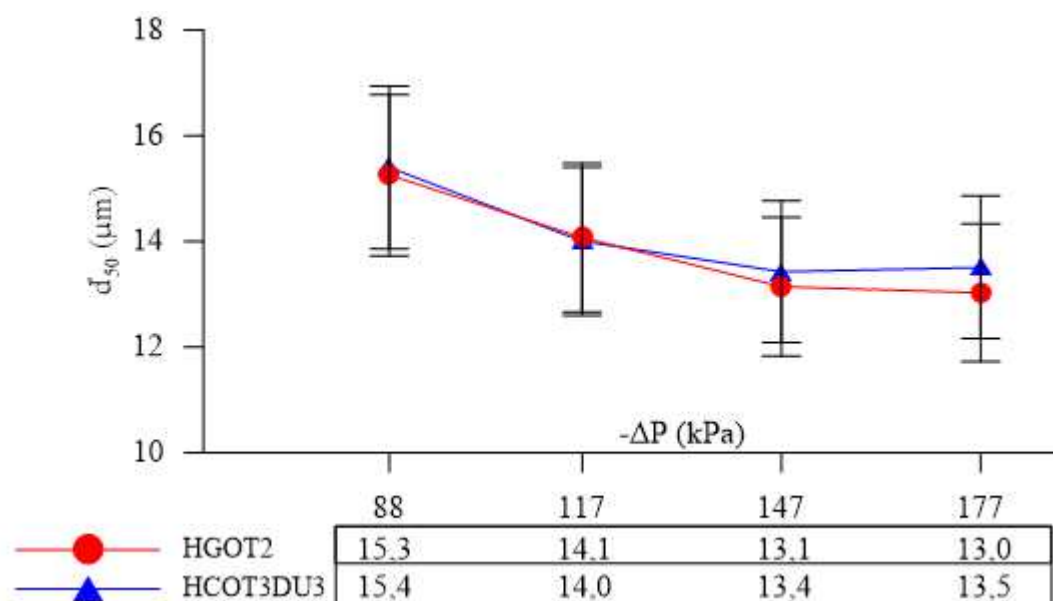


Figura 4.40 – Resultados experimentais de diâmetro de corte reduzido (d'_{50}) para os hidrociclones HGOT2 e HCOT3DU3.

Tabela 4.12 – Comparativo entre os hidrociclones HGOT2 e HCOT3DU3 com relação às respostas η e d'_{50} .

-ΔP (Pa)	Diferença da resposta eficiência total (η) entre HGOT2 e HCOT3DU3 (%)	Diferença da resposta diâmetro de corte reduzido (d'_{50}) entre HGOT2 e HCOT3DU3 (%)
88000	5,97	-0,96
117000	3,41	0,49
147000	6,56	-2,12
177000	7,38	-3,55
Média	5,83	-1,53

Em suma, o objetivo da otimização não foi completamente atendido, já que um dos hidrociclones da literatura (HCOT3DU3) possui valor de razão de líquido menor do que aquele encontrado experimentalmente para o hidrociclone otimizado neste trabalho (HGOT2). Provavelmente as equações empíricas não conseguiram descrever certas variações dos experimentos reportados na literatura, uma vez que a diversidade de geometrias e materiais particulados catalogados era significativamente grande. Todavia, ressalta-se que a geometria HGOT2 apresentou maior eficiência total nas condições analisadas do que o hidrociclone da literatura – HCOT3DU3.

4.3.3 - Comparativo 3 – Caso 3: minimizar o número de Euler

O hidrociclone resultante do terceiro estudo de caso da otimização discreta foi chamado de HGOT3, ao passo que a otimização semi-contínua deu origem ao equipamento denominado HGOT4, ambas geometrias foram obtidas para minimizar o número de Euler (Eu) com restrição ao diâmetro de corte reduzido (d'_{50}). Portanto, espera-se que estes hidrociclones apresentem baixo gasto energético (associado a uma alta capacidade de processamento) e um diâmetro de corte reduzido limitado a 7,0 μm . Neste trabalho, a geometria HGOT3 foi testada em duas configurações: uma com diâmetro de *underflow* de 5,0 mm e outra com $D_U = 3,0$ mm. Sendo que este comparativo se refere à primeira delas ($D_U = 5,0$ mm), esta configuração de hidrociclone será doravante chamada de HGOT3DU5.

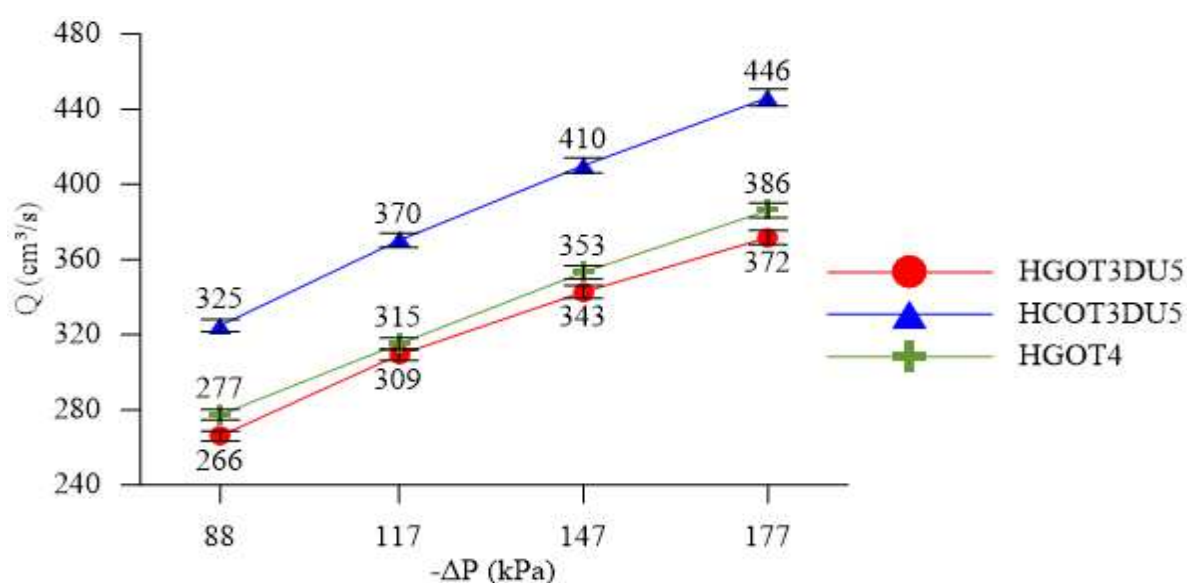
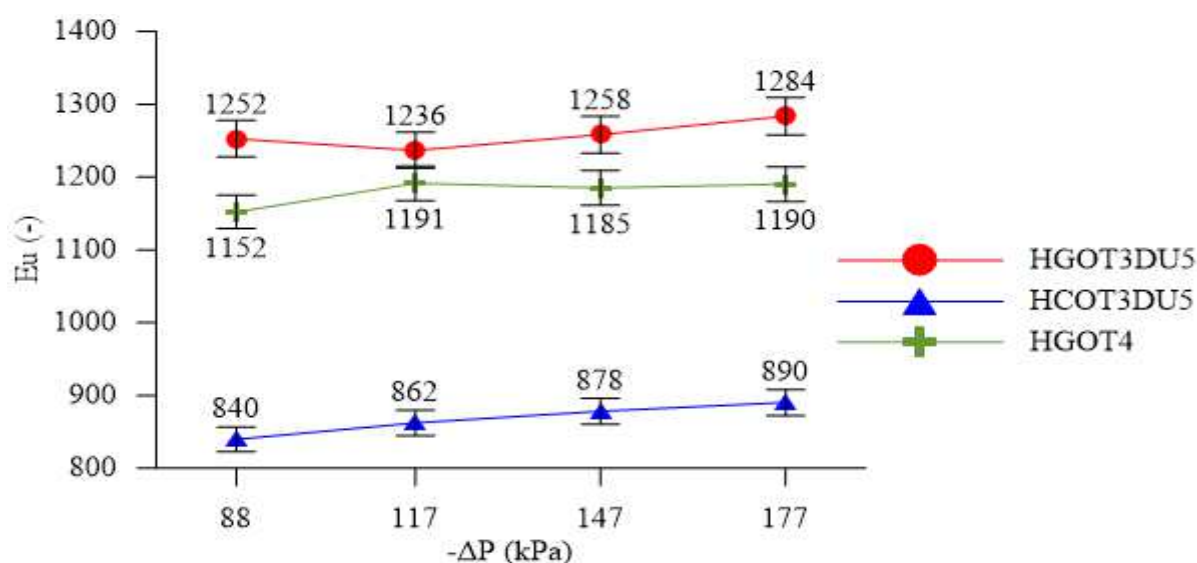
Para confirmar a melhoria das geometrias já analisadas no banco de dados, o HGOT3DU5 e o HGOT4 foram comparados ao hidrociclone de menor número de Euler do banco de dados: o HCOT3 com $D_U = 5,0$ mm (HCOT3DU5), otimizado por Silva (2012) e Kyriakidis (2014). As dimensões geométricas dos três equipamentos são apresentadas nas Tabelas 4.13 e 4.14. Os resultados comparativos de vazão volumétrica de alimentação (Q) e número de Euler (Eu) são ilustrados nas Figuras 4.41 e 4.42.

Tabela 4.13 – Dimensões geométricas dos hidrociclones HGOT3DU5 e HCOT3DU5.

Dimensão geométrica	HGOT3DU5	HCOT3DU5	Diferença HGOT3DU5 e HCOT3DU5 (%)
D_i (mm)	6,3	7,8	-19,2
D_o (mm)	10,5	10,5	0,0
L (mm)	228,0	228,0	0,0
h (mm) / H (mm)	114,0 / 114,0	69,0 / 159,0	+65,2 / -28,3
θ (°)	12,5	9,0	+38,9
ℓ (mm)	91,2	12,0	+660,0
D_U (mm)	5,0	5,0	0,0

Tabela 4.14 – Dimensões geométricas dos hidrociclones HGOT4 e HCOT3DU5

Dimensão geométrica	HGOT4	HCOT3DU5	Diferença HGOT4 e HCOT3DU5 (%)
D_i (mm)	6,3	7,8	-19,2
D_o (mm)	10,5	10,5	0,0
L (mm)	185,0	228,0	-18,9
h (mm) / H (mm)	114,0 / 71,0	69,0 / 159,0	+65,2 / -55,3
θ (°)	20,0	9,0	+122,2
ℓ (mm)	91,2	12,0	+660,0
D_U (mm)	4,4	5,0	-12,0

Figura 4.41 – Resultados experimentais de vazão de alimentação (Q) para os hidrociclones HGOT3DU5, HCOT3DU5 e HGOT4.Figura 4.42 – Resultados experimentais de número de Euler (Eu) para os hidrociclones HGOT3DU5, HCOT3DU5 e HGOT4.

A partir das Figuras 4.41 e 4.42, pode-se observar que os hidrociclones HGOT3DU5 e HGOT4 apresentaram capacidades de processamento muito próximas entre si e, ao mesmo tempo, inferiores ao do equipamento da literatura HCOT3DU5 em todas as quedas de pressão analisadas. Sendo que a diminuição da vazão volumétrica de alimentação foi de, em média, 16,92% para o HGOT3DU5 (Tabela 4.15) e de 14,20% para o HGOT4 (Tabela 4.16) em relação ao hidrociclone da literatura HCOT3DU5. Isso significa que para uma mesma vazão de alimentação da suspensão, as geometrias HGOT3DU5 e HGOT4 possuem uma maior perda de carga, o que faz com que para uma mesma queda de pressão, uma menor quantidade de suspensão alimentada seja processada num mesmo intervalo de tempo. Isso implica em um maior gasto energético para o bombeamento da suspensão quando comparado ao hidrociclone HCOT3DU5, refletido no aumento médio de 45,02% no número de Euler para a configuração HGOT3DU5 (Tabela 4.15) e 36,02% para o HGOT4 (Tabela 4.16).

Tabela 4.15 – Comparativo entre os hidrociclones HGOT3DU5 e HCOT3DU5 com relação às respostas Q e Eu.

-ΔP (Pa)	Diferença da resposta vazão volumétrica de alimentação (Q) entre HGOT3DU5 e HCOT3DU5 (%)	Diferença da resposta número de Euler (Eu) entre HGOT3DU5 e HCOT3DU5 (%)
88000	-18,09	49,17
117000	-16,46	43,42
147000	-16,42	43,28
177000	-16,69	44,20
Média	-16,92	45,02

Tabela 4.16 – Comparativo entre os hidrociclones HGOT4 e HCOT3DU5 com relação às respostas Q e Eu.

-ΔP (Pa)	Diferença da resposta vazão volumétrica de alimentação (Q) entre HGOT4 e HCOT3DU5 (%)	Diferença da resposta número de Euler (Eu) entre HGOT4 e HCOT3DU5 (%)
88000	-14,58	37,22
117000	-14,88	38,19
147000	-13,86	34,94
177000	-13,47	33,72
Média	-14,20	36,02

Entre as duas geometrias obtidas na otimização pelo Algoritmo de Evolução Diferencial, a geometria HGOT4 – resultante da otimização semi-contínua – apresentou menores números de Euler e consequente menor gasto energético nas quatro quedas de pressão analisadas, porém esse gasto ainda é maior do que aquele apresentado pela geometria da literatura (HCOT3DU5).

A menor perda de carga no hidrociclone HCOT3DU5 é notada no menor gradiente de pressão para essa configuração quando comparada aos equipamentos HGOT3DU5 e HGOT4 para uma mesma vazão de alimentação – Figura 4.43. O menor gradiente de pressão absoluta no interior do HCOT3DU5 indica que uma maior quantidade de energia de pressão foi transformada em energia cinética. Por outro lado, entre os hidrociclones otimizados, o HGOT4 possui uma maior zona de baixa pressão (em azul escuro) do que o HGOT3DU5, o que explica a diferença entre a resposta número de Euler dos dois hidrociclones.

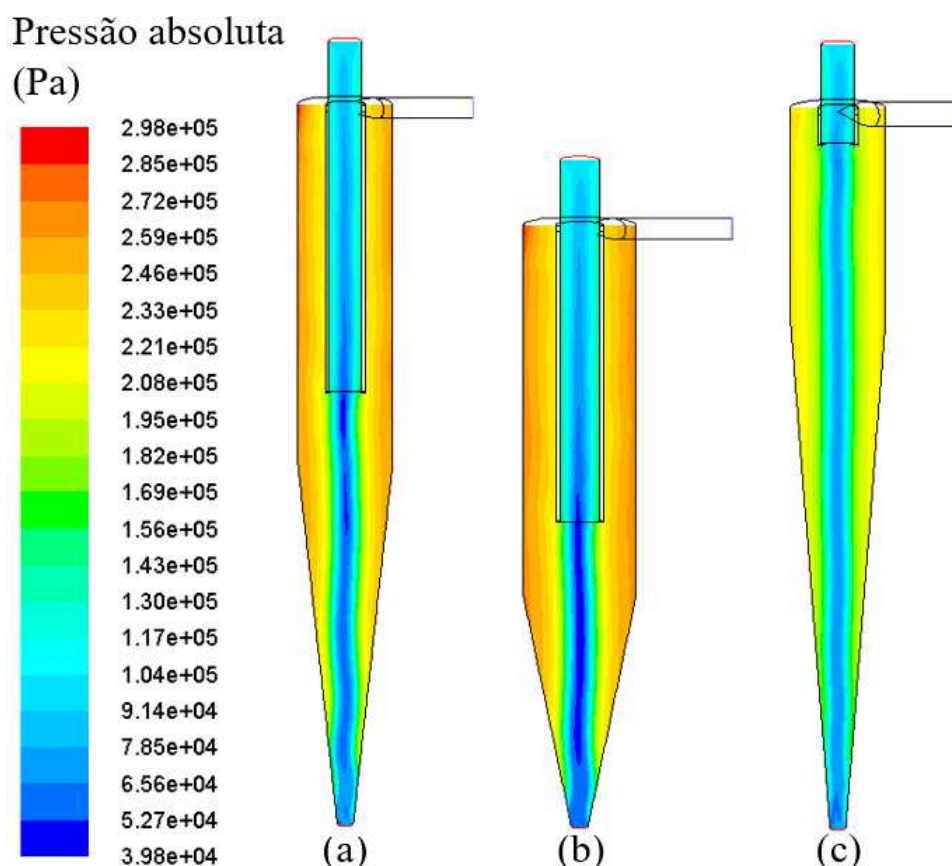


Figura 4.43 – Distribuição de pressão com $Q = 372 \text{ cm}^3/\text{s}$ nos hidrociclones: (a) HGOT3DU5, (b) HGOT4 e (c) HCOT3DU5 (os hidrociclones não estão escala).

