



Pedro Potes Barroso Santa-Clara Barbas

Licenciado em Ciências de Engenharia Mecânica

Estudo numérico do escoamento num hidrociclone utilizando as equações RANS

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Mecânica

Orientador: Moisés Gonçalves de Brito, Investigador, Instituto Superior Técnico

Coorientador: Luís Miguel Chagas da Costa Gil, Professor Auxiliar, Faculdade de Ciências e tecnologia da Universidade Nova de Lisboa

Júri:

Presidente: Doutor António José Freire Mourão, Professor Associado da Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa

Arguente: Doutor José Paixão Conde, Professor Auxiliar da Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa

Vogal: Doutor Luís Miguel Chagas da Costa Gil, Professor Auxiliar da Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa



FACULDADE DE
CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE NOVA DE LISBOA

Novembro, 2018

Estudo numérico do escoamento num Hidrociclone utilizando as equações RANS

Copyright © Pedro Potes Barroso Santa-Clara Barbas, Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade Nova de Lisboa.

A Faculdade de Ciências e Tecnologia e a Universidade Nova de Lisboa têm o direito, perpétuo e sem limites geográficos, de arquivar e publicar esta dissertação através de exemplares impressos reproduzidos em papel ou de forma digital, ou por qualquer outro meio conhecido ou que venha a ser inventado, e de a divulgar através de repositórios científicos e de admitir a sua cópia e distribuição com objetivos educacionais ou de investigação, não comerciais, desde que seja dado crédito ao autor e editor.

Aos meus pais.

Agradecimentos

Ao Moisés Gonçalves de Brito, pela orientação e motivação transmitida na presente tese, como toda a ajuda em vários aspetos, disponibilidade e paciência ao longo deste semestre. Sem o Moisés nada disto seria possível e como consequência desta tese adquiri um forte laço de amizade.

Ao professor Luís Miguel Chagas da costa Gil, pela co-orientação, pelas sugestões e correções que contribuiram para o desenvolvimento desta tese.

À professora Isabel Falé pela sua disponibilidade na correção do texto deste trabalho.

Aos meus pais e irmã pelo seu constante apoio incondicional ao longo destes anos que sem eles este trabalho não seria possível de realizar.

E finalmente, aos meus amigos e família.

Resumo

Na indústria a separação de partículas sólidas dos líquidos requer normalmente processos com baixos custos energéticos e baixos custos de instalação, operação e de manutenção. Adicionalmente, requer-se processos rápidos e eficientes do ponto de vista da separação. De entre os vários processos existentes, os hidrociclones são os equipamentos que apresentam as características descritas. Estes equipamentos são basicamente constituídos por uma câmara cônica, um localizador de vórtice, uma entrada e duas saídas. No entanto, os efeitos destas componentes na eficiência de separação ainda não se encontram estabelecidas.

O objetivo principal desta dissertação é estudar numericamente os efeitos do ângulo da câmara cônica, caudais mássicos e o comprimento do localizador de vórtice na eficiência do escoamento no interior de um hidrociclone. A simulação numérica é feita recorrendo ao programa FLUENT que resolve numericamente as equações médias de Navier-Stokes (RANS). A modelação da turbulência é feita usando o modelo $k-\epsilon$.

A validação do modelo é feita através da comparação dos resultados numéricos com dados experimentais de outros autores do escoamento rotacional no interior de um tubo. O modelo revelou-se capaz de reproduzir os perfis de velocidade axial e tangencial.

Posteriormente, o modelo numérico validado é aplicado para o estudo do escoamento num hidrociclone. Os resultados numéricos permitiram concluir que o ângulo da câmara cônica, caudais mássicos e o comprimento do localizador de vórtice têm uma grande influência na eficiência de separação. Verificou-se que a alteração do ângulo da câmara

cónica permite aumentar a eficiência do hidrociclone. A eficiência máxima ocorre para o ângulo de 25°. A partir deste valor o aumento do ângulo não traduz um aumento do rendimento. O aumento do caudal mássico permite também aumentar o rendimento de separação. No entanto, para valores elevados existe uma redução do rendimento, sendo o valor ótimo de 1,55 kg/s. Para finalizar o uso do localizador de vórtice também influencia o rendimento destes equipamentos. Através das simulações efetuadas é possível concluir que com o aumento do comprimento do localizador de vórtice até este atingir o comprimento de 70 mm o seu rendimento vai aumentar. A partir deste valor o rendimento começa a diminuir.

Palavras chave: hidrociclone, movimento de vórtice, eficiência, modelação numérica.

Abstract

In the industry the separation of solid particles from liquids usually requires processes with low energy costs and low installation, operation and maintenance costs. In addition, fast and efficient processes are required from the point of view of separation. Among the several existing processes, hydrocyclones are the equipment that have the characteristics described. These equipments are basically constituted by a conical chamber, a vortex locator, an entrance and two exits. However, the effects of these components on separation efficiency are not yet established.

The main objective of this dissertation is to study numerically the effects of conical chamber angle, mass flow rates and vortex finder length on the efficiency of the flow inside a hydrocyclone. The numerical simulation is carried out using the FLUENT program that solves the Navier-Stokes equations (RANS). The modeling of turbulence is performed using the $k-\varepsilon$ model.

The validation of the numerical model is done by comparing the numerical results with experimental data of other authors of the rotational flow inside a tube. The model was able to reproduce the axial and tangential velocity profiles.

Subsequently, the validated numerical model is applied for the study of the flow in a hydrocyclone. The numerical results allowed to conclude that the conical chamber angle, mass flow rates and the vortex locator length have a great influence on the separation efficiency. It has been found that changing the angle of the conical chamber increases the

efficiency of the hydrocyclone. The maximum efficiency occurs for the 25° angle. From this value the increase of the angle does not translate an increase of the efficiency. Increasing the mass flow rate also allows for increased separation efficiency. However, for high values there is a reduction in efficiency, the optimum being 1.55 kg / s.

Keywords: hydrocyclone, vortex movement, efficiency, numerical modeling.