De acordo com as equações de predição (Tabela 3.2), o acréscimo no ângulo do tronco de cone diminuiria o gasto energético expresso por Eu . Entretanto, o efeito linear de ℓ indica que Eu é mais sensível a alterações nesse parâmetro do que para mudanças em θ e tendo em vista o aumento de mais de 600% no comprimento de *vortex finder*, a resposta número de Euler foi prejudicada. Apesar do objetivo da otimização ser a minimização de Eu e a Superfície de Resposta já prever esse comportamento, possivelmente as restrições de d'_{50} impostas ao Algoritmo de Evolução Diferencial fizeram com que o mesmo fornecesse soluções sub-ótimas.

Continuando a análise dos resultados numéricos, observando os perfis de velocidade axial descendente (Figura 4.44), percebe-se uma maior região de fluido do vórtice interno em movimento descendente nas proximidades do orifício de *underflow* para a configuração HCOT3DU5 do que para as geometrias HGOT4 e HGOT3DU5, sendo que o HGOT4 possui uma região de velocidade axial descendente próximo ao *underflow* pouco maior do que aquela estimada para o hidrociclone HGOT3DU5.

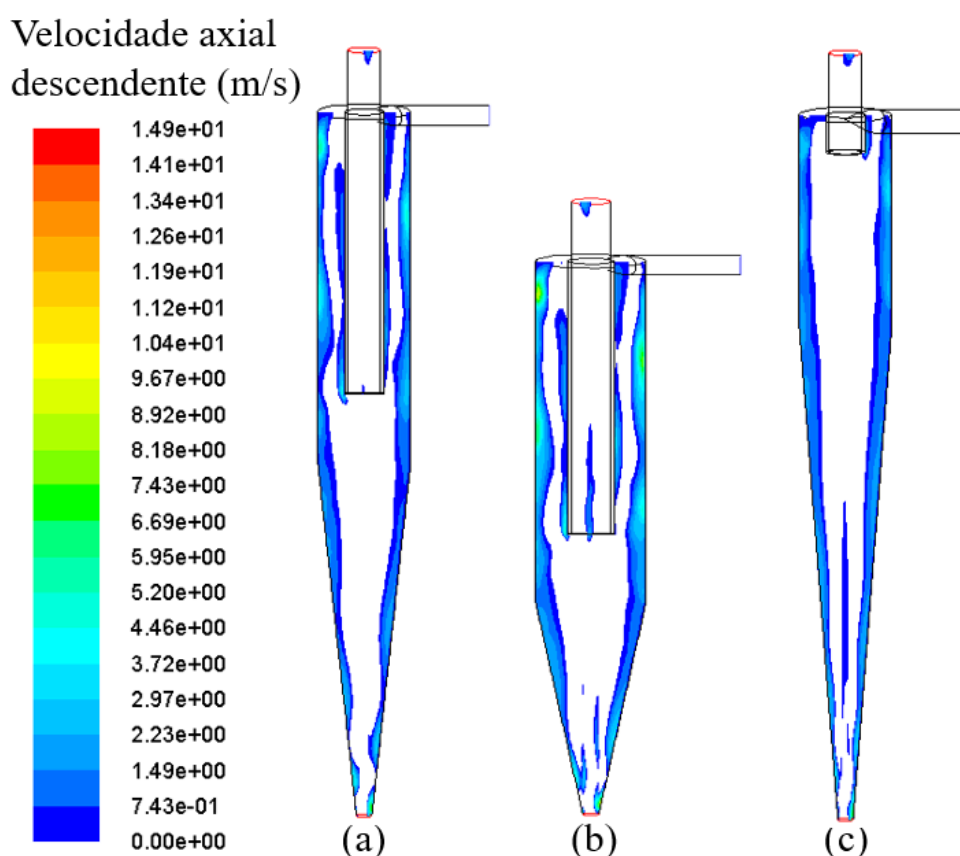


Figura 4.44 – Perfil de velocidade axial descendente com $Q = 372 \text{ cm}^3/\text{s}$ para os hidrociclones: (a) HGOT3DU5, (b) HGOT4 e (c) HCOT3DU5 (os hidrociclones não estão escala).

Tal fato sugere que uma maior quantidade de líquido é descarregada na corrente de *underflow* para a geometria HCOT3DU5, acarretando assim em uma maior razão de líquido. As Figuras 4.44 e 4.45 sugerem que valores muito próximos de razão de líquido sejam esperados para os hidrociclones HGOT3DU5 e HGOT4, sendo que a configuração HGOT3DU5 deve apresentar o menor valor dessa resposta, uma vez que a região de fluido com velocidade axial descendente nas proximidades do *underflow* é menor para essa configuração. Assim, as tendências relatadas nas simulações fluidodinâmicas foram constatadas nos resultados experimentais de razão de líquido, como exposto na Figura 4.46.

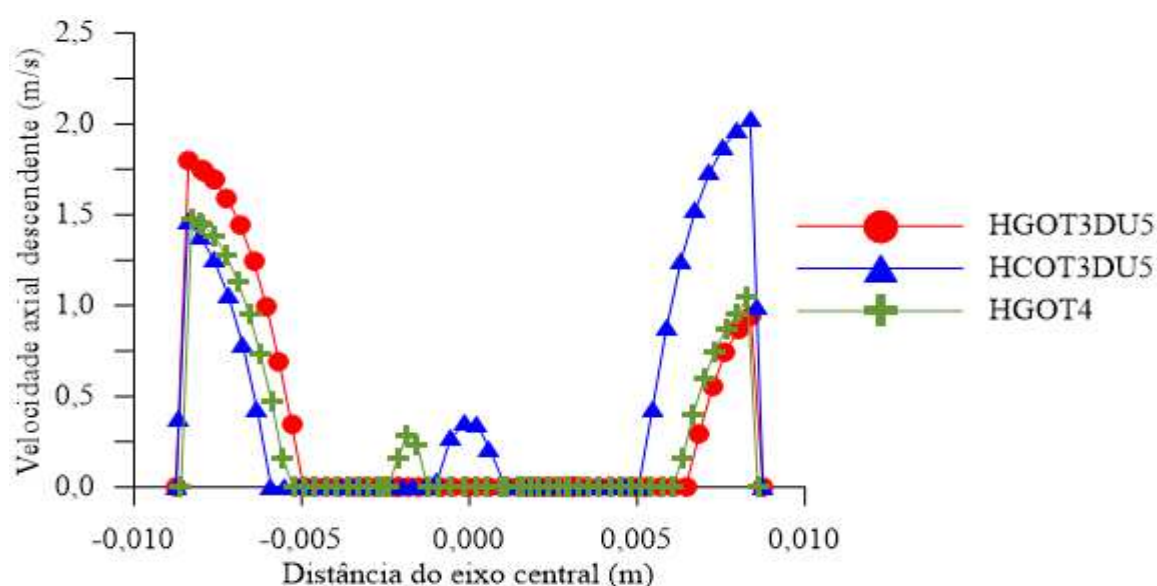


Figura 4.45 – Perfil de velocidade axial descendente na linha média da altura do tronco de cone dos hidrociclones HGOT3DU5, HCOT3DU5 e HGOT4.

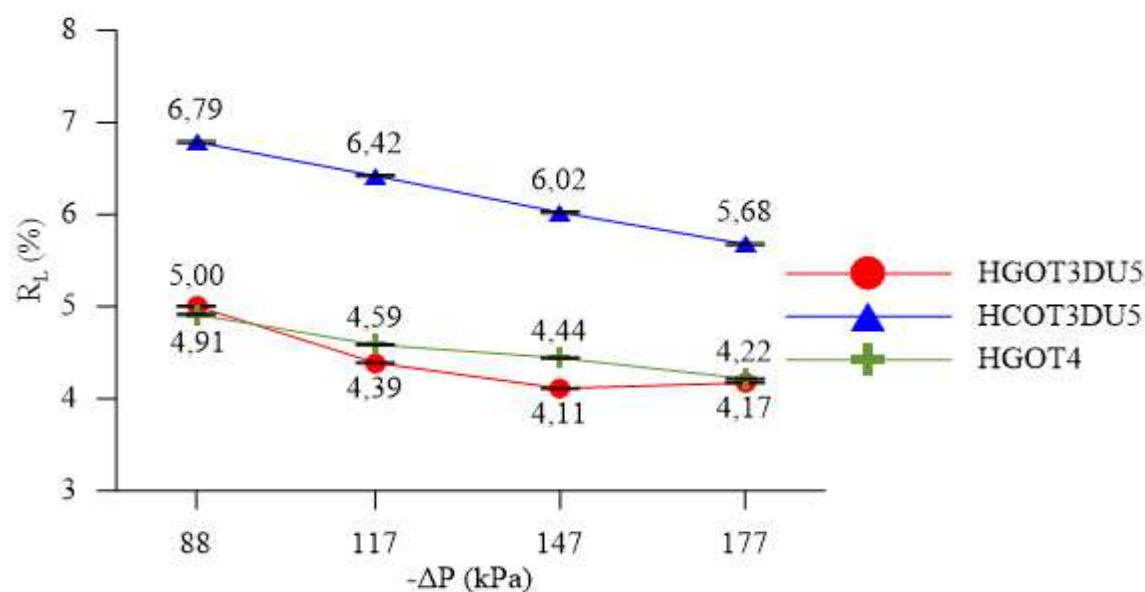


Figura 4.46 – Resultados experimentais de razão de líquido (R_L) para os hidrociclones HGOT3DU5, HCOT3DU5 e HGOT4.

Nota-se que apesar de apresentar desvantagens com relação à capacidade de processamento e gasto energético (maior Eu), pela Figura 4.46 é possível observar que os hidrociclones otimizados neste trabalho alcançaram menores valores de razão de líquido em todas as quedas de pressão analisadas. Isto é, uma menor quantidade de líquido é descarregada na corrente de *underflow*, aumentando a concentração de sólidos nessa corrente para as geometrias HGOT3DU5 e HGOT4 nas quatro quedas de pressão, como mostrado na Figura 4.47. Esse era o comportamento esperado, já que a equação de predição para R_L (Tabela 3.2) mostra que o comprimento de *vortex finder* exerce efeito significativo sobre a razão de líquido e o aumento de mais de 600% em ℓ favoreceria em demasia a recuperação de líquido.

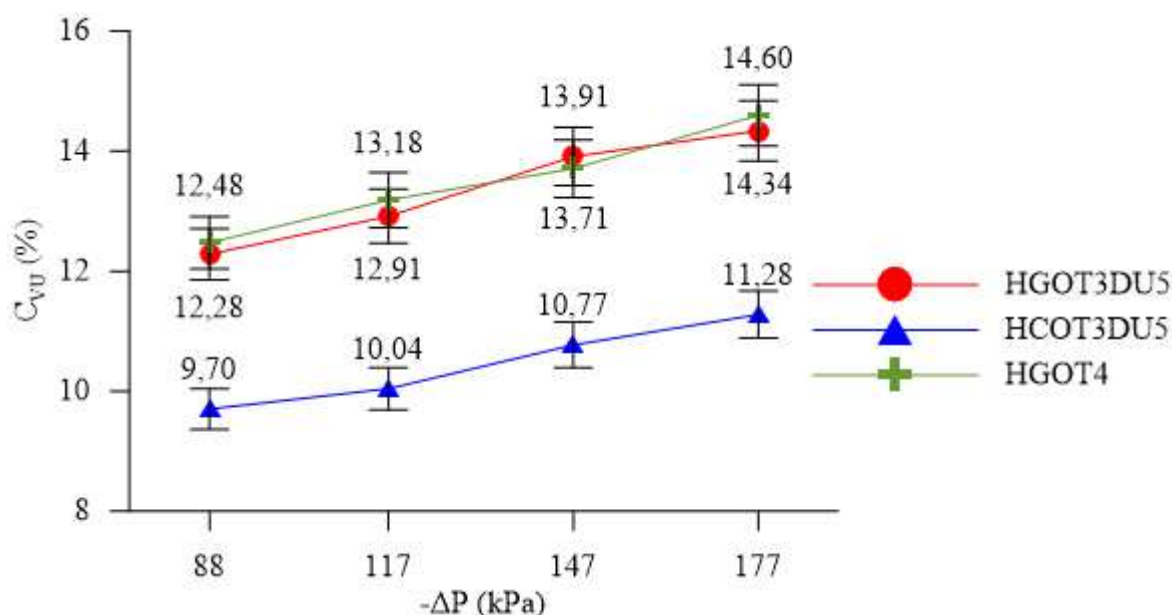


Figura 4.47 – Resultados experimentais de concentração volumétrica da corrente de *underflow* (C_{VU}) para os hidrociclones HGOT3DU5, HCOT3DU5 e HGOT4.

Em média, a concentração volumétrica da corrente de *underflow* foi majorada em 27,88% empregando o hidrociclone HGOT3DU5, se comparado à configuração HCOT3DU5 (Tabela 4.17); ao passo que a razão de líquido encontrada experimentalmente para o HGOT3DU5 foi 29,03% menor do que aquela observada para o HCOT3DU5. Considerando os desvios experimentais para os resultados de C_{VU} não houve diferença significativa entre os equipamentos HGOT3DU5 e HGOT4, uma vez que a maior discrepância entre os valores de R_L para essas duas geometrias foi de 0,27%.

Tabela 4.17 – Comparativo entre os hidrociclones HGOT3DU5 e HCOT3DU5 com relação às respostas R_L e C_{VU} .

- ΔP (Pa)	Diferença da resposta razão de líquido (R_L) entre HGOT3DU5 e HCOT3DU5 (%)	Diferença da resposta concentração volumétrica da corrente de <i>underflow</i> (C_{VU}) entre HGOT3DU5 e HCOT3DU5 (%)
88000	-26,26	26,60
117000	-31,63	28,60
147000	-31,72	29,16
177000	-26,53	27,15
Média	-29,03	27,88

Portanto, percebe-se que utilizando um mesmo diâmetro de *underflow*, a geometria HGOT3 proveu menores valores de R_L do que o hidrociclone HCOT3. De acordo com a literatura pesquisada para o banco de dados, o hidrociclone HCOT3 é a geometria que apresenta as menores razões de líquido a depender do diâmetro de *underflow* empregado. Logo, tendo em vista o propósito de concentração ou espessamento, a geometria HGOT3 otimizada nesta tese pode ter seu potencial concentrador majorado fazendo uso de um menor D_U . Essa possibilidade foi explorada e discutida na Seção 4.3.4.

Além de aumentar a concentração de sólidos na corrente de *underflow*, o hidrociclone HGOT3DU5 ainda apresenta eficiência total comparável ao HCOT3DU5, como mostrado na Figura 4.48. Considerando os desvios experimentais, os equipamentos HGOT3DU5 e HCOT3DU5 proporcionam a mesma eficiência de separação da suspensão e mesma classificação de partículas, uma vez que os diâmetros de corte reduzido encontrados para essas duas configurações são estatisticamente similares, como exposto na Figura 4.49.