Conteúdo

1	Introdução	1
1.1	Enquadramento do trabalho	1
1.2	Princípio de funcionamento dos hidrociclones	2
1.3	Objetivos	3
1.4	Metodologia.....	4
1.5	Estrutura da dissertação	4
2	Revisão bibliográfica	7
2.1	Campo de aplicação do hidrociclone	7
2.2	Caracterização do escoamento.....	7
2.3	Eficiência do hidrociclone.....	9
2.4	Parâmetros que influenciam a eficiência de separação num hidrociclone	11
2.4.1	Geometria da secção de entrada do hidrociclone	12
2.4.2	Componentes internos do hidrociclone	13
2.4.3	Geometria do tubo underflow do hidrociclone	15
2.4.4	Relação do diâmetro do tubo <i>underflow</i> com o localizador de vórtice.....	16
2.4.5	Geometria da câmara do hidrociclone	16
2.4.6	Localizadores de vórtice do hidrociclone	17

2.5	Estudo de hidrociclones	20
3	Modelo Numérico.....	23
3.1	Equações de Navier-Stokes.....	23
3.2	Equações Rans	24
3.3	Modelo de turbulência $k-\epsilon$	26
3.4	Geração da malha.....	28
3.5	Esquema e parâmetros numéricos.....	29
3.6	Condições de fronteira	30
4	Validação do Modelo Numérico.....	31
4.1	Descrição da geometria do domínio computacional	31
4.2	Malha computacional.....	32
4.3	Condições de fronteira	34
4.4	Comparação dos resultados numérico com experimental.....	35
5	Estudo numérico do escoamento num hidrociclone	37
5.1	Modelo numérico do hidrociclone	37
5.1.1	Geometria do domínio computacional.....	37
5.1.2	Malha computacional.....	39
5.1.3	Condições de fronteira	39
5.2	Influência do ângulo da câmara.....	40
5.3	Influência do caudal mássico	48
5.4	Influência do comprimento do localizador de vórtice.....	55
6	Conclusões	65
6.1	Conclusões e trabalho futuro.....	65
7	Bibliografia	67

Lista de Figuras

Figura 1.1 - Esquema de funcionamento de um hidrociclone. Adaptado de [11].....	3
Figura 2.1 – Representação esquemática do escoamento no interior de um hidrociclone. Adaptado de [13].....	8
Figura 2.2- Mecanismo interno da instalação Grit King. Adaptado de [14].	9
Figura 2.3 - Interior do hidrociclone. Adaptado de [16].....	11
Figura 2.4- Formatos de entrada de um hidrociclone. Adaptado de [15]	12
Figura 2.5-Influência dos componentes internos. Adaptado de [34].	14
Figura 2.6- Componentes internos de um hidrociclone. Adaptado de [33].....	15
Figura 2.7- Formatos dos tubos <i>underflow</i> de um hidrociclone. Adaptado de [15].....	16
Figura 2.8- Formato do cone de um hidrociclone. Adaptado de [15].	17
Figura 2.9- Localizador de vórtice. Adaptado de [15].....	18
Figura 2.10-Diferentes formatos dos localizadores de vórtice. Adaptado de [18].	20
Figura 4.1 – Geometria do caso de estudo usado para a validação do modelo numérico. Adaptado de [30].....	31
Figura 4.2- Representação da malha tridimensional do domínio computacional.	33
Figura 4.3- Malha numa secção longitudinal.	33
Figura 4.4- Malha numa secção transversal.	34
Figura 4.5 – Geometria do domínio computacional.....	34
Figura 4.6 - Perfil de velocidade da componente média axial.	35
Figura 4.7- Perfil de velocidade da componente média tangencial.	36

Figura 5.1 – Geometria do hidrociclone. Adaptado de [22].	38
Figura 5.2 - Representação tridimensional da malha do domínio computacional.....	39
Figura 5.3 - Geometria do domínio computacional e as condições de fronteira.	40
Figura 5.4 – Campo de velocidade média da componente tangencial no plano $y-x$ para os diferentes ângulos da câmara cônica do hidrociclone.	41
Figura 5.5 - Campo de velocidade média da componente radial no plano $y-x$ para os diferentes ângulos da câmara cônica do hidrociclone.	43
Figura 5.6 - Campo de força médio da componente tangencial no plano $y-x$ para os diferentes ângulos da câmara cônica do hidrociclone.	44
Figura 5.7 – Perfil da velocidade média da componente tangencial (lado esquerdo) e da componente radial (lado direito) na secção $y = -0,05$ m.....	45
Figura 5.8 - Perfil da força média (lado esquerdo) e da pressão média (lado direito) na secção $y = -0,05$ m.	46
Figura 5.9 - Representação tridimensional das linhas de corrente para os vários ângulos considerados.....	47
Figura 5.10 - Variação do rendimento em função do ângulo da câmara.	48
Figura 5.11 - Campo de velocidade média da componente tangencial no plano $y-x$ para $Z=0$ (no centro do hidrociclone) para os diferentes caudais do hidrociclone.	49
Figura 5.12 - Campo de velocidade média da componente radial no plano $y-x$ para $Z=0$ (no centro do Hidrociclone) para os diferentes caudais do Hidrociclone.	50
Figura 5.13 - Campo de força médio da componente tangencial no plano $y-x$ para $z=0$ (no centro do Hidrociclone) para os diferentes caudais do hidrociclone.	51
Figura 5.14 – Perfil da velocidade média da componente tangencial (lado esquerdo) e da componente radial (lado direito) na secção $y = -0.05$ m.....	52
Figura 5.15 - Perfil da força média (lado esquerdo) e da pressão (lado direito) na secção $y = -0,05$ m.	53

Figura 5.16 - Representação tridimensional das linhas de corrente para os diferentes caudais considerados.	54
Figura 5.17 - Variação do rendimento em função do caudal médio da câmara.	55
Figura 5.18 - Campo de velocidade média da componente tangencial no plano $y-x$ para os diferentes comprimentos do localizador de vórtice do hidrociclone.	56
Figura 5.19 - Campo de velocidade média da componente radial no plano $y-x$ para os diferentes comprimentos do localizador de vórtice do hidrociclone.	57
Figura 5.20 - Campo de força médio da componente tangencial no plano $y-x$ para $z=0$ (no centro do Hidrociclone) para os diferentes comprimentos do localizador de vórtice do hidrociclone.	59
Figura 5.21 - Perfil da velocidade média da componente tangencial (lado esquerdo) e da componente radial (lado direito) na secção $y= -0,05$ m.	60
Figura 5.22 - Perfil da força média (lado esquerdo) e da pressão (lado direito) na secção $y= -0,05$ m.	61
Figura 5.23 - Representação tridimensional das linhas de corrente para os diferentes comprimentos localizadores de vórtice.	62
Figura 5.24 - Variação do rendimento em função do comprimento do localizador de vórtice.	63

Lista de Tabelas

Tabela 3.1 – Constantes de ajustes do modelo k- ϵ	28
Tabela 3.2 - Parâmetros numéricos utilizados.	30
Tabela 4.1 - Dimensões do domínio apresentado na Figura 4.1 e os parâmetros do escoamento.	32
Tabela 5.1 - Dimensões do hidrociclone [22].....	38