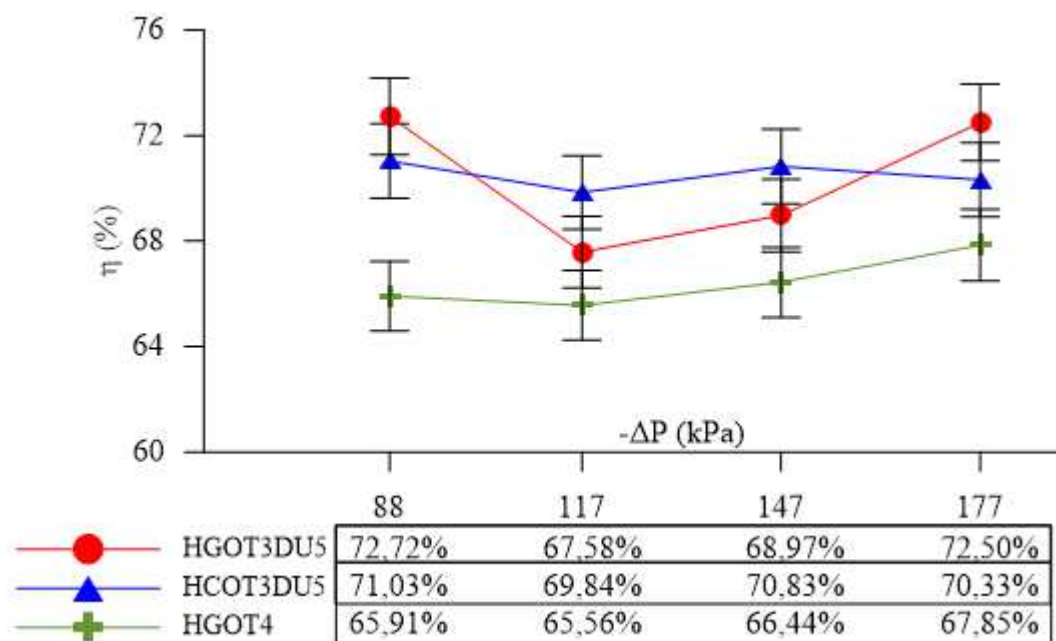


Figura 4.48 – Resultados experimentais de eficiência total (η) para os hidrociclones HGOT3DU5, HCOT3DU5 e HGOT4.

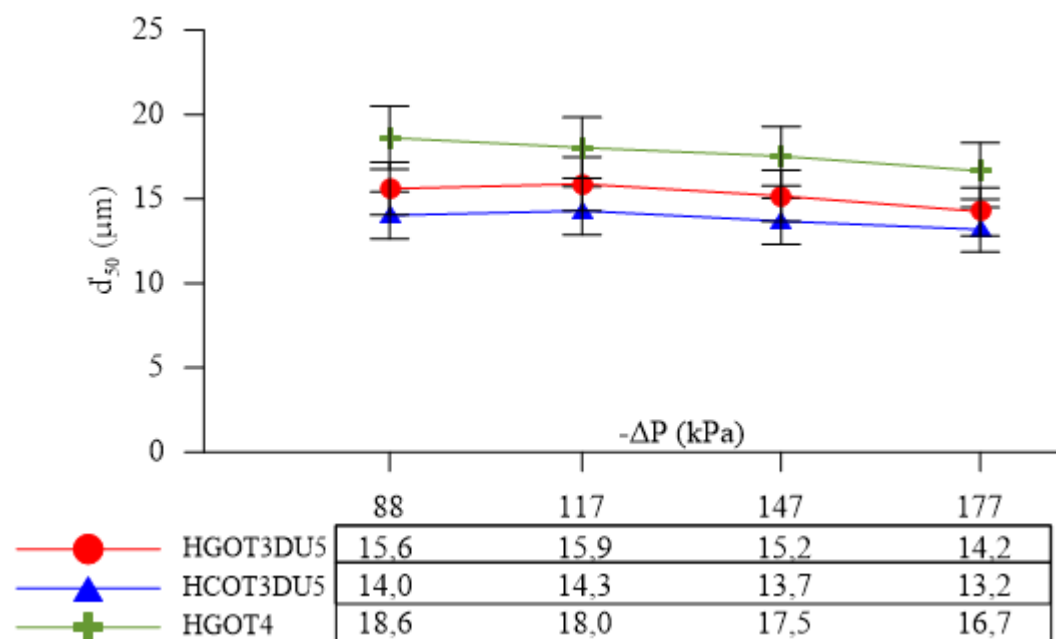


Figura 4.49 – Resultados experimentais de diâmetro de corte reduzido (d'_{50}) para os hidrociclones HGOT3DU5, HCOT3DU5 e HGOT4.

Já para o hidrociclone resultante da otimização semi-contínua – HGOT4 – a eficiência total dessa geometria é inferior às outras duas na queda de pressão de 88000 Pa, ao passo que para as demais quedas de pressão sua eficiência se assemelha àquela encontrada experimentalmente para os outros dois equipamentos (Figura 4.48). Tal comportamento se

reflete nos resultados de diâmetro de corte reduzido, que são estatisticamente semelhantes para as três geometrias (Figura 4.49).

Como as três geometrias apresentam valores de eficiência total estatisticamente iguais (com exceção do HGOT4 em 88000 Pa), espera-se que o equipamento de maior razão de líquido (HCOT3DU5) apresente o campo centrífugo menos intenso, visto que a eficiência de um hidrociclone pode ser entendida como a soma das contribuições do campo centrífugo e do “efeito T”. Assim, entende-se que as geometrias de menor R_L (HGOT3DU5 e HGOT4) proporcionem uma maior força centrífuga atuante no escoamento. Como dito nas seções anteriores, a intensidade do campo centrífugo pode ser inferida por meio da componente tangencial da velocidade. Dessa forma, os perfis de velocidade tangencial mostrados nas Figuras 4.50 e 4.51 ratificam esse pensamento.

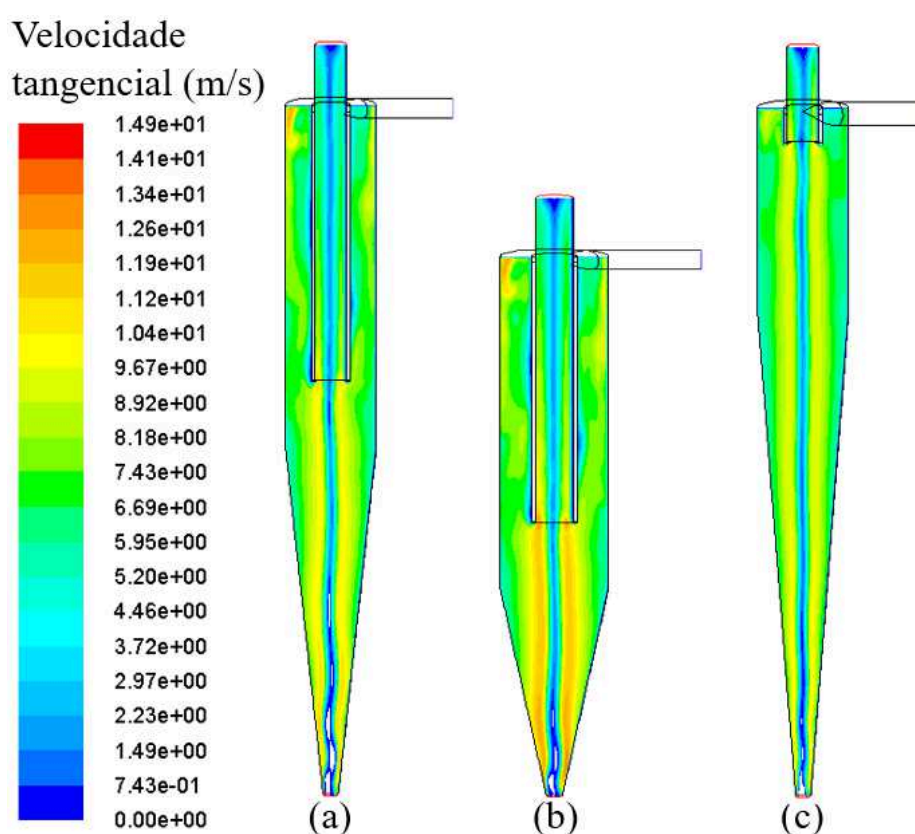


Figura 4.50 – Perfil de velocidade tangencial com $Q = 372 \text{ cm}^3/\text{s}$ para os hidrociclones: (a) HGOT3DU5, (b) HGOT4 e (c) HCOT3DU5 (os hidrociclones não estão escala).

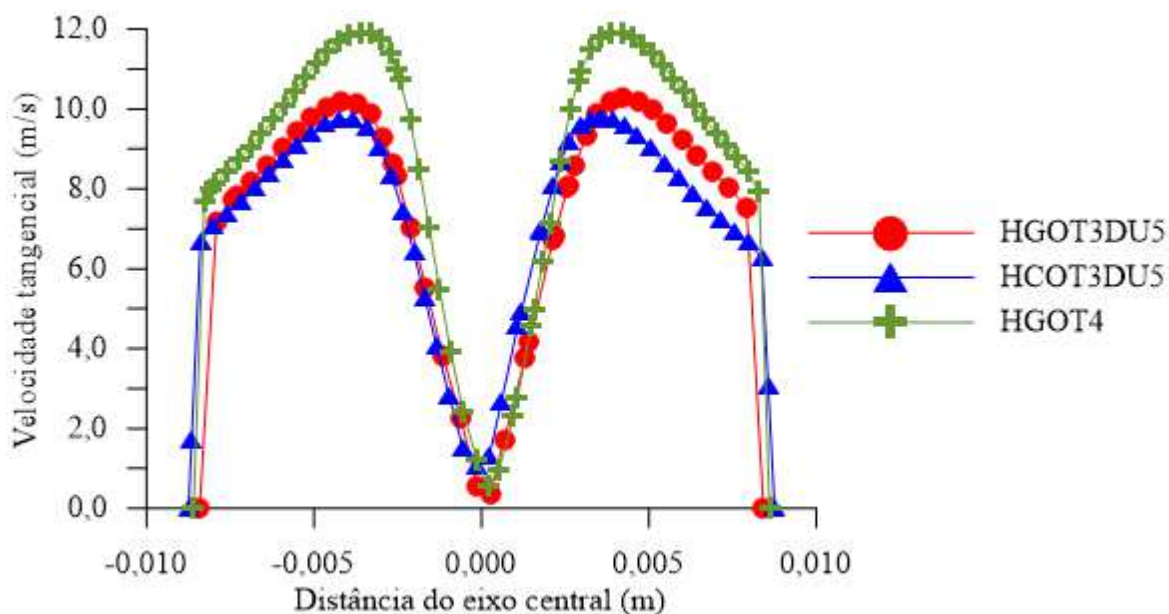


Figura 4.51 – Perfil de velocidade tangencial na linha média da altura do tronco de cone dos hidrociclones HGOT3DU5, HCOT3DU5 e HGOT4.

Em suma, por meio dos resultados obtidos, nota-se que as otimizações discreta e semi-contínua não cumpriram com seu objetivo de minimizar o número de Euler baseado nas geometrias do banco de dados estudados. Provavelmente as restrições ao diâmetro de corte reduzido interferiram na busca pelo resultado ótimo de menor Eu. Entretanto, os equipamentos otimizados alcançaram patamares similares de eficiência total quando comparados às geometrias reportadas na literatura, mas com uma maior concentração de sólidos na corrente de *underflow*.

Sabe-se que um dos principais fatores que influenciam a razão de líquido em um hidrociclone é o diâmetro de *underflow*. O equipamento HGOT4 já possuía um tamanho intermediário de D_U , mas o hidrociclone HGOT3DU5 possuía o mesmo nível dessa variável que a geometria HCOT3DU5, o que levou a crer que a diminuição dessa variável operacional poderia fazer o HGOT3 proporcionar valores de R_L ainda menores do que o hidrociclone mais concentrador do banco de dados – HCOT3 – com mesmo D_U . Esta foi a proposta do comparativo 4.

4.3.4 - Comparativo 4 – Otimização discreta: alternativa ao caso 3

Uma vez que utilizando o mesmo diâmetro de *underflow*, a geometria HGOT3 proveu valores inferiores de razão de líquido quando comparada ao equipamento HCOT3, ou seja, aumentou a concentração de sólidos na corrente de *underflow*, optou-se por testar o D_U de 3,0 mm no hidrociclone HGOT3 (dando origem ao equipamento HGOT3DU3) e compará-lo ao HCOT3 de mesmo diâmetro de *underflow* (HCOT3DU3), o qual apresenta o menor valor de R_L do banco de dados. Como para um mesmo D_U a geometria HGOT3 apresentou menor razão de líquido, espera-se que o mesmo comportamento aconteça para menores valores de diâmetro de *underflow* e que isso possibilite a otimização de um hidrociclone para minimização de razão de líquido a partir da geometria HGOT3 utilizando $D_U = 3,0$ mm.

Primeiramente, analisando os resultados de vazão volumétrica de alimentação (Figura 4.52), observa-se que o hidrociclone do tipo HGOT3 continua apresentando menor capacidade de processamento do que o equipamento HCOT3 para um mesmo diâmetro de *underflow*, mantendo-se aproximadamente a média de diminuição da vazão volumétrica de alimentação em 17,00% (Tabela 4.18). O que se reflete em termos de gasto energético, sendo que a mesma tendência verificada para o número de Euler no Comparativo 3 também é notada para a configuração de $D_U = 3,0$ mm em ambos hidrociclones, ou seja, a geometria HGOT3DU3 apresentou maiores valores de Eu em todas as quedas de pressão analisadas como mostra a Figura 4.53. E de acordo com a Tabela 4.18, esse aumento no número de Euler foi de em média 45,10% (aproximadamente o mesmo valor encontrado para o $D_U = 5,0$ mm no Comparativo 3).

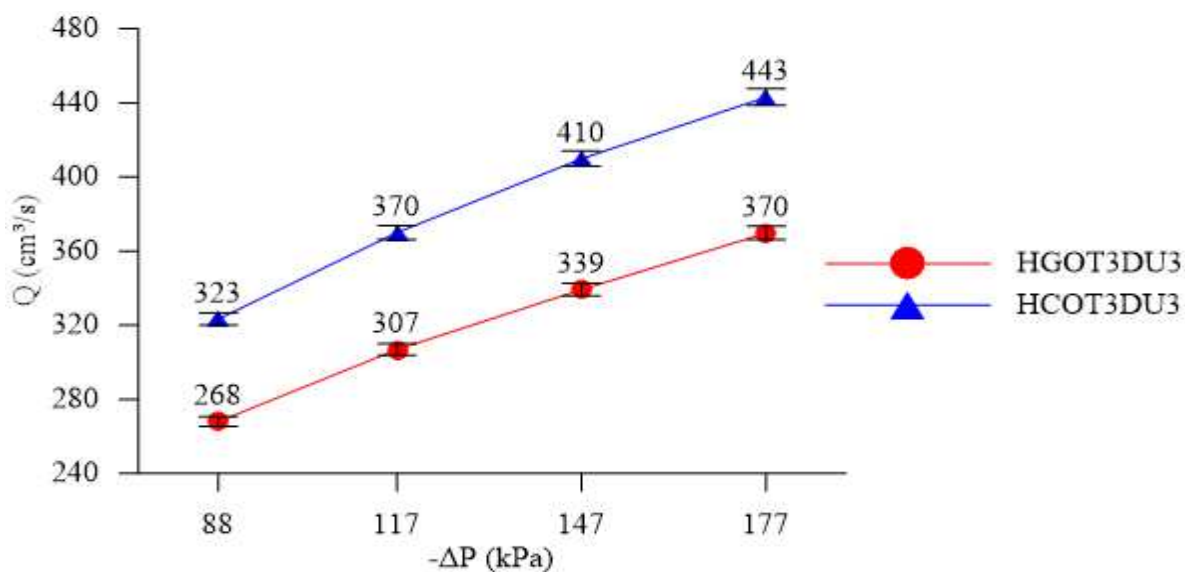


Figura 4.52 – Resultados experimentais de vazão de alimentação (Q) para os hidrociclones HGOT3DU3 e HCOT3DU3.

Tabela 4.18 – Comparativo entre os hidrociclones HGOT3DU3 e HCOT3DU3 com relação às respostas Q e Eu .

$-\Delta P$ (Pa)	Diferença da resposta vazão volumétrica de alimentação (Q) entre HGOT3DU3 e HCOT3DU3 (%)	Diferença da resposta número de Euler (Eu) entre HGOT3DU3 e HCOT3DU3 (%)
88000	-17,14	45,59
117000	-17,06	45,31
147000	-17,24	45,95
177000	-16,56	43,57
Média	-17,00	45,10

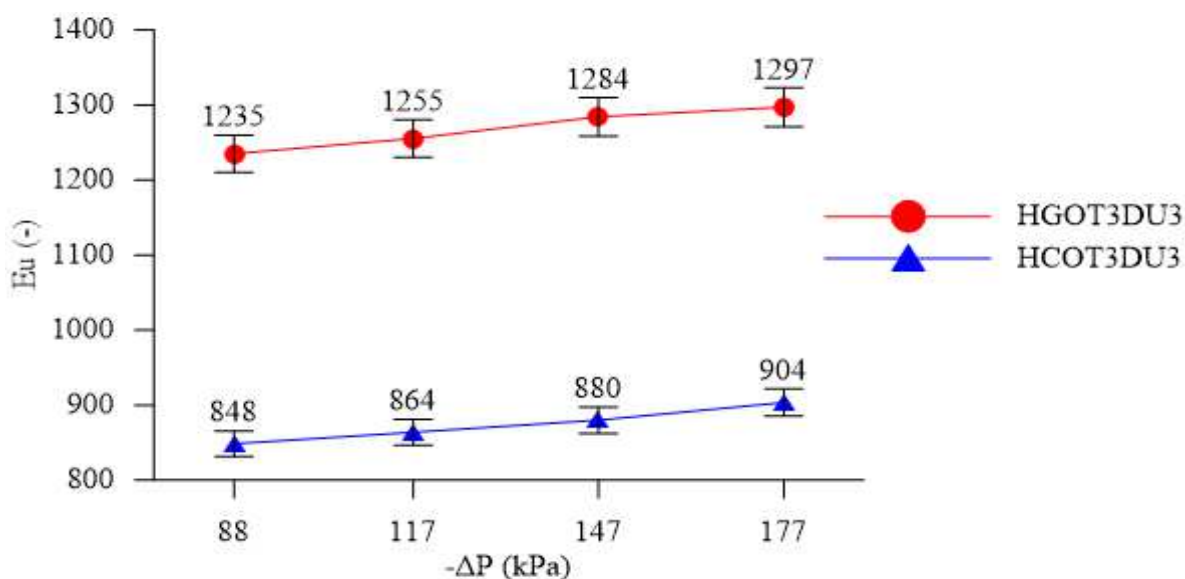


Figura 4.53 – Resultados experimentais de número de Euler (Eu) para os hidrociclones HGOT3DU3 e HCOT3DU3.

Mais uma vez, a menor perda de carga no hidrociclone do tipo HCOT3 é notada no menor gradiente de pressão para essa configuração quando comparada ao HGOT3 de mesmo diâmetro de *underflow*, como mostrado na Figura 4.54.

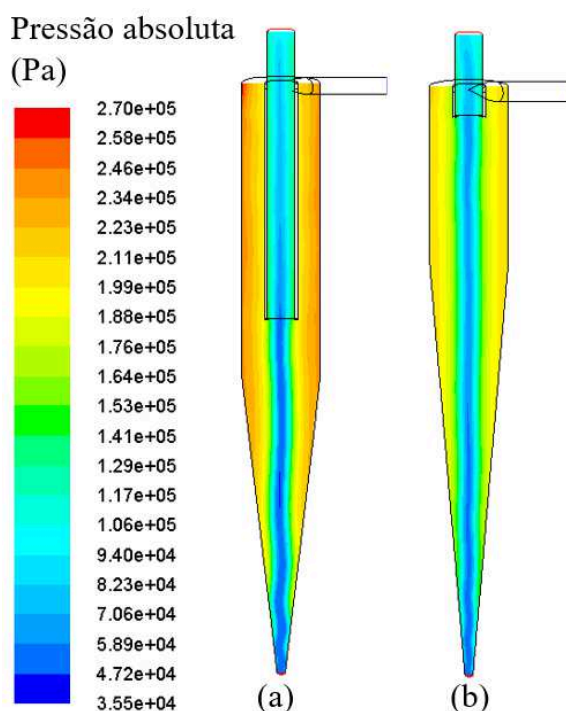


Figura 4.54 – Distribuição de pressão com $Q = 370 \text{ cm}^3/\text{s}$ nos hidrociclones: (a) HGOT3DU3 e (b) HCOT3DU3 (os hidrociclones não estão escala).

Se forem analisados os resultados numéricos dos perfis de velocidade axial descendente (Figuras 4.55 e 4.56), percebe-se a maior região de fluido em direção ao orifício de *underflow* no hidrociclone HCOT3DU3, o que sugere que uma maior quantidade de líquido é descarregada na corrente de *underflow* para a geometria HCOT3DU3, o que acarreta em uma maior razão de líquido. Os resultados experimentais de razão de líquido apresentados na Figura 4.57 corroboram os resultados das simulações, sendo que a mesma tendência observada para as duas geometrias com diâmetro de *underflow* de 3,0 mm também é notada para o D_U de 5,0 mm.

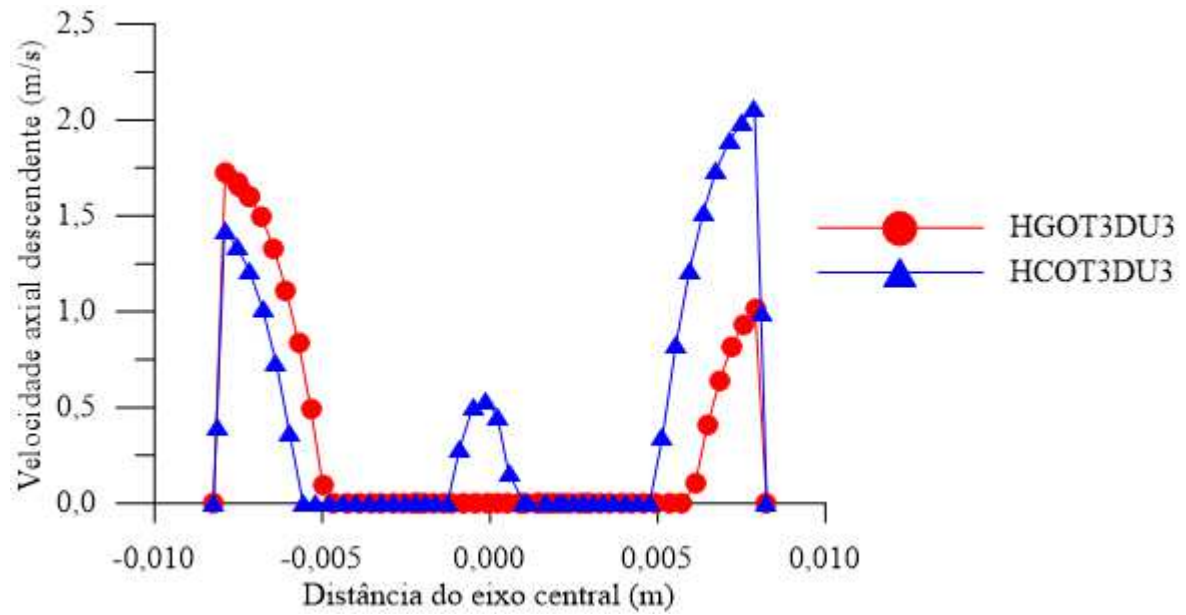


Figura 4.55 – Perfil de velocidade axial descendente na linha média da altura do tronco de cone dos hidrociclones HGOT3DU3 e HCOT3DU3.

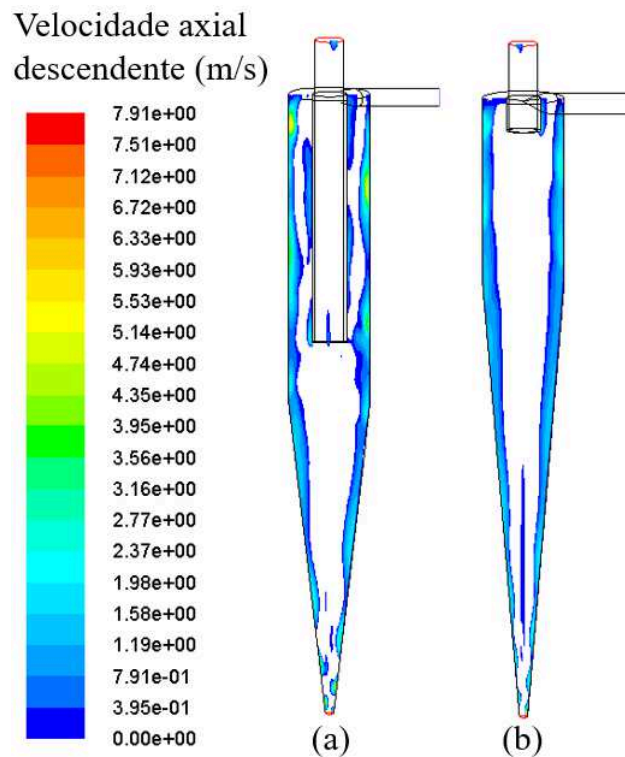


Figura 4.56 – Perfil de velocidade axial descendente com $Q = 370 \text{ cm}^3/\text{s}$ nos hidrociclones: (a) HGOT3DU3 e (b) HCOT3DU3 (os hidrociclones não estão escala).

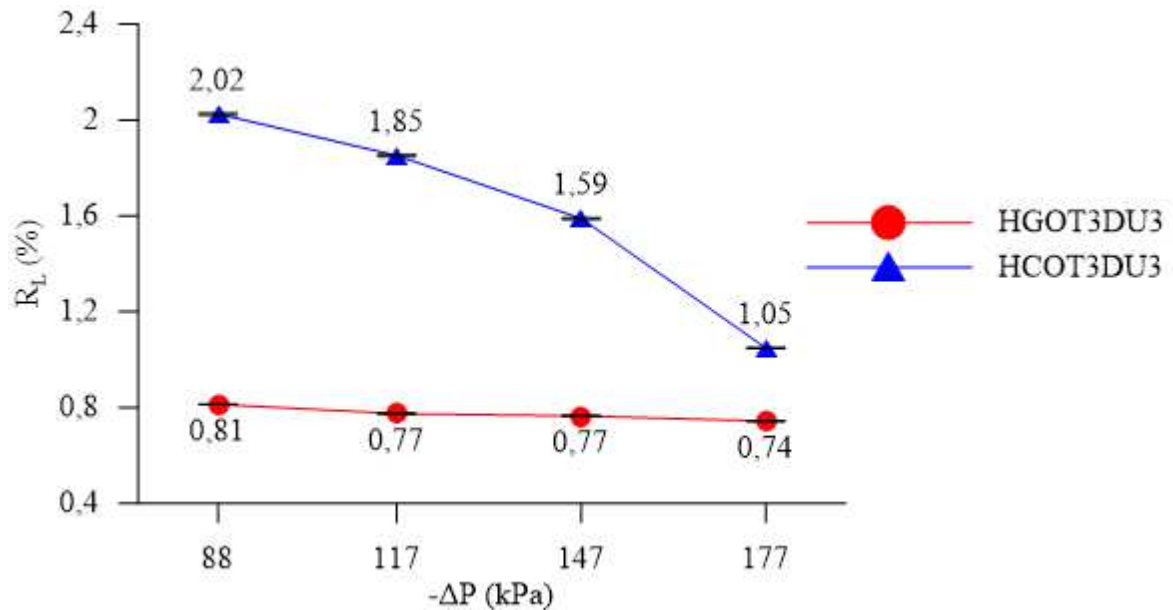


Figura 4.57 – Resultados experimentais de razão de líquido (R_L) para os hidrociclones HGOT3DU3 e HCOT3DU3.

Nota-se que os resultados de R_L se mantiveram aproximadamente constantes no hidrociclone HGOT3DU3 e ao mesmo tempo menores do que na configuração HCOT3DU3 para todas as quedas de pressão analisadas, sendo que a redução média dessa resposta foi de 49,73% (Tabela 4.19). A diminuição da razão de líquido aumentou a concentração da corrente de *underflow* em até 76,60%, chegando a concentrações volumétricas de sólidos de até 45,25% nessa corrente, como mostrado na Figura 4.58, sendo que, em média, o aumento em C_{VU} foi de 52,43% (Tabela 4.19).

Tabela 4.19 – Comparativo entre os hidrociclones HGOT3DU3 e HCOT3DU3 com relação às respostas R_L e C_{VU} .

-ΔP (Pa)	Diferença da resposta razão de líquido (R_L) entre HGOT3DU3 e HCOT3DU3 (%)	Diferença da resposta concentração volumétrica da corrente de <i>underflow</i> (C_{VU}) entre HGOT3DU3 e HCOT3DU3 (%)
88000	-59,84	76,60
117000	-58,16	65,66
147000	-51,84	49,91
177000	-29,08	17,55
Média	-49,73	52,43

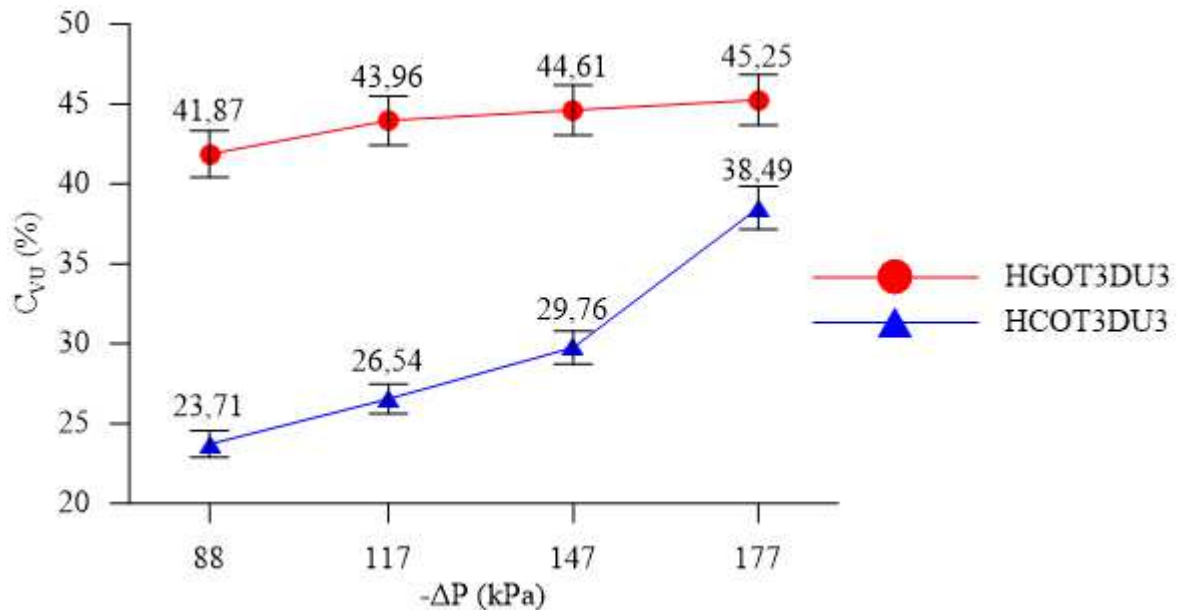


Figura 4.58 – Resultados experimentais de concentração volumétrica da corrente de *underflow* (C_{VU}) para os hidrociclones HGOT3DU3 e HCOT3DU3.