Simbologia

Símbolo	Designação	Unidades
a	Comprimento da entrada retangular	(m)
b	Largura da entrada retangular	(m)
$C_{1\varepsilon}$	Constante do modelo $k-\varepsilon$	(-)
$C_{2\varepsilon}$	Constante do modelo $k-\varepsilon$	(-)
C_μ	Constante proporcionalidade para a viscosidade turbulenta	(-)
C_{\max}	Número de Courant máximo	(-)
d	Diâmetro das partículas sólidas	(m)
d_0	Diâmetro do localizador de vórtice	(m)
d_u	Diâmetro do underflow	(m)

D^*	Diâmetro de corte	(m)
D_c	Diâmetro da parte cilíndrica do hidrociclone	(m)
G_b	Geração de energia cinética turbulenta devido às flutuações	(kg m ⁻¹ s ⁻³)
G_k	Geração de energia cinética turbulenta devido aos gradientes de velocidade	(kg m ⁻¹ s ⁻³)
G_ε	Número de Prandlt para taxa de dissipação de energia cinética turbulenta	(kg m ⁻¹ s ⁻³)
k	Energia cinética turbulenta	(m ² s ⁻²)
L	Comprimento do localizador de vórtice	(m)
l_c	Comprimento do corpo cilíndrico	(m)
M_f	Massa do fluido	(kg)
M_0	Massa do <i>overflow</i>	(kg)
M_u	Massa do <i>underflow</i>	(kg)
\bar{P}	Pressão média	(Pa)
P'	Flutuação da pressão	(Pa)
P	Pressão	(Pa)
P_k	Produção de energia cinética turbulenta devido à velocidade média	(kg m ⁻¹ s ⁻³)

Q	Caudal mássico	(kg s ⁻¹)
Q_i	Caudal mássico <i>inlet</i>	(kg s ⁻¹)
R_{ij}	Tensor das tensões de Reynolds	(Pa)
R	Raio do tudo exterior	(m)
r	Raio do tubo inlet 2	(m)
r	Raio do movimento rotativo das partículas	(m)
S_{ij}	Módulo do valor médio do tensor das tensões de Reynolds	(Pa)
t	Tempo	(s)
\bar{u}_{max}	Velocidade média máxima	(m s ⁻¹)
u_2	Velocidade no <i>inlet</i> 2	(m s ⁻¹)
u_r	Velocidade média radial	(m s ⁻¹)
u_θ	Velocidade média tangencial	(m s ⁻¹)
u_i	Componente da velocidade	(m s)
\bar{u}_i	Componente da velocidade média	(m s ⁻¹)
u'_i	Flutuações da velocidade média	(m s ⁻¹)
U	Caudal mássico no underflow	(kg s ⁻¹)

V	Volume	(m ³)
x_i	Componente coordenadas cartesianas	(m)
ω_0	Velocidade do <i>inlet</i> 1	(m s ⁻¹)
δ	Delta de Kronecker	(-)
ΔP	Varição da pressão	(Pa)
Δt	Passo de tempo	(s)
Δx	Dimensão dos elementos da malha	(m)
ε	Taxa de dissipação da energia cinética turbulenta	(m ² s ⁻³)
μ	Viscosidade dinâmica do fluido	(Pa.s)
ν	Viscosidade cinemática turbulenta	(Pa.s)
ρ	Massa volúmica	(Kg m ⁻³)
θ	Ângulo	(-)
η	Rendimento	(-)
τ_{ij}	Tensor das tensões	(Pa)

Acrónimos

CFD - Computational fluid dynamic

RANS - Reynolds-averaged Navier–Stokes

ETAR – Estação de Tratamento de Águas Residuais

RRR - Rosin-Rammler-Rennett

SIMPLEC - Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations Consistent

PRESTO - Pressure Staggering Option

MUSCL - Monotonic Upstream Scheme for Convection Laws



1 Introdução

Nesta introdução, pretende-se fornecer uma visão global do trabalho desenvolvido. Assim, inicialmente, apresenta-se o enquadramento do trabalho e o princípio de funcionamento de um hidrociclone. Posteriormente, apresentam-se os objetivos e a metodologia adotada para o estudo numérico do escoamento num hidrociclone e na parte final a estrutura da dissertação.

1.1 Enquadramento do trabalho

Ao longo dos séculos tem existido a necessidade de utilizar sistemas para a remoção de substâncias sólidas de líquidos na indústria, como por exemplo, na produção de vinho e azeite [1], tratamento de águas residuais [2], tratamento de águas para consumo humano e para a agricultura [3] e tratamento de óleos e derivados [4].

A separação das substâncias sólidas dos líquidos é normalmente realizada através de processos de decantação e filtração [5]. O processo de decantação, tem a desvantagem de ser um processo muito moroso [4] [6], principalmente quando a razão da massa volúmica do líquido e das substâncias sólidas for aproximadamente 1. Portanto, este processo é fortemente dependente da dimensão das substâncias sólidas e da temperatura do líquido. Por sua vez, o processo de filtração apresenta a desvantagem de separação de substâncias sólidas com grande variabilidade de granulometria, devido ao risco de entupimento [7]. Acresce ainda o facto de o processo de filtração funcionar para pequenos caudais. Deste modo, em algumas aplicações industriais, os referidos

processos podem não ser adequados para a separação das substâncias sólidas dos líquidos, uma vez que estas aplicações podem requerer processos rápidos, com grande concentração de partículas e diferenças na granulometria.

Neste contexto, foi introduzido o conceito do hidrociclone na indústria [8]. Os hidrociclones são equipamento de separação simples e eficientes. Estes equipamentos são normalmente constituídos por uma câmara cônica, um localizador de vórtice, uma entrada e duas saídas. O processo de separação dos hidrociclones baseia-se no movimento vórtice do fluido no interior da câmara cônica. Devido à sua simplicidade, elevada eficiência e custos reduzidos, os hidrociclones tem sido amplamente usados em diversas indústrias, tais como a indústria alimentar, a farmacêutica e a química [9]. No entanto, os efeitos destas componentes na eficiência de separação ainda não se encontram estabelecidas.

1.2 Princípio de funcionamento dos hidrociclones

O princípio de funcionamento dos hidrociclones baseia-se no movimento vórtice do fluido no interior da câmara cônica. A entrada tangencial do hidrociclone provoca movimento de vórtice. Este movimento converte o movimento linear do fluido num movimento angular variável, aumentando assim a taxa de sedimentação. Um vórtice consiste num escoamento giratório em torno de um centro de rotação, onde as linhas de corrente do escoamento são muitas vezes bem definidas, apresentado assim um padrão circular ou espiral [10]. Na Figura 1.1 apresenta-se a estrutura do escoamento num hidrociclone.