Assim, apesar de ainda manter um maior gasto energético, os resultados experimentais da Tabela 4.19 mostram que o HGOT3DU3 reduziu em até 59,84% a resposta razão de líquido quando comparado ao separador HCOT3DU3, o qual é um equipamento extremamente concentrador (hidrociclone de menor razão de líquido da literatura pesquisada). Ressalta-se ainda que o hidrociclone HGOT3DU3 foi o que apresentou as maiores concentrações de *underflow* e as menores razões de líquido, dentre todas as configurações analisadas nesta tese.

Um resultado de R_L de 0,81% significa que da vazão volumétrica total de líquido alimentado no hidrociclone HGOT3DU3, apenas 0,81% foi descarregado na corrente de *underflow*. A concentração volumétrica dessa mesma corrente de 41,87% significa o aumento de mais de 41 vezes na concentração de sólidos da corrente inicialmente alimentada, haja vista que a concentração volumétrica da alimentação foi mantida em torno de 1,00% em todos os experimentos. Se comparados os dois hidrociclones, a geometria otimizada neste trabalho – HGOT3DU3 – mostrou um potencial concentrador até 76,60% maior do que a geometria mais concentradora do banco de dados – HCOT3DU3 – que já era um equipamento mais concentrador do que hidrociclones clássicos da literatura como Rietema e Demco.

Se por um lado o HGOT3DU3 proporcionou uma maior concentração da corrente de *underflow* pela redução do diâmetro deste orifício, a eficiência total desse equipamento foi prejudicada pela menor vazão de líquido nessa corrente e consequente menor arraste de

partículas, como podem ser vistos os resultados de η na Figura 4.59. Em média, a eficiência total alcançada pelo hidrociclone HGOT3DU3 foi 10,25% menor do que aquela observada para a geometria HCOT3DU3, como apresentado na Tabela 4.20.

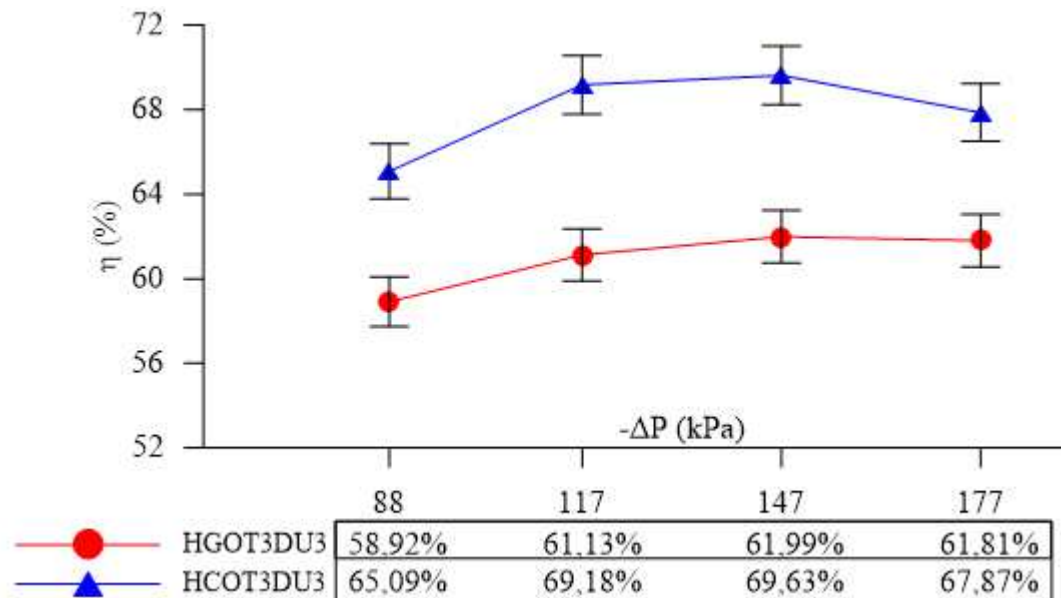


Figura 4.59 – Resultados experimentais de eficiência total (η) para os hidrociclones HGOT3DU3 e HCOT3DU3.

Tabela 4.20 – Comparativo entre os hidrociclones HGOT3DU3 e HCOT3DU3 com relação às respostas η e d'_{50} .

$-\Delta P$ (Pa)	Diferença da resposta eficiência total (η) entre HGOT3DU3 e HCOT3DU3 (%)	Diferença da resposta diâmetro de corte reduzido (d'_{50}) entre HGOT3DU3 e HCOT3DU3 (%)
88000	-9,48%	27,82%
117000	-11,64%	33,46%
147000	-10,96%	34,99%
177000	-8,93%	28,68%
Média	-10,25%	31,24%

Os menores valores de η alcançados pela geometria HGOT3DU3 se devem principalmente pela redução das componentes de velocidade axial descendente (Figura 4.56), uma vez que a componente tangencial da velocidade (principal responsável pelo campo centrífugo) manteve valores próximos para as duas configurações (Figuras 4.60 e 4.61). Tal redução na eficiência total teve reflexos no diâmetro de corte reduzido da geometria otimizada, sendo que houve um aumento médio de 31,24% para essa resposta (Tabela 4.20).

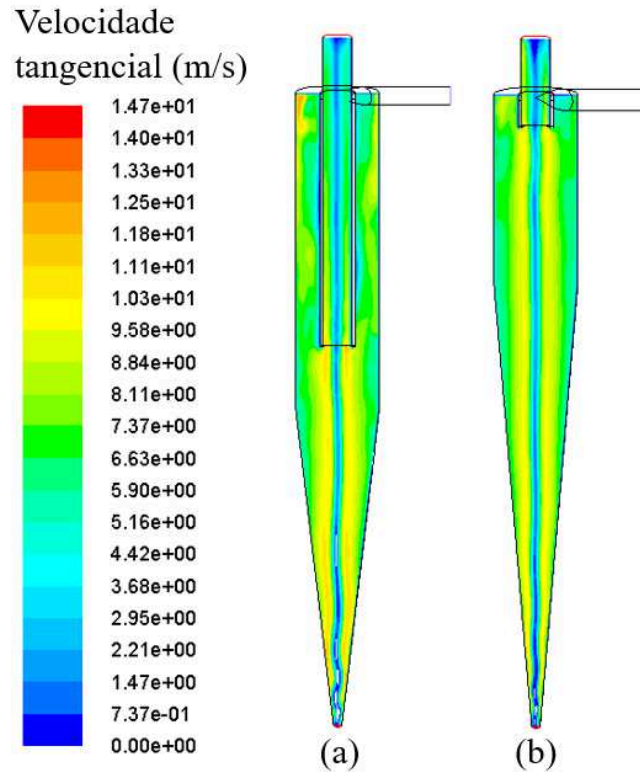


Figura 4.60 – Perfil de velocidade tangencial com $Q = 370 \text{ cm}^3/\text{s}$ nos hidrociclones: (a) HGOT3DU3 e (b) HCOT3DU3 (os hidrociclones não estão escala).

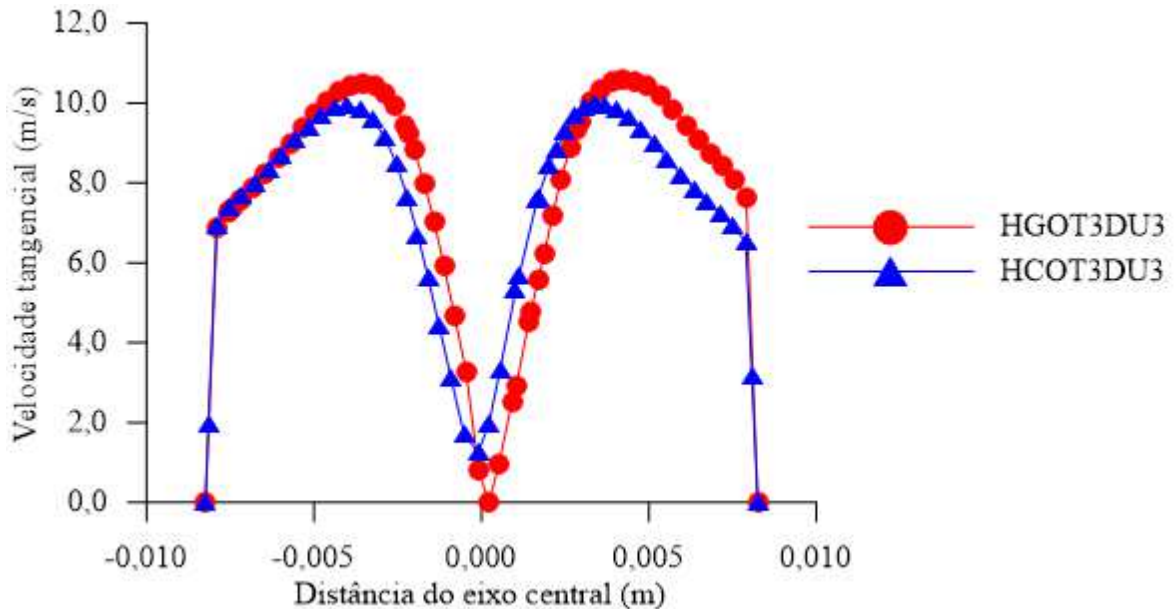


Figura 4.61 – Perfil de velocidade tangencial na linha média da altura do tronco de cone dos hidrociclones HGOT3DU3 e HCOT3DU3.

O menor arraste de partículas pelo fluido no hidrociclone HGOT3DU3, diminuiu a coleta de partículas, o que fez com que o diâmetro de corte reduzido para essa geometria fosse maior do que para o equipamento HCOT3DU3 em todas as quedas de pressão, como apresentado na Figura 4.62.

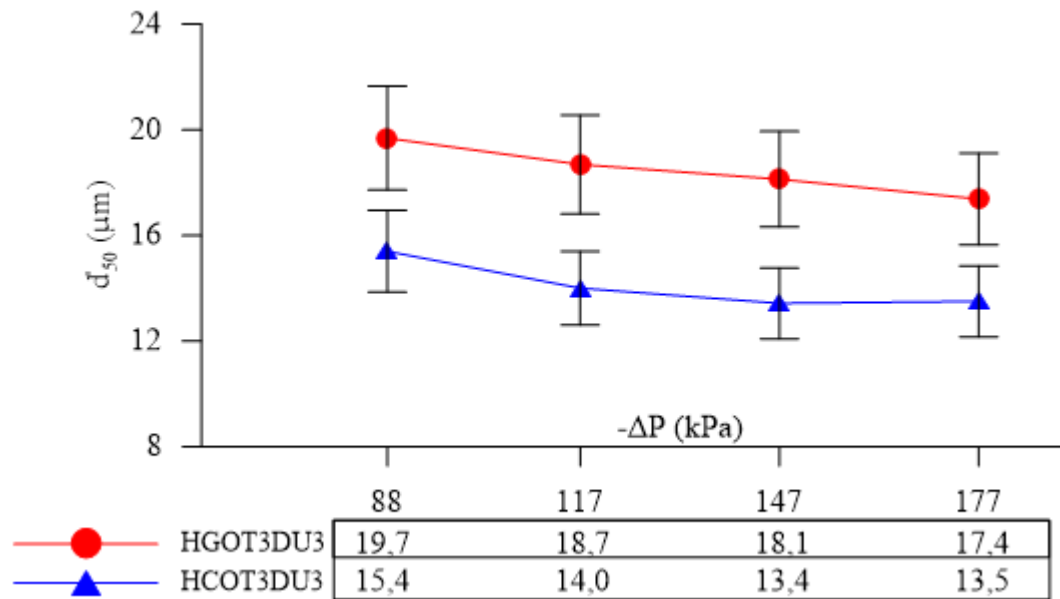


Figura 4.62 – Resultados experimentais de diâmetro de corte reduzido (d'_{50}) para os hidrociclones HGOT3DU3 e HCOT3DU3.

Apesar de separar o material particulado da fase fluida com eficiência total em média 10,25% menor, o hidrociclone HGOT3DU3 mostrou ser um equipamento extremamente concentrador, proporcionando concentrações volumétricas de sólidos na corrente de *underflow* até 76,60% maiores do que o hidrociclone mais concentrador da literatura pesquisada. A depender da finalidade do processo, os ganhos de até 45 vezes na concentração da suspensão inicialmente alimentada podem ser mais relevantes para a separação do que a pequena perda em eficiência, fazendo com que o equipamento HGOT3DU3 seja uma opção mais adequada ao processo. E ainda, considerando o histórico de 12 anos da FEQUI/UFU analisado nesta tese, o HGOT3DU3 é o melhor hidrociclone classificador dentre todos aqueles avaliados no banco de dados.

Capítulo 5

CONCLUSÃO E SUGESTÕES

Este capítulo apresenta a conclusão deste trabalho, bem como sugestões para trabalhos futuros. Nesta tese foram analisadas cinco geometrias de hidrociclones otimizadas de formas diferentes com finalidades distintas e arranjadas em quatro comparativos. A partir das análises feitas nesses comparativos, aqui são apresentadas as conclusões finais desta tese.

5.1 - Conclusão

Nas mesmas condições operacionais, os estudos experimentais e numéricos mostraram que a geometria otimizada para maximizar a eficiência total – HGOT1 – apresentou resultados de η e d'_{50} semelhantes ao equipamento de maior eficiência total da literatura pesquisada – HCOT1 –, porém com um menor gasto energético e pequeno aumento da razão de líquido. Em média, comparado ao HCOT1, o HGOT1 proporcionou:

- capacidade de processamento 34,48% maior;
- gasto energético menor, inferido pelo número de Euler 44,69% menor;
- razão de líquido 22,05% maior;
- concentração volumétrica de sólidos na corrente de *underflow* 15,57% menor;
- eficiência total e diâmetro de corte reduzido estatisticamente iguais (dentro do desvio padrão experimental).

Os estudos fluidodinâmicos mostraram que o aumento da capacidade de processamento e consequente redução do número de Euler se deve ao menor gradiente de pressão no interior do equipamento HGOT1, que sugere que maior quantidade de energia de

pressão foi transformada em energia cinética. Tal fato aumenta a região de fluido em velocidade axial descendente no equipamento, o que majora a razão de líquido no HGOT1.

Portanto, o objetivo de maximizar a eficiência total com restrição ao número de Euler (diminuição do gasto energético) foi plenamente alcançado com a geometria otimizada HGOT1, sendo esta a geometria mais classificadora com menor Eu de todo o histórico de 12 anos de FEQUI/UFU analisado. Logo, as técnicas de otimização utilizadas foram satisfatórias para o primeiro estudo de caso.

Já com relação à otimização para minimizar a razão de líquido, a geometria obtida pelas técnicas de Superfície de Resposta e Algoritmo de Evolução Diferencial – HGOT2 – não satisfaz o objetivo do estudo de caso, uma vez que o equipamento HGOT2 apresentou maior razão de líquido do que o melhor hidrociclone concentrador do banco de dados – HCOT3DU3. Em média, comparado ao HCOT3DU3, o HGOT2 proporcionou:

- razão de líquido 157,61% maior;
- concentração volumétrica de sólidos na corrente de *underflow* 42,28% menor;
- eficiência total 5,83% maior;
- diâmetro de corte reduzido 1,53% menor;
- capacidade de processamento 13,60% menor;
- gasto energético maior, inferido pelo número de Euler 33,76% maior.

A diferença pronunciada nos resultados de R_L se deve à pequena ordem de grandeza dessa resposta para os dois hidrociclones em questão: aproximadamente 4,0% para o HGOT2 e 1,5% para o HCOT3DU3. As simulações fluidodinâmicas apontam que a maior velocidade axial descendente do fluido na parte cônica do equipamento HGOT2 pode ter contribuído para o aumento da razão de líquido nessa geometria, ao passo que a componente tangencial da velocidade (principal responsável pelo campo centrífugo no equipamento) é ligeiramente maior para o HGOT2. Ambos acontecimentos explicam o pequeno aumento da eficiência total para essa geometria.

Devido à grande variabilidade dos resultados da literatura proporcionada por 64 diferentes hidrociclones, as equações de regressão não conseguiram descrever fielmente o comportamento das respostas, resultando em uma geometria – HGOT2 – que não cumpriu com o objetivo de minimizar a razão de líquido com restrição ao diâmetro de corte reduzido.

Entretanto, o hidrociclone otimizado para minimizar o número de Euler com a mesma restrição ao d'_{50} mostrou-se um equipamento concentrador mais promissor do que o HGOT2.

O terceiro hidrociclone otimizado neste trabalho – HGOT3DU5 –, resultante da otimização para minimizar o número de Euler com restrição ao diâmetro de corte reduzido não proporcionou um menor gasto energético do que aquele encontrado no hidrociclone HCOT3DU5 reportado na literatura. Provavelmente a otimização não alcançou plenamente seu objetivo pela rigorosa restrição imposta a d'_{50} no algoritmo. Contudo, a geometria HGOT3DU5 alcançou patamares de razão de líquido e concentração volumétrica de sólidos na corrente de *underflow* melhores do que aqueles estimados experimentalmente para o hidrociclone HCOT3DU5, que é um dos equipamentos mais concentradores do banco de dados. Em média, comparado ao HCOT3DU5, o HGOT3DU5 proporcionou:

- capacidade de processamento 16,92% menor;
- gasto energético maior, inferido pelo número de Euler 45,02% maior;
- razão de líquido 29,03% menor;
- concentração volumétrica de sólidos na corrente de *underflow* 27,88% maior;
- eficiência total e diâmetro de corte reduzido estatisticamente iguais (dentro do desvio padrão experimental).

As simulações fluidodinâmicas apontam uma maior diferença de pressão absoluta no interior do HGOT3DU5, indicando que uma menor quantidade de energia de pressão foi transformada em energia cinética, ou seja, maior a perda de carga e menor a capacidade de processamento desse equipamento quando comparado à configuração HCOT3DU5. Por outro lado, analisando o perfil de velocidade axial descendente, observa-se uma menor parcela do fluido em direção ao orifício de *underflow* para o equipamento HGOT3DU5 do que para o HCOT3DU5, o que explica a menor razão de líquido para o hidrociclone otimizado neste trabalho.

Dessa forma, observados os resultados obtidos para o HGOT3DU5 e para o HCOT3DU5, esperou-se o mesmo comportamento para um menor diâmetro de *underflow*. Com isso, as duas geometrias também foram analisadas para o D_U de 3,0 mm, visto que o HCOT3DU3 é o hidrociclone de menor razão de líquido da literatura pesquisada.

Assim, o mesmo comportamento experimental e numérico observado para o diâmetro de *underflow* de 5,0 mm foi obtido para o $D_U = 3,0$ mm. Nos ensaios experimentais, quando comparado ao HCOT3DU3, o HGOT3DU3 resultou em respostas de até:

- 59,84% menor para a razão de líquido;
- 76,60% maior concentração volumétrica de sólidos na corrente de *underflow*;

Com as desvantagens de, em média:

- eficiência total 10,25% menor;
- diâmetro de corte reduzido 31,24% maior;
- capacidade de processamento 17,00% menor;
- gasto energético maior, inferido pelo número de Euler 45,10% maior.

Tendo em vista os resultados obtidos para o HGOT3DU3, os ganhos em termos de concentração da corrente de *underflow* superam as desvantagens observadas nos ensaios experimentais. Apesar de ter sido otimizado para a diminuição do número de Euler, este hidrociclone na configuração de $D_U = 3,0$ mm otimizou a recuperação de líquido no processo de hidrociclonagem, ou seja, pode ser considerado um equipamento otimizado e altamente concentrador. Sendo que, de todo o histórico de 12 anos de FEQUI/UFU analisado, o HGOT3DU3 foi o equipamento que conduziu a uma maior concentração da corrente de *underflow* e uma menor razão de líquido.

Para a última geometria analisada neste trabalho – HGOT4 – foram obtidos resultados semelhantes aos encontrados para o HGOT3DU5, não havendo diferenças significativas nas respostas razão de líquido, concentração volumétrica de sólidos no *underflow*, eficiência total e diâmetro de corte reduzido. Todavia, o HGOT4, que foi otimizado de forma semi-contínua para reduzir o número de Euler, de fato apresentou resultados em média 6,19% menores para Eu e 3,19% maiores para Q do que o equipamento otimizado discretamente para essa mesma finalidade – HGOT3DU5. Ainda assim, tais resultados não foram melhores do que o hidrociclone de menor gasto energético do banco de dados – HCOT3DU5.

Por fim, conclui-se que o objetivo de maximizar a eficiência total com redução do número de Euler foi plenamente alcançado com a geometria HGOT1 e a minimização da razão de líquido foi atingida com êxito utilizando o equipamento HGOT3DU3.

5.2 - Sugestões para Trabalhos Futuros

A partir dos resultados obtidos neste trabalho, fazem-se as seguintes sugestões para trabalhos futuros:

- verificar a influência da concentração de particulados no processo de separação dos hidrociclones otimizados neste trabalho;
- analisar as respostas eficiência total, razão de líquido, concentração volumétrica de sólidos na corrente de *underflow* e número de Euler frente à combinação em série dos equipamentos otimizados;
- avaliar a influência da filtração nas novas geometrias;
- analisar o comportamento dos hidrociclones otimizados frente a suspensões constituídas por fluidos não-newtonianos;
- realizar uma nova busca bibliográfica para catalogar mais geometrias de hidrociclones a fim de tornar o banco de dados mais abrangente e assim fazer novas otimizações;
- efetuar novas otimizações com restrição à eficiência total, em vez do diâmetro de corte reduzido, já que o erro experimental em η é menor do que em d'_{50} ;
- otimizar visando a maximização da concentração volumétrica de sólidos na corrente de *underflow*, em vez de minimizar a razão de líquido, já que se obtiveram melhores resultados utilizando o AED para maximização;
- realizar otimizações maximizando a vazão volumétrica de alimentação, em vez de minimizar o número de Euler;
- avaliar modelos multifásicos que possam melhor descrever trajetórias de partículas nos hidrociclones otimizados, modelos como VOF (NARASIMHA *et al.*, 2006), mistura (WANG *et al.*, 2009), lagrangeano (HWANG; CHOU, 2017), TFM (ZHOU *et al.*, 2010) ou CFD-DEM (CHU *et al.*, 2017).

ANEXO A

METODOLOGIA PARA DETERMINAÇÃO DAS DISTRIBUIÇÕES GRANULOMÉTRICAS DAS CORRENTES (KYRIAKIDIS, 2014)

Ao contrário dos equipamentos mencionados anteriormente, o *Mastersizer Microplus* da *Malvern* encontrava-se instalado no Laboratório de Separação Sólido-Fluido da FEQUI/UFU. Ele utiliza conceitos de difração de raios *laser* para a determinação da distribuição granulométrica de uma amostra em suspensão líquida diluída injetada em seu sistema, permitindo a determinação do tamanho de partículas na faixa de 0,05 a 550 μm . O equipamento contava com uma bomba de recirculação e um agitador que possuía rotação ajustável, ao qual foi atribuído o valor de 2200 rpm.

O analisador de partículas também possuía um sistema de banho ultrassônico que contribuía para desfazer possíveis aglomerados de partículas que pudessem interferir na análise óptica do sistema. O parâmetro “*Ultrasonic Displacement*” foi ajustado em 12,5 e o tempo do banho ultrassônico utilizado foi de 30 s. Além do recurso de ultrassom, foi empregado o dispersante Hexametáfosfato de Sódio (Calgon), cuja principal função era manter a dispersão entre as partículas a fim de evitar a formação de aglomerados.

Para análises das amostras vindas dos hidrociclones, uma solução de 25 g/L do dispersante era previamente preparada em um balão volumétrico de 1000 mL e 20 mL eram retirados dessa solução para serem adicionados a um béquer contendo aproximadamente 480 mL de água. Essa solução final era utilizada para calibrar os dispositivos ópticos do *Mastesizer* e efetuar a medida de “*background*”, também chamada de “branco”.

Em seguida, uma amostra era inserida no sistema por vez e ligava-se o banho ultrassônico. Ao fim do mesmo, a análise granulométrica das partículas era feita e o resultado armazenado na forma de um arquivo eletrônico. Dessa maneira, o modelo de distribuição granulométrica RRB era ajustado por regressões não-lineares ao resultado da análise, através do *software Statistica*[®].

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALMEIDA, C. A. K. **Comportamento do hidrociclone filtrante frente às modificações no diâmetro de underflow e no tubo de vortex finder**. 2008. 89 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) - UFU, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, 2008.

ANSYS, Inc. **ANSYS FLUENT 12.0 User's Guide**. Centerra Resource Park, 10 Cavendish Court. Lebanon, NH 03766 April 2009.

ARAÚJO, C. A. O.; SCHEID, C. M.; KLEIN, T. S.; LOUREIRO, J. B. R.; MEDRONHO, R. A. Eficiência de separação de hidrociclones para a separação de mistura óleo-água com alto teor de óleo: comparação entre resultados simulados e experimentais. In: **XXXVII Congresso Brasileiro de Sistemas Particulados - ENEMP 2015**, São Paulo, p. 958-965, 2015.

ARRUDA, E. B.; ALMEIDA, C. A. K.; VIEIRA, L. G. M.; DAMASCENO, J. J. R.; BARROZO, M. A. S. Avaliação do comportamento de hidrociclones filtrantes de Krebs. In: **XXX Encontro nacional sobre escoamento em meios porosos**, São Carlos. [S.l.: s.n.], 2002.

ARRUDA, E. B. **Performance de hidrociclones filtrantes com geometria Demco**. 2003. 185 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) - UFU, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, 2003.

BOX, G. E. P.; WILSON, K. B. On the experimental attainment of optimum conditions. **Journal of the Royal Statistical Society**, Ser. B v. 13, p. 1–45, 1951.

BOX, M. J.; HUNTER, W. G.; HUNTER, J. S. **Statistics for Experiments: An Introduction to Design, Data Analysis and Model Building**. 653 p. John Wiley and Sons, New York, 1978.

CHU, K. W.; CHEN, J.; WANG, B.; YU, A. B.; VINCE, A.; BARNETT, G. D.; BARNETT, P. J. Understand solids loading effects in a dense medium cyclone: Effect of particle size by a CFD-DEM method. **Powder Technology**, v. 320, p. 594-609, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2017.07.032>

COELHO, L. H. **Processo e equipamento para separação hidrodinâmica de partículas**. 10 p. Patente brasileira PI 0500497-7 A, 26 de setembro de 2006.

CRUZ, O. C. **Desempenho de um hidrociclone de geometria "Rietema" como pré-filtro para sistemas de irrigação**. 2008. 66 f. Tese (Doutorado em Agronomia) – Faculdade de Ciências Agrárias e Veterinárias, UNESP, Jaboticabal, SP, 2008.

FAN, Y.; WANG, J.; BAI, Z.; WANG, J.; WANG, H. Experimental investigation of various inlet section angles in mini-hydrocyclones using particle imaging velocimetry. **Separation and Purification Technology**, v. 149, p. 156-164, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.seppur.2015.04.047>

GHODRAT, M.; KUANG, S. B.; YU, A. B.; VINCE, A.; BARNETT, G. D.; BARNETT, P. J. Numerical analysis of hydrocyclones with different vortex finder configurations. **Minerals Engineering**, v. 63, p. 125–138, 2014a. <https://doi.org/10.1016/j.mineng.2014.02.003>

GHODRAT, M.; KUANG, S. B.; YU, A. B.; VINCE, A.; BARNETT, G. D.; BARNETT, P. J. Numerical analysis of hydrocyclones with different conical section designs. **Minerals Engineering**, v. 62, p. 74–84, 2014b. <https://doi.org/10.1016/j.mineng.2013.12.003>

GONÇALVES, S. M. **Efeito da Concentração de Sólidos e de Variáveis Operacionais no Desempenho de um Hidrociclone Concentrador**. 2016. 91 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) – UFU, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, 2016.

HSIEH, K. T. 1988. **Phenomenological model of the hydrocyclone**. PhD thesis. The University of Utah, Salt Lake City, UT, USA, 1988.

HWANG, K.-J.; HWANG, Y.-W.; YOSHIDA, H. Design of novel Hydrocyclone for improving fine particle separation using computational fluid dynamics, **Chemical Engineering Science**, v. 85, p. 62-68, 2013. <https://doi.org/10.1016/j.ces.2011.12.046>

HWANG, K.-J.; CHOU, S.-P. Designing vortex finder structure for improving the particle separation efficiency of a hydrocyclone. **Separation and Purification Technology**, v. 172, p.76-84, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.seppur.2016.08.005>

KUANG, S. B.; CHU, K. W.; YU, A. B.; VINCE, A. Numerical study of liquid–gas–solid flow in classifying hydrocyclones: Effect of feed solids concentration. **Minerals Engineering**, v. 31, p. 17–31, 2012. <https://doi.org/10.1016/j.mineng.2012.01.003>

KYRIAKIDIS, Y. N. **Análise do Efeito de Variáveis Geométricas sobre o Desempenho de Hidrociclones Otimizados**. 2014. 126 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) – UFU, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, 2014.

LANNA, A. E.; BARROZO, M. A. S.; DAMASCENO, J. J. R. Estudo de desempenho de um hidrociclone filtrante. **Revista Ciência & Engenharia**, p. 175-186, 1992.

LIU, Y.; YANG, Q.; QIAN, P.; WANG, H.-L. Experimental study of circulation flow in a light dispersion hydrocyclone. **Separation and Purification Technology**, v. 137, p. 66-73, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.seppur.2014.09.020>

LOBATO, F. S.; STEFFEN JR, V.; ARRUDA, E. B.; BARROZO, M. A. S. Estimation of drying parameters in rotary dryers using differential evolution. **Journal of Physics: Conference Series**, v. 135, p. 1-8, 2008. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/135/1/012063>

MASSARANI, G. Projeto e análise do desempenho de ciclones e hidrociclones ii. In: **XVII Encontro Nacional sobre Escoamento em Meios Porosos**, São Carlos, p. 125-136, 1989.

MOKNI, I.; DHAOUADI, H.; BOURNOT, P.; MHIRI, H. Numerical investigation of the effect of the cylindrical height on separation performances of uniflow hydrocyclone. **Chemical Engineering Science**, v. 122, p. 500-513, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.ces.2014.09.020>

MYERS, R. H. **Response Surface Methodology**. 246 p. Edwards Brothers, Blacksburg, Virginia, 1976.

NARASIMHA, M.; BRENNAN, M.; HOLTHAM, P. N. Large eddy simulation of hydrocyclone – prediction of air-core diameter and shape. **International Journal of Mineral Processing**, v. 80, p. 1-14, 2006. <https://doi.org/10.1016/j.minpro.2006.01.003>

PEREIRA, F. M. **Transporte de Fluidos: Bombas e compressores**. 107 slides, color. Disponível em: <<http://sistemas.eel.usp.br/docentes/arquivos/5817066/318/TRANSPORTEFLUIDOS.pdf>>. Data de acesso: 26 jan. 2018.