Fisicamente a separação no hidrociclone é feita através da sedimentação centrífuga, onde o fluido e as substâncias sólidas que estão no escoamento são submetidas a uma grande força centrífuga. Esta força faz com que as partículas se coleem à parede do equipamento, numa zona em que a velocidade é mais baixa, acabando estas por decantar junto à mesma. Devido a esta forma de separação, existem partículas com densidades e dimensões mais pequenas que também acabam por sair no escoamento, sendo o rácio entre a quantidade de partículas que saem e que caem que definem o diâmetro de corte. O diâmetro de corte é definido como a razão entre a dimensão crítica das partículas que têm cinquenta por cento de probabilidade de saírem do equipamento pelas saídas

underflow e *overflow*. No interior da câmara de um hidrociclone, através do movimento em espiral descendente, as partículas maiores e mais densas saem pela parte inferior do mesmo, denominada *underflow*. As partículas menos densas são arrastadas para o centro do hidrociclone num movimento espiral ascendente, acabando por sair pela parte superior, designado de *overflow* [11].

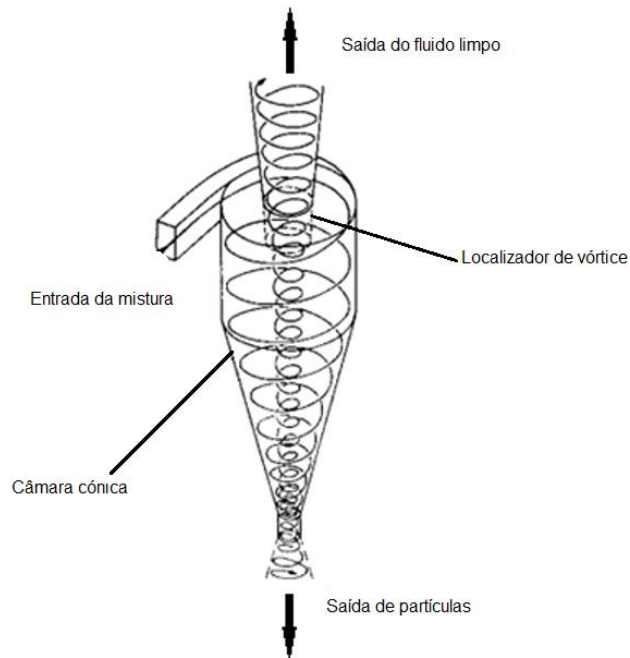


Figura 1.1 - Esquema de funcionamento de um hidrociclone. Adaptado de [11].

1.3 Objetivos

O objetivo principal desta dissertação é estudar numericamente o escoamento num hidrociclone, usando as equações médias de Navier-Stokes (RANS). Neste estudo, pretende-se otimizar o desempenho hidrodinâmico dos hidrociclones através do estudo dos efeitos do ângulo da câmara cônica, caudais mássicos e o comprimento do localizador de vórtice na eficiência do escoamento no interior de um hidrociclone.

1.4 Metodologia

A metodologia de trabalho apoia-se essencialmente na validação e no estudo numérico. A simulação numérica é feita recorrendo ao programa FLUENT que resolve numericamente as equações médias de Navier-Stokes (RANS). A modelação da turbulência é feita usando o modelo $k-\epsilon$.

Na validação é feita a geometria de um tubo contendo duas entradas de líquido, uma com movimento retilíneo e outra com movimento rotacional. Nesta fase, são realizadas simulações numéricas com diferentes esquemas numéricos, modelos de turbulência e descrições espaciais e temporais. Após a validação do modelo numérico procede-se ao estudo do escoamento num hidrociclone para os diferentes casos de estudo, de modo a otimizar o escoamento neste equipamento através das alterações geométricas efetuadas e da introdução de diferentes caudais mássicos.

1.5 Estrutura da dissertação

Esta tese encontra-se organizada em seis capítulos: Introdução, Revisão bibliográfica, Modelo numérico, Validação do modelo numérico, Estudo numérico do escoamento num hidrociclone e, por fim, Conclusões e trabalhos futuros.

Na **Introdução**, Capítulo 1, apresenta-se o enquadramento do trabalho, o princípio de funcionamento de um hidrociclone, os objetivos e a metodologia do trabalho.

Na **Revisão bibliográfica**, Capítulo 2, refere-se ao campo de aplicação dos hidrociclones, caracterização do escoamento e eficiência do hidrociclone. Posteriormente, apresenta-se os parâmetros que influenciam a eficiência de separação num hidrociclone. Na parte final, apresenta-se ainda uma descrição dos estudos de hidrociclones realizados por outros autores.

No Capítulo 3, **Modelo numérico**, são apresentadas as equações RANS (Reynolds Average Navier Stokes), o modelo de turbulência, o esquema numérico, a geração da malha e, por fim, as condições de fronteira.

No Capítulo 4, **Validação do modelo numérico**, inicialmente descreve-se a geometria do domínio computacional e condições de fronteira e na parte final compara-se os dados

experimentais de outros autores com resultados numéricos do escoamento do vórtice no interior de um tubo.

No Capítulo 5, **Estudo numérico do escoamento num hidrociclone**, apresenta-se o estudo do escoamento no interior de um hidrociclone analisando-se a influência da geometria da câmara, caudal mássico e o comprimento dos localizadores de vórtice. Na parte final do capítulo apresentam-se os resultados da eficiência do dispositivo tendo em conta as alterações efetuadas.

Por fim, no Capítulo 6, são apresentadas as conclusões relativas ao trabalho realizado, as contribuições inovadoras e, ainda, as sugestões para desenvolvimentos futuros.



2 Revisão bibliográfica

Neste capítulo, apresentam-se os temas que assumem especial realce no desenvolvimento deste trabalho. Inicialmente são referidos os campos de aplicação do hidrociclone e a caracterização do escoamento. Posteriormente apresenta-se a eficiência do hidrociclone e os parâmetros que influenciam a sua eficiência de separação. Para finalizar apresentam-se estudos de hidrociclones.

2.1 Campo de aplicação do hidrociclone

Os hidrociclones são utilizados há mais de cem anos. Estes equipamentos oferecem alta eficiência de separação, pequeno tamanho de corte, ausência de componentes móveis, ampla faixa de operação, baixo custo de manutenção e alta versatilidade. Assim sendo, os hidrociclones têm sido amplamente utilizados na indústria, tais como na indústria agrícola, petroquímica e alimentar [12].

2.2 Caracterização do escoamento

Como mencionado anteriormente, o escoamento no interior de um hidrociclone consiste num escoamento rotacional. Esse escoamento encontra-se representado na Figura 2.1.

Através deste escoamento rotacional resultam forças deste movimento, como mencionado na secção 1.2.

Os vetores das forças resultantes deste movimento são a forças centrífuga, tangencial, gravítica e a resistência da viscosidade.

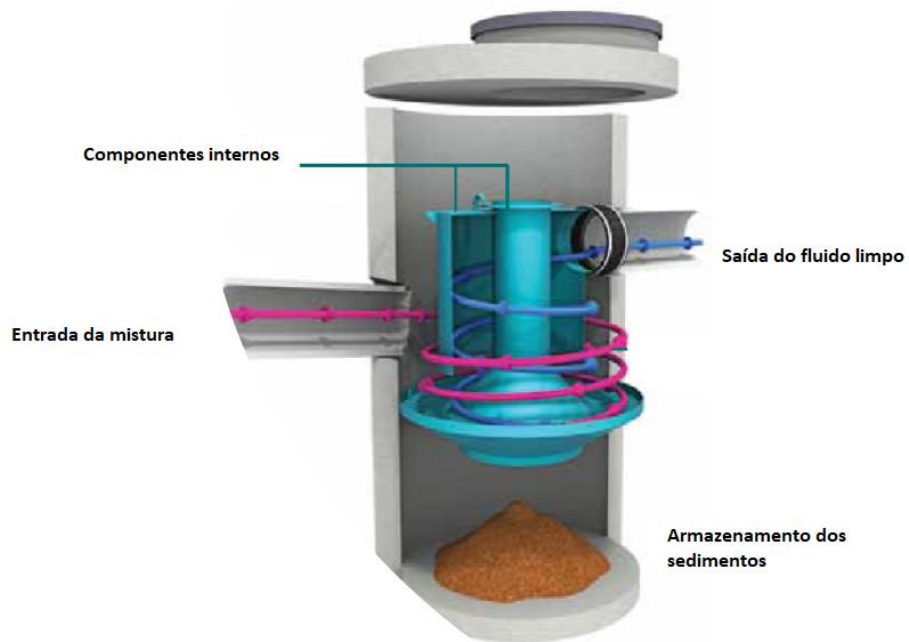


Figura 2.1 – Representação esquemática do escoamento no interior de um hidrociclone.
Adaptado de [13].

Estas forças encontram-se representadas na Figura 2.2.

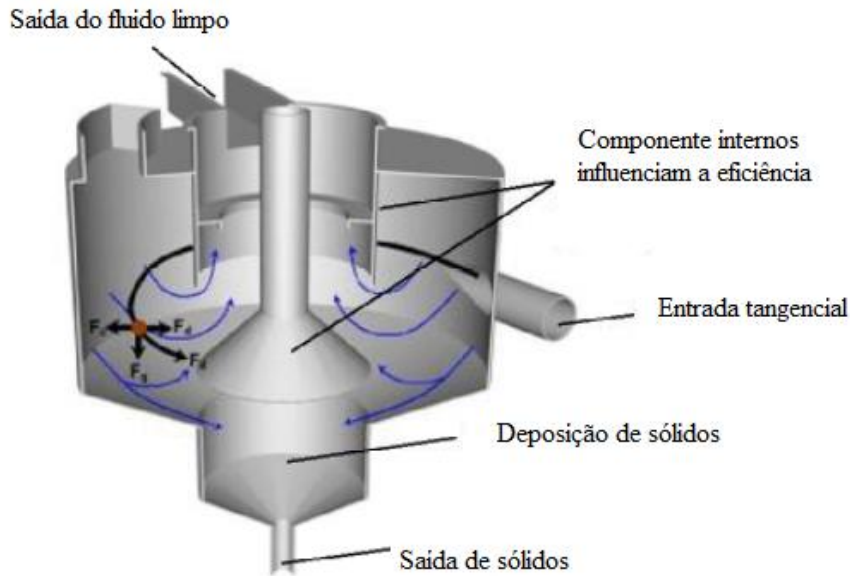


Figura 2.2- Mecanismo interno da instalação Grit King. Adaptado de [14].

Uma das forças apresentadas na Figura 2.2 é dada segundo a Equação (2.1):

$$F_{\theta} = \frac{\pi \rho d^3 u_t^2}{6r} \quad (2.1)$$

onde ρ é a massa volúmica do fluido, d o diâmetro das partículas sólidas, r raio do movimento rotativo das partículas sólidas e u_t velocidade tangencial do fluido.

As outras componentes da força para serem determinadas era necessário saber a velocidade das partículas sólidas e a sua densidade. Não tendo essa densidade não é possível calcular essas forças.

2.3 Eficiência do hidrociclone

Após o cálculo das forças, que são um parâmetro indicativo da eficiência de separação, quanto maiores as forças existentes maior poderá ser a eficiência de separação de partículas. No entanto o rendimento pode ser calculado da seguinte forma:

$$\eta = \frac{M_u}{M_f} = \frac{M_u}{M_u + M_o} \quad (2.2)$$

onde η corresponde ao rendimento do processo, M_f corresponde à massa do fluido, M_u consiste na massa *underflow* e M_o à massa do *overflow*.

No entanto este é o rendimento do dispositivo mas como neste trabalho não foi calculado explicitamente um caso com partículas sólidas, uma forma de avaliar o seu rendimento é através da Equação (2.3).

$$\eta = 1 - \frac{U}{Q_i} \quad (2.3)$$

onde U é o caudal mássico no *underflow* e Q_i é o caudal mássico no inlet.

No caso de existirem partículas o rendimento ou probabilidade de uma partícula de diâmetro D sair pela parte inferior do hidrociclone (*underflow*) é dada da seguinte forma:

$$\eta = \frac{e^{\left(\frac{5D}{D^*}\right)} - 1}{e^{\left(\frac{5D}{D^*}\right)} + 146} \quad (2.4)$$

onde D^* corresponde ao diâmetro de corte.

Neste contexto, para partículas com $D = 50 \mu\text{m}$ e $\eta = 0,2$ a sua probabilidade de saírem pelo *underflow* é de 20%.

O rendimento global alcançado no hidrociclone, para toda a distribuição granulométrica de partículas está associada à massa total de partículas. Esta é obtida através da seguinte equação:

$$I = \frac{\frac{1,13}{0,138 + n}}{144 - 0,279n + \frac{5D'}{D^*}} \left(\frac{5D'}{D^*} \right) \quad (2.5)$$

onde D' e n são obtidos pelo modelo de distribuição granulométrico RRB e D^* o diâmetro de corte.

2.4 Parâmetros que influenciam a eficiência de separação num hidrociclone

Os principais parâmetros que influenciam a eficiência dos hidrociclones são: caudal e a geometria. A alteração destes parâmetros podem consistir na redução do diâmetro de corte de corte, na diminuição dos coeficientes de perdas de energia e no aumento da eficiência de separação através de alterações da parábola da câmara do hidrociclone [15]. Normalmente, as modificações estruturais dos hidrociclones são o diâmetro da câmara, o diâmetro de entrada, o diâmetro interno da entrada do localizador do vórtice, o comprimento do localizador do vórtice, o diâmetro de entrada do *underflow* e o comprimento do cone [15]. Na Figura 2.3 encontra-se a representação de um hidrociclone e alguns dos parâmetros mencionados.