PRICE, K.; STORN, R. M. Differential evolution – a simple evolution strategy for fast optimization. **Dr. Dobb's Journal**, v. 22, p. 18-24, 1997.

PRICE, K. V.; STORN, R. M.; LAMPINEN, J. A. 538 p. **Differential Evolution – A Practical Approach to Global Optimization**. First Edition. Verlag: Natural Computing Series: Springer, 2005.

RAJEEV, S.; KRISHNAMOORTHY, C. S. Discrete Optimization of Structures Using Genetic Algorithms. **Journal of Structural Engineering**, v. 118, n. 5, p. 1233-1250, 1992. [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)0733-9445\(1992\)118:5\(1233\)](https://doi.org/10.1061/(ASCE)0733-9445(1992)118:5(1233))

REY NARIÑO, G. A. **Otimização de Risers em Catenária com Amortecedores Hidrodinâmicos**. 2014. 119 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil) – PUC, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, RJ, 2014.

SALVADOR, F. F. **Estudo Experimental do Comportamento de um Hidrociclone com Cone e Cilindro Filtrantes**. 2013. 121 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) - UFU, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, 2013.

SALVADOR, F. F. **Otimização Geométrica de Hidrociclones com Cilindros e Cones Permeáveis**. 2017. 132 f. Tese (Doutorado em Engenharia Química) - UFU, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, 2017.

SCHAPEL, S. C.; CHASE, G. G. Modeling of hydrocyclone flow with permeable walls. **Advances in Filtration and Separation Technology**, v. 11, p. 33-36, 1998.

SILVA, D. O. **Hidrociclones: Um Estudo de Otimização e Análise do Efeito das Variáveis Geométricas Utilizando Técnicas Experimentais e de CFD**. 2012. 185 f. Tese (Doutorado em Engenharia Química) – UFU, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, 2012.

SILVA, D. O.; VIEIRA, L. G. M.; LOBATO, F. S.; BARROZO, M. A. S. Optimization of the design and performance of hydrocyclones by Differential Evolution technique. **Chemical Engineering and Processing: Process Intensification**, v. 61, p. 1-7, 2012. <https://doi.org/10.1016/j.cep.2012.07.002>

SILVA, M. A. P. **Hidrociclones de Bradley: Dimensionamento e Análise de Desempenho**. 1989. 81 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) – COPPE, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, RJ, 1989.

SILVA, N. K. G. **Estudo de Otimização da Configuração do Hidrociclone Filtrante**. 2014. 102 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) – UFU, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, 2014.

SOUZA, F. J. **Análise da Influência do Meio Filtrante no Comportamento do Hidrociclone Filtrante**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) - UFU, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, 1999.

SOUZA, F. J.; NETO, A. S.; BARROZO, M. A. S. Simulação numérica de escoamentos turbulentos em hidrociclones com modelagem submalha. In: **II Escola Brasileira de Transição e Turbulência** - ETT2000, Uberlândia, p. 358-368. [S.l.: s.n.], 2000.

SVAROVSKY, L. **Hydrocyclones**. 198 p. Eastbourne, UK: Holt, Rinehart & Winston, 1984.

SVAROVSKY, L. **Solid-Liquid Separation**. 554 p. 4th Edition. Linacre House, Jordan Hill, Oxford OX2 8DP: Butterworth-Heinemann, 2000.

TANG, B.; XU, Y.; SONG, X.; SUN, Z.; YU, J. Numerical study on the relationship between high sharpness and configurations of the vortex finder of a hydrocyclone by central composite design, **Chemical Engineering Journal**, v. 278, p. 504-516, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.cej.2014.11.022>

VIEIRA, L. G. M. **Análise da Separação Sólido-Líquido em Hidrociclone Filtrante**. [S.l.], 1997.

VIEIRA, L. G. M. **Estudo da Performance de Hidrociclones Filtrantes de Rietema**. 2001. 141 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) - UFU, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, 2001.

VIEIRA, L. G. M. **Otimização dos Processos de Separação em Hidrociclones Filtrantes**. 2006. 297 f. Tese (Doutorado em Engenharia Química) - UFU, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, 2006.

WANG, B.; CHU, K. W.; YU, A. B. Numerical study of Particle-Fluid Flow in Hydrocyclone. **Industrial & Engineering Chemistry Research**, v. 46, p. 4695-4705, 2007. <https://doi.org/10.1021/ie061625u>

WANG, B.; YU, A. B. Numerical study of the gas-liquid-solid flow in hydrocyclones with different configuration of vortex finder. **Chemical Engineering Journal**, v. 135, p. 33-42, 2008. <https://doi.org/10.1016/j.cej.2007.04.009>

WANG, B.; CHU, K. W.; YU, A. B.; VINCE, A. Modeling the multiphase flow in a dense medium cyclone. **Industrial & Engineering Chemistry Research**, v. 48, n. 7, p. 3628–3639, 2009. <https://doi.org/10.1021/ie801175c>

WANG, C.-C.; WU, R.-M. Experimental and simulation of a novel hydrocyclone-tubular membrane as overflow pipe. **Separation and Purification Technology**, v. 198, p. 60-67, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.seppur.2017.04.034>

XU., Y.; SONG, X.; SUN, Z.; GUIMIN, L.; LI, P.; YU, J. Simulation Analysis of Multiphase Flow and Performance of Hydrocyclones at Different Atmospheric Pressures. **Industrial & Engineering Chemistry Research**, v. 51, p. 443-453, 2012. <https://doi.org/10.1021/ie201147e>

XU., Y.; SONG, X.; SUN, Z.; TANG, B.; LI, P.; YU, J. Numerical Investigation of the Effect of the Ratio of the Vortex-Finder Diameter to the Spigot Diameter on the Steady State of the Air Core in a Hydrocyclone. **Industrial & Engineering Chemistry Research**, v. 52, p.5470–5478, 2013. <https://doi.org/10.1021/ie302081v>

ZHOU, Z. Y.; KUANG, S. B.; CHU, K. W.; YU, A. B. Discrete particle simulation of particle–fluid flow: model formulations and their applicability. **Journal of Fluid Mechanics**, v. 661, p. 482–510, 2010. <https://doi.org/10.1017/S002211201000306X>

APÊNDICE A

TESTES COMPUTACIONAIS ADICIONAIS

No decorrer da revisão bibliográfica e dos testes computacionais, alguns questionamentos surgiram a respeito dos parâmetros de simulação. A Fluidodinâmica Computacional abre um leque de possibilidades para a resolução das equações de transporte. Porém, como grande parte dos métodos numéricos, o CFD tem a necessidade de definição de uma série de modelos e parâmetros para conseguir proporcionar uma solução numérica para os problemas físicos propostos.

Dito isso, alguns testes de sensibilidade a parâmetros e modelos disponíveis no *software* comercial Fluent® 12.0.16 foram realizados com as malhas intermediárias dos hidrociclones HGOT1 e HGOT2, correspondendo a um equipamento classificador e a um concentrador, respectivamente. As condições de contorno utilizadas foram as mesmas dos ensaios experimentais a 177 kPa.

A.1 – Hidrociclone classificador (HGOT1)

A.1.1 – Análise da influência dos prolongamentos dos dutos de *overflow* e *underflow*

Os resultados preliminares das simulações com o hidrociclone HGOT1 indicaram que a estimativa numérica da queda de pressão nesse separador era inferior à queda de pressão experimental para uma mesma vazão mássica de alimentação. Assim, algumas conjecturas foram feitas e uma possível explicação para a menor pressão atingida no duto de alimentação nas simulações seria devido principalmente à inexistência do prolongamento do duto de *overflow* nas malhas computacionais desenvolvidas. Esse prolongamento é utilizado experimentalmente para a coleta da corrente de *overflow* (observe atentamente o hidrociclone

na Figura 4.19) e representa uma parcela da perda de carga no equipamento contabilizada pelo medidor de pressão nos experimentos.

Portanto, na tentativa de aproximar os resultados simulados aos experimentais, uma malha foi desenvolvida com os prolongamentos dos dutos de *overflow* e *underflow* do mesmo tamanho das peças utilizadas experimentalmente, como mostrado na Figura A.1.

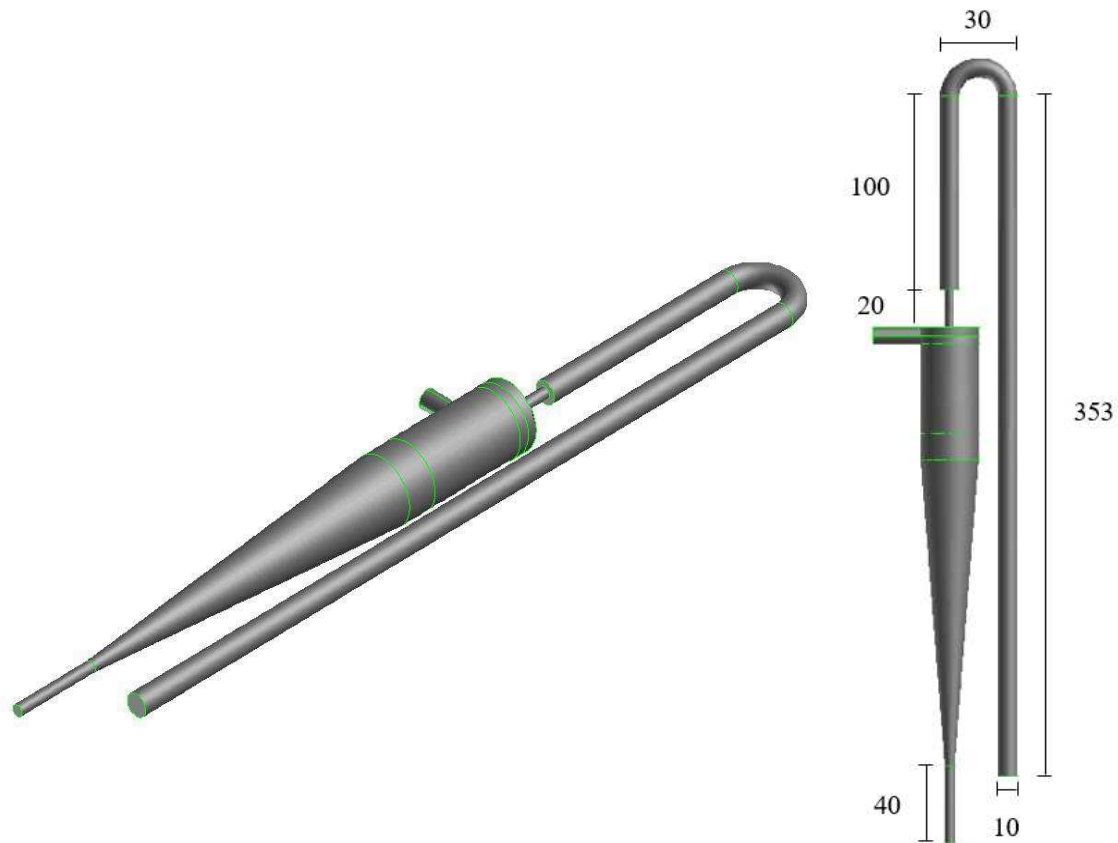


Figura A.1 – Malha computacional desenvolvida para o hidrociclone HGOT1 com os prolongamentos dos dutos de *overflow* e *underflow* (cotas em milímetros).

A malha computacional apresentada na Figura A.1 possuía 161608 células e foi simulada nas mesmas condições da Tabela 4.1.

Ao final da simulação, a diferença entre as vazões mássicas de entrada e saídas era de $1,49 \cdot 10^{-7}$ kg/s, o que significa o fechamento do balanço de massa. Já a queda de pressão estimada foi de 149 kPa, ao passo que na simulação sem os prolongamentos dos dutos a queda de pressão foi de 153 kPa, o que representa uma diferença de 2,61% que pode ser desprezada e atribuída à flutuação da solução numérica.

Apesar da adição do volume de controle referente aos prolongamentos dos dutos, tanto a distribuição de pressão quanto os perfis de velocidade permaneceram com a mesma tendência observada para a simulação sem os dutos. Observando a Figura A.2, nota-se que não há diferença considerável no gradiente de pressão nos prolongamentos dos dutos e que o movimento rotacional do fluido (inferido pela velocidade tangencial) concentra-se nas regiões cônica e cilíndrica do equipamento.

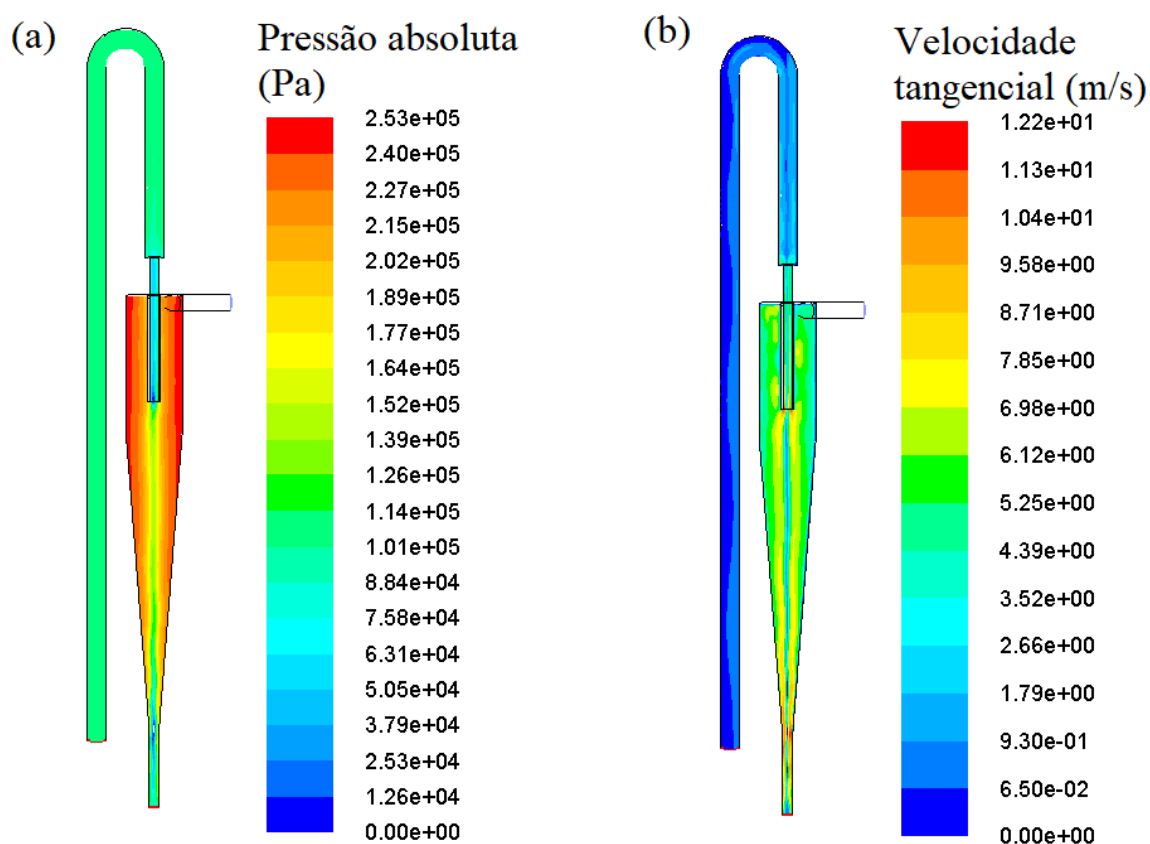


Figura A.2 – Resultados simulados de: (a) distribuição de pressão absoluta e (b) perfil de velocidade tangencial.

Nestas condições, pôde-se concluir que os prolongamentos dos dutos de *overflow* e *underflow* não exercem influência significativa na fluidodinâmica deste processo.