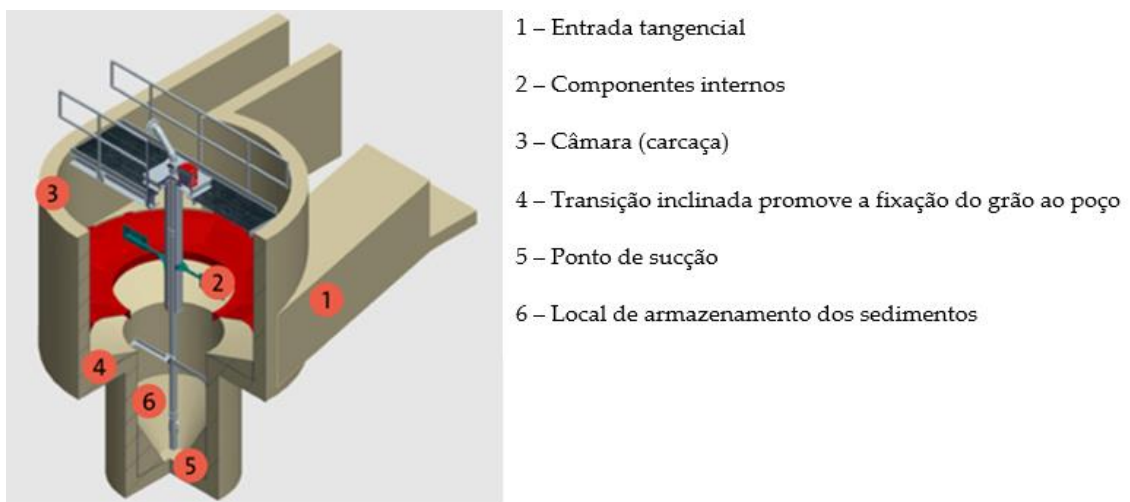


Figura 2.3 - Interior do hidrociclone. Adaptado de [16]

Nos próximos subcapítulos serão mencionadas alguns dos componentes de um hidrociclone que influênciam a sua eficiência de separação.

2.4.1 Geometria da secção de entrada do hidrociclone

A entrada no hidrociclone pode ter um formato circular ou quadrado. Uma relação utilizada nestas secções retangulares é a relação entre a largura sobre a altura. Com isto, é se tido em consideração de que a eficiência de separação diminui quando a relação da secção transversal aumenta. Como referido anteriormente, o formato de entrada influencia a eficiência de separação num hidrociclone. Uma secção retangular, tendo esta um prolongamento paralelo ao eixo de um hidrociclone, comparando com uma secção circular de área equivalente circular, tornará o processo mais eficiente. Várias experiências [12] foram realizadas de maneira a compreender melhor a influência deste parâmetro. Através deste estudo [12], entre a entrada tangencial convencional e a entrada de formato em espiral, os autores concluíram que através da entrada em espiral é possível a diminuição do diâmetro de corte do fluido, sendo através desta que é possível obter maiores eficiências de separação Na Figura 2.4 encontram-se representados vários tipos de entrada de um hidrociclone [15].

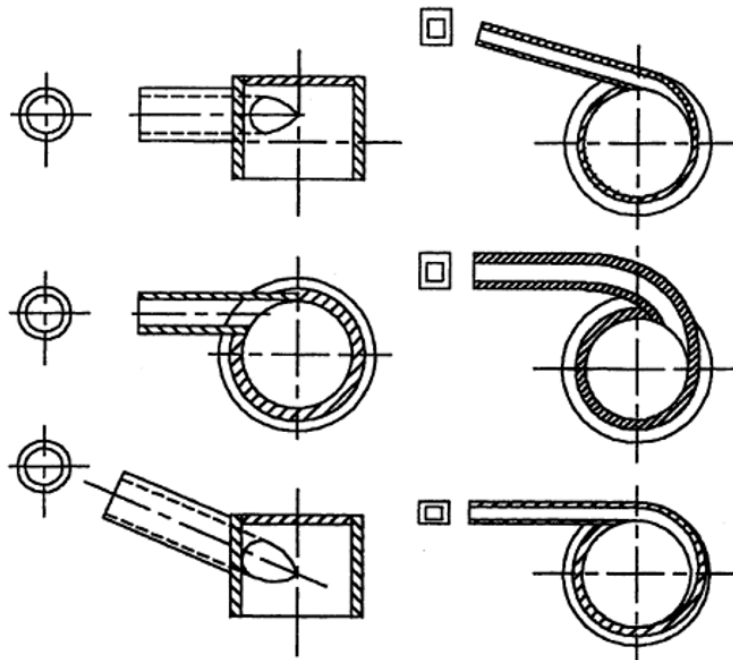


Figura 2.4- Formatos de entrada de um hidrociclone. Adaptado de [15]

O número de Euler expressa a razão entre a perda de pressão e a energia cinética por unidade de volume do fluido [17]. Quanto maior for o valor do número Euler, maior

será a energia requerida pelo hidrociclone, diminuindo assim a sua capacidade de separação. Este valor é obtido através da Equação (2.9):

$$Eu = \frac{\pi \Delta p D_c^4}{8 \rho Q^2} \quad (2.6)$$

onde D_c corresponde ao diâmetro da parte cilíndrica do hidrociclone e Δp à variação da pressão, ρ à densidade do fluido e Q ao caudal mássico.

O número de Euler depende da secção de entrada e da velocidade de entrada. Quando a secção de entrada do escoamento do hidrociclone possui um determinado ângulo, o escoamento no seu interior é otimizado, sendo a sua performance diferente de um hidrociclone que não tenha ângulo de entrada, uma vez que este parâmetro afeta o desempenho de separação nos hidrociclones [15]. Quando o ângulo de entrada aumenta até aos 30°, a eficiência de separação aumenta. Contudo, quando o valor do ângulo for superior a 30°, a eficiência de separação diminui, uma vez que o padrão de fluxo no hidrociclone é alterado. Concluiu-se então que o ângulo ideal é no máximo até 30°.

2.4.2 Componentes internos do hidrociclone

Os componentes internos são muito úteis para que ocorra um bom escoamento no interior dos hidrociclones. Através destes componentes, que se encontram representados na Figura 2.6 é possível incorporar um núcleo de ar que irá desde a parte superior do hidrociclone até à saída do *underflow*.

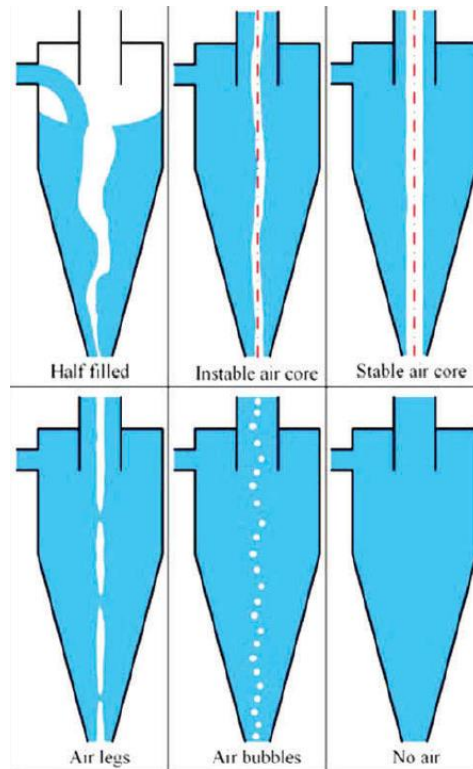


Figura 2.5-Influência dos componentes internos. Adaptado de [34].

Estes componentes melhoram a eficiência de separação e também os padrões do fluxo. Estudos que comparam hidrociclones com e sem componentes internos indicam que, nos hidrociclones com componentes internos, a eficiência de separação é superior, existe um menor consumo de energia, uma maior nitidez de separação e uma maior capacidade [30] comparativamente aos hidrociclones sem os mesmos.

Na Figura 2.6 encontram-se representados os componentes internos.

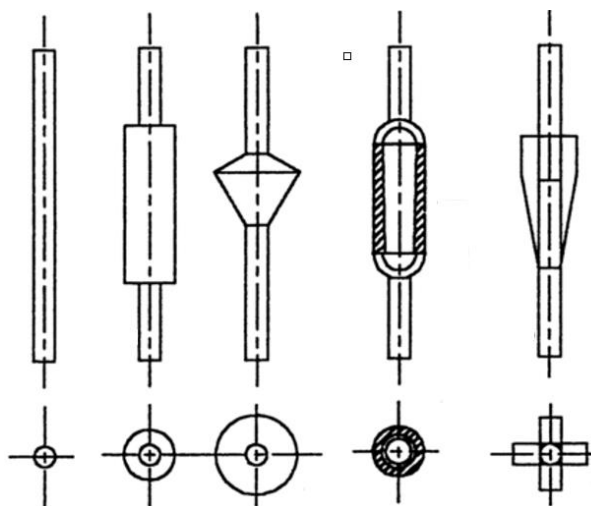


Figura 2.6- Componentes internos de um hidrociclone. Adaptado de [33]

2.4.3 Geometria do tubo underflow do hidrociclone

Os tubos *underflow* nos hidrociclones têm uma elevada influência no desempenho dos mesmos. Quando estes apresentam diâmetros pequenos, observa-se uma eficiência de separação baixa. Quando estes apresentam diâmetros de maiores dimensões, a eficiência no hidrociclone é superior. Devido à dificuldade de previsão do diâmetro ótimo para o tubo *underflow*, a maioria dos hidrociclones comerciais têm um diâmetro variável para o tubo *underflow*, de maneira a manter constante o seu fluxo.

Chu [18] comparou o desempenho de separação de diferentes formatos de tubo, sendo os formatos estudados: um tubo reto convencional, difusores de 20° e 30°, difusor com cone e tubo reto com cone. Os resultados desta experiência demonstraram que, apenas o tubo reto com cone era capaz de aumentar a eficiência de separação e diminuir o diâmetro de corte, quando comparado com o tubo reto convencional. Deste modo, para alcançar uma eficiência superior, conclui-se que o tubo de *underflow* em linha reta é mais indicado do que um difusor.

Na Figura 2.7 encontram-se representados o formato dos mesmos.

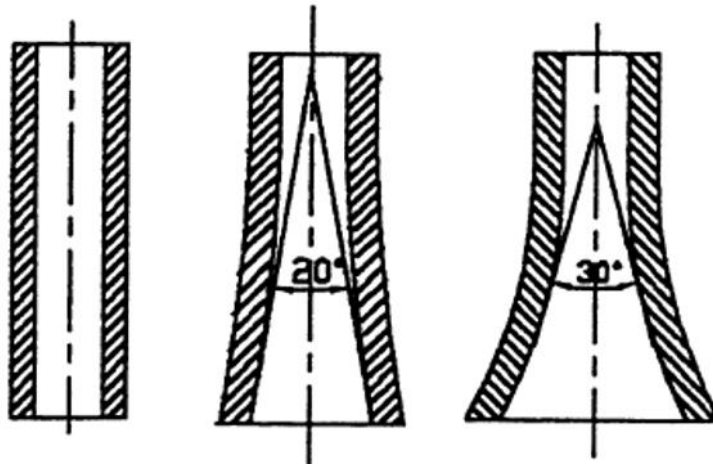


Figura 2.7- Formatos dos tubos *underflow* de um hidrociclone. Adaptado de [15].

2.4.4 Relação do diâmetro do tubo *underflow* com o localizador de vórtice

Através do dimensionamento adequado entre o diâmetro do localizador de vórtice e o tubo *underflow*, o desempenho dos hidrociclones pode ser melhorado. Os resultados experimentais mostraram que, quando a razão do diâmetro do tubo *underflow* ao diâmetro do localizador de vórtice aumenta, a eficiência de separação aumentou notavelmente [12]. No entanto, esta relação de diâmetros pode, por vezes, ser enganosa, uma vez que variando os diâmetros, os rácios podem ser mantidos constantes. Deste modo, a relação entre o diâmetro do tubo *underflow*, o diâmetro do visor de vórtice e a razão entre estes não são variáveis que possam ser utilizadas. Assim, o diâmetro do tubo *underflow* e o diâmetro do localizador de vórtice são consideradas como variáveis independentes [15].

Os subcapítulos restantes são os que foram usados na alteração da geometria do hidrociclone em estudo.

2.4.5 Geometria da câmara do hidrociclone

Esta secção é relativa à geometria da câmara do hidrociclone. Esta secção é de extrema importância uma vez que este é o principal espaço de separação dos hidrociclones.