A.1.2 – Investigação da existência de *air core* utilizando o modelo multifásico VOF

Outra possibilidade que faria divergir os resultados experimentais dos numéricos seria a formação de *air core* no interior do hidrociclone, uma vez que nas simulações iniciais a existência da fase gasosa foi desconsiderada.

Logo, uma simulação foi conduzida nos mesmos parâmetros da Tabela 4.1, sem prolongamentos dos dutos de *overflow* e *underflow*, porém utilizando o modelo multifásico VOF com formulação implícita, já amplamente consagrado na literatura pela sua boa predição de *air core* em hidrociclones (NARASIMHA *et al.*, 2006; WANG *et al.*, 2007; MOKNI *et al.*, 2015).

Em se tratando de um modelo multifásico, foi considerado que apenas a água (fase principal) era alimentada ao hidrociclone inicialmente preenchido por ar (após a inicialização da solução, foi aplicado o *patch* a toda a região de fluido do hidrociclone identificando a fração mássica da fase gasosa igual a 100%). Em outras palavras, a vazão mássica de entrada da fase gasosa foi definida igual a zero.

Além disso, foi atribuída à solução a possibilidade de um fluxo reverso de ar pelas fronteiras de *overflow* e *underflow*, pois sabe-se que a formação de *air core* nos hidrociclones se deve a uma zona de baixa pressão no interior do equipamento que succiona o ar atmosférico para dentro do separador (VIEIRA, 2006). No *software* Fluent® 12.0.16, essa probabilidade de fluxo reverso pode ser atribuída apenas à fase secundária e é contabilizada como uma fração volumétrica de *backflow*, que foi definida como 100% nesta simulação. Isto é, foi informado ao resolvidor que até 100% do fluxo volumétrico das fronteiras de *overflow* e *underflow* pode ser devido ao fluxo reverso de ar.

Dessa forma, ao fim da simulação o balanço material fechou com um desvio de $8,82 \cdot 10^{-4}$ kg/s e a queda de pressão foi estimada em 154 kPa, a qual não foi diferente da simulação sem o modelo VOF. A partir de 1,2 s a fração volumétrica da fase gasosa nas fronteiras de *overflow* e *underflow* passou a ser inferior a 0,1 até que ao fim de 2,0 s de escoamento simulados não havia mais ar dentro do hidrociclone nem fluxo mássico dessa fase através das mesmas fronteiras, como mostrado na Figura A.3.

De acordo com Xu *et al.* (2013), a relação D_o/D_u afeta significativamente a formação e estabelecimento de *air core*, sendo que o *air core* foi observado pelos autores apenas para relações D_o/D_u maiores que 1,6. Como no HGOT1 essa relação tem valor igual a

0,96, os resultados obtidos estão de acordo com os resultados de Xu *et al.* (2013). Uma investigação mais aprofundada para os outros hidrociclones otimizados seria necessária em trabalhos futuros.

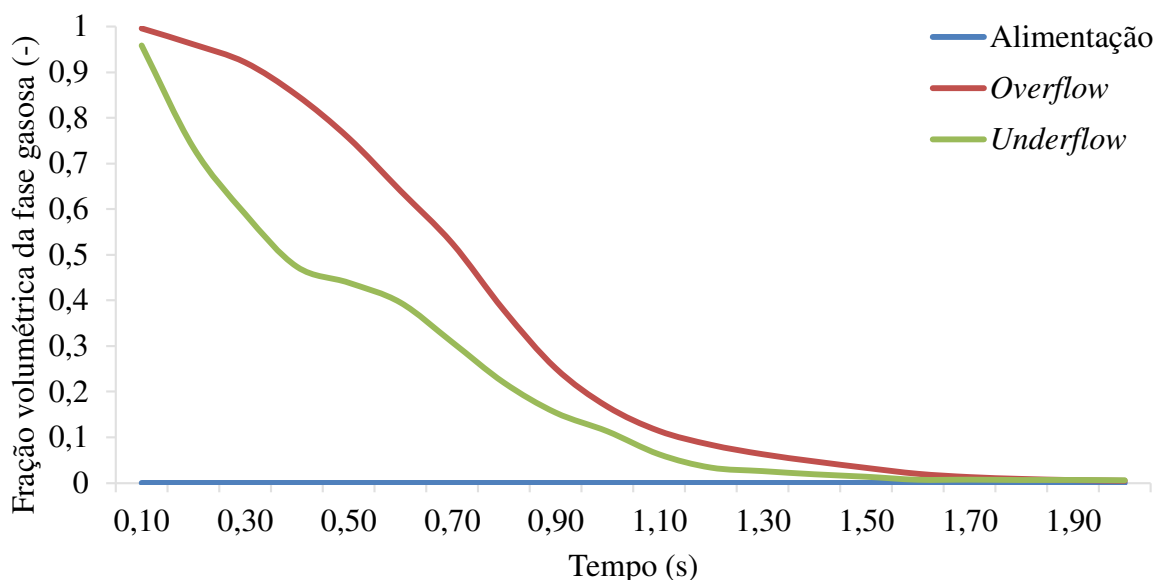


Figura A.3 – Resultados simulados de fração volumétrica da fase gasosa.

A.1.3 – Avaliação da influência do aumento do valor da viscosidade

Foi questionada também a influência do valor da viscosidade da água (fluido newtoniano) na fluidodinâmica do escoamento no hidrociclone HGOT1. Então optou-se por realizar dois testes computacionais: um deles com incremento de 10% no valor dessa propriedade física e o outro de 20%. Assim, foram feitas duas simulações: uma com a viscosidade da água igual a 1,103 cP e outra com o valor de 1,203 cP (referência a 20°C: 1,003 cP).

Para o caso de menor viscosidade, o balanço material fechou com um desvio de $1,00 \cdot 10^{-8}$ kg/s, sendo que a queda de pressão estimada foi de 153 kPa, a qual foi exatamente a mesma daquela calculada com a viscosidade da água a 20°C. Para a maior viscosidade, a queda de pressão ao fim da simulação foi de 151 kPa e o balanço de massa final teve uma variação de $7,45 \cdot 10^{-8}$ kg/s. Ainda, em ambos os casos, o aumento do valor da viscosidade não alterou significativamente os perfis de velocidade e distribuição de pressão nos equipamentos.

A.2 – Hidrociclone concentrador (HGOT2)

A.2.1 – Investigação de outro modelo de turbulência (LES)

Assim como o RSM, o LES também é um modelo de turbulência utilizado para descrever escoamentos com alta vorticidade como os encontrados em hidrociclones (NARASIMHA *et al.*, 2006). Então, na tentativa de aproximar os resultados numéricos dos experimentais, foi questionada a possibilidade do uso de outro modelo de turbulência, tal como o *Large Eddy Simulation* (LES) e um teste de simulação foi feito.

Foi utilizado o modelo LES na configuração de tensão dinâmica e modelo de escala de submalha Smagorinsky-Lilly. Ao fim de 2,0 s de escoamento simulados, o balanço material fechou com desvio de $7,50 \cdot 10^{-7}$ kg/s e a queda de pressão foi estimada em 254 kPa, a qual foi 20,38% maior do que aquela estimada pelo modelo RSM e 43,50% maior do que a queda de pressão experimental para a mesma vazão mássica de alimentação (177 kPa). Apesar dos valores superestimados, a distribuição de pressão e o perfil de velocidade tangencial foram condizentes com um escoamento em hidrociclone, como mostrado na Figura A.4.

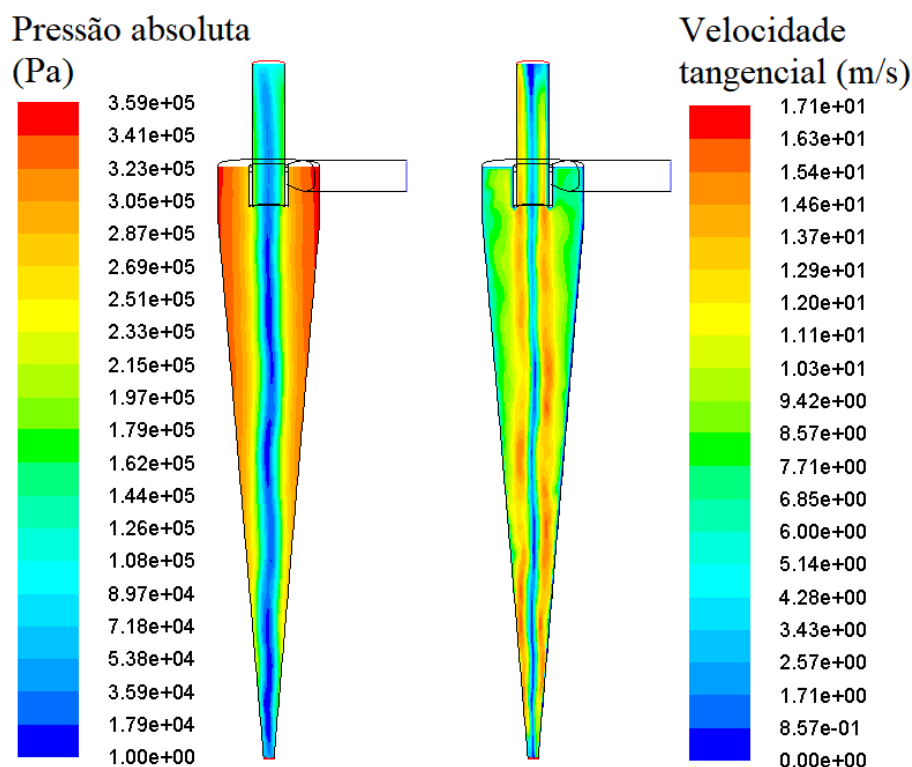


Figura A.4 – Resultados simulados de distribuição de pressão e perfil de velocidade tangencial no hidrociclone HGOT2 utilizando o modelo de turbulência LES.

APÊNDICE B

RESULTADOS EXPERIMENTAIS

As Tabelas B.1 a B.8 apresentam os resultados dos ensaios experimentais realizados nesta tese para os hidrociclones otimizados neste trabalho e as geometrias escolhidas da literatura para os comparativos da Seção 4.3.

Tabela B.1 – Resultados experimentais para o hidrociclone HGOT1 (resultante da otimização discreta para maximizar a eficiência total).

$-\Delta P$ (Pa)	Q (cm ³ /s)	R _L (%)	Eu	Re	d'_{50} (μ m)	η (%)	η' (%)	C _{VU} (%)	C _{VA} (%)
88260	215	50,00	1913	11604	13,37	69,90	39,80	1,54	1,10
117680	245	49,04	1973	13196	6,53	87,66	75,79	1,95	1,10
147100	270	48,97	2033	14535	6,62	89,18	78,80	1,99	1,10
176500	292	49,33	2078	15748	6,64	91,04	82,31	2,02	1,10

Tabela B.2 – Resultados experimentais para o hidrociclone HGOT2 (resultante da otimização discreta para minimizar a razão de líquido).

$-\Delta P$ (Pa)	Q (cm ³ /s)	R _L (%)	Eu	Re	d'_{50} (μ m)	η (%)	η' (%)	C _{VU} (%)	C _{VA} (%)
88260	282	4,17	1112	14213	15,26	68,98	67,63	15,47	1,09
117680	318	4,15	1166	16026	14,07	71,54	70,31	16,02	1,09
147100	352	3,82	1193	17712	13,15	74,19	73,17	17,71	1,09
176500	383	3,77	1205	19307	13,03	72,88	71,81	17,61	1,09

Tabela B.3 – Resultados experimentais para o hidrociclone HGOT3DU5 (resultante da otimização discreta para minimizar o número de Euler).

$-\Delta P$ (Pa)	Q (cm ³ /s)	R _L (%)	Eu	Re	d'_{50} (μ m)	η (%)	η' (%)	C _{VU} (%)	C _{VA} (%)
88260	266	5,00	1252	14680	15,61	72,72	71,29	12,28	0,95
117680	309	4,39	1236	17060	15,89	67,58	66,09	12,91	0,95
147100	343	4,11	1258	18908	15,17	68,97	67,64	13,91	0,95
176500	372	4,17	1284	20507	14,25	72,50	71,30	14,34	0,95

Tabela B.4 – Resultados experimentais para o hidrociclone HGOT3DU3 (resultante da otimização discreta para minimizar o número de Euler com alteração em D_U para reduzir R_L).

$-\Delta P$ (Pa)	Q (cm ³ /s)	R _L (%)	Eu	Re	d'_{50} (μ m)	η (%)	η' (%)	C _{VU} (%)	C _{VA} (%)
88260	268	0,81	1235	14666	19,69	58,92	58,58	41,87	0,98
117680	307	0,77	1255	16799	18,69	61,13	60,83	43,96	0,98
147100	339	0,77	1284	18569	18,13	61,99	61,70	44,61	0,98
176500	370	0,74	1297	20240	17,38	61,81	61,52	45,25	0,98

Tabela B.5 – Resultados experimentais para o hidrociclone HGOT4 (resultante da otimização semi-contínua para minimizar o número de Euler).

$-\Delta P$ (Pa)	Q (cm ³ /s)	R _L (%)	Eu	Re	d'_{50} (μ m)	η (%)	η' (%)	C _{VU} (%)	C _{VA} (%)
88260	277	4,91	1152	15754	18,62	65,91	64,15	12,48	1,05
117680	315	4,59	1191	17889	18,03	65,56	63,91	13,18	1,05
147100	353	4,44	1185	20055	17,54	66,44	64,88	13,71	1,05
176500	386	4,22	1190	21921	16,65	67,85	66,43	14,60	1,05

Tabela B.6 – Resultados experimentais para o hidrociclone HCOT1 com D_U = 5,0 mm e ℓ = 6,5 mm (geometria proposta por Silva, 2012 e Kyriakidis, 2014).

$-\Delta P$ (Pa)	Q (cm ³ /s)	R _L (%)	Eu	Re	d'_{50} (μ m)	η (%)	η' (%)	C _{VU} (%)	C _{VA} (%)
88260	161	40,94	3424	8544	12,81	70,47	50,00	1,85	1,08
117680	182	40,30	3555	9682	8,11	87,32	78,77	2,31	1,08
147100	200	40,17	3692	10622	6,55	87,87	79,73	2,34	1,08
176500	216	40,28	3791	11485	5,64	89,50	82,42	2,37	1,08

Tabela B.7 – Resultados experimentais para o hidrociclone HCOT3 com $D_U = 5,0$ mm e $\ell = 12,0$ mm (geometria proposta por Silva, 2012 e Kyriakidis, 2014).

$-\Delta P$ (Pa)	Q (cm ³ /s)	R_L (%)	Eu	Re	d_{50} (μ m)	η (%)	η' (%)	C_{VU} (%)	C_{VA} (%)
88260	325	6,79	840	17000	14,02	71,03	68,93	9,70	1,02
117680	370	6,42	862	19372	14,30	69,84	67,78	10,04	1,02
147100	410	6,02	878	21460	13,68	70,83	68,96	10,77	1,02
176500	446	5,68	890	23350	13,18	70,33	68,54	11,28	1,02

Tabela B.8 – Resultados experimentais para o hidrociclone HCOT3 com $D_U = 3,0$ mm e $\ell = 12,0$ mm (geometria proposta por Silva, 2012 e Kyriakidis, 2014).

$-\Delta P$ (Pa)	Q (cm ³ /s)	R_L (%)	Eu	Re	d_{50} (μ m)	η (%)	η' (%)	C_{VU} (%)	C_{VA} (%)
88260	323	2,02	848	18165	15,40	65,09	64,37	23,71	0,96
117680	370	1,85	864	20786	14,01	69,18	68,60	26,54	0,96
147100	410	1,59	880	23026	13,43	69,63	69,13	29,76	0,96
176500	443	1,05	904	24893	13,51	67,87	67,53	38,49	0,96