A câmara cônica dos hidrociclones podem possuir variados formatos. Através da diminuição no ângulo do hidrociclone, a eficiência pode ser aumentada

consideravelmente. Quando os hidrociclones apresentam ângulos até 25° , é possível a separação de partículas com tamanho reduzido e existe um baixo diâmetro de corte, ou seja, a partir de um determinado valor de dimensão das partículas existe a impossibilidade da remoção de partículas do fluido quando estas apresentam uma dimensão reduzida. Assim, para um bom desempenho de separação pretende-se que o cone do hidrociclone seja menor do que 25° e que este tenha um longo comprimento. A estabilidade do fluxo no interior dos hidrociclones e as eficiências de separação dos mesmos estão relacionadas com o ângulo de cone existente. Em experiências efetuadas [12] observou-se que o aumento no ângulo de cone resulta num aumento da velocidade tangencial e do gradiente de pressão nos hidrociclones. Apesar disto, a eficiência de separação é menor.

Na Figura 2.8 apresentam-se vários formatos possíveis do cone.

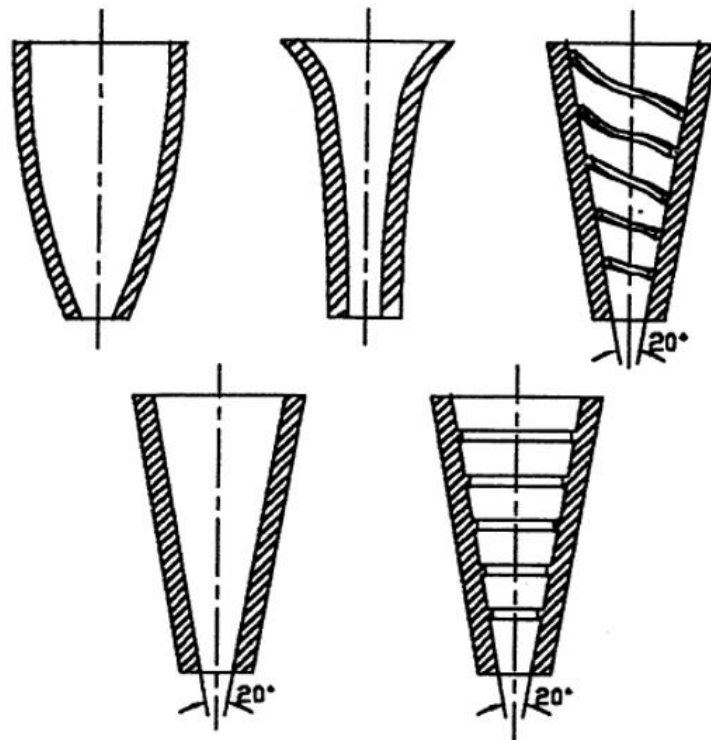


Figura 2.8- Formato do cone de um hidrociclone. Adaptado de [15].

2.4.6 Localizadores de vórtice do hidrociclone

Os localizadores de vórtice também influenciam a eficiência de separação dos hidrociclones.

O comprimento dos localizadores de vórtice tem influência direta no desempenho de separação dos hidrociclones. Os localizadores de vórtice impedem a saída direta das partículas pelo *overflow* e induzem o escoamento do fluido para cima na direção axial. Na Figura 2.9 encontra-se representado diferentes tipos de localizadores de vórtice [15].

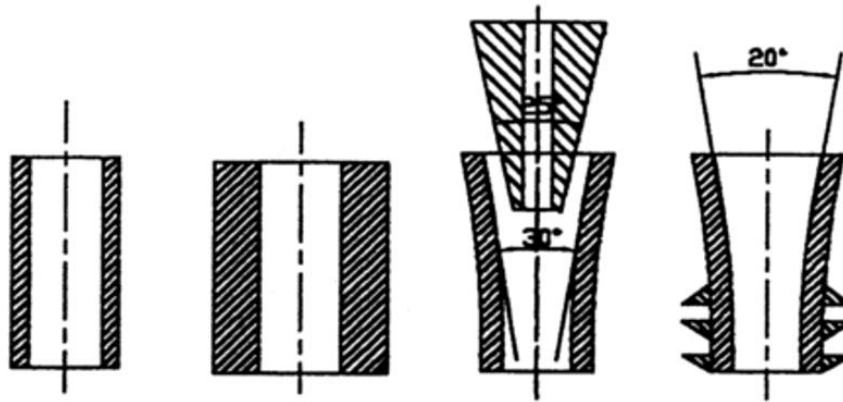


Figura 2.9- Localizador de vórtice. Adaptado de [15].

O comprimento deste localizador de vórtice deve ser menor que o comprimento da seção cilíndrica. Caso esta condição não seja satisfeita, as partículas de maiores dimensões a separar não sairão pela saída adequada, *underflow*, mas sim pela saída *overflow*. Como consequência, existe uma redução na eficiência de separação. Não existe um comprimento ideal dos localizadores de vórtice, pois a eficiência deste processo depende de vários parâmetros, tais como a concentração das partículas da alimentação, o tamanho e a densidade das mesmas e os parâmetros geométricos. Segundo Wang [20], com o aumento do comprimento do localizador de vórtice, a eficiência de separação para partículas grosseiras aumenta, contrariamente ao caso de partículas finas. O autor também concluiu que o comprimento dos localizadores de vórtice deve ser tanto maior quanto mais densas e maiores forem as partículas a separar, contrariamente às partículas de menores dimensões [15].

A espessura do localizador de vórtice é menos relevante para a eficiência de separação do que o seu comprimento. Wang e Yu [20], através de resultados experimentais, concluíram que o aumento da espessura dos localizadores diminui a eficiência de separação, enquanto o tamanho de corte e o consumo de energia aumentam. Este estudo indica que a eficiência de separação pode ser melhorada através da diminuição da

espessura do localizador de vórtice. Assim sendo, um localizador de vórtice fino é favorável para uma alta eficiência de separação, particularmente para partículas mais grossas.

De acordo com a investigação efetuada [21], quando o diâmetro do localizador de vórtice diminui, a eficiência de separação, a queda de pressão e o número de Euler, aumentam notavelmente. Com isto, a eficiência de separação aumenta quando diminui o diâmetro do visor de vórtice. Apesar disto, quando o diâmetro deste é muito pequeno, não apresenta uma função de classificação eficaz, uma vez que não existe uma força de arrasto no centro da secção cónica para cima. Apesar disso, o consumo de energia seria muito elevado, uma vez que o número de Euler também aumenta. Face a esta situação, existe a necessidade de encontrar o equilíbrio com outros componentes geométricos, o tamanho das partículas da alimentação, entre outras coisas, para encontrar o equilíbrio entre o baixo consumo de energia e uma elevada eficiência de separação.

De maneira a aumentar a eficiência de separação, Hui Ji et alii [22] investigaram o desempenho de separação de várias estruturas de localização de vórtices. Este estudo permitiu observar que, quando incorporado no hidrociclone, um tubo reto com uma parede fina existe um menor tamanho de corte. Kuo-Jen Hwang e Shih-Ping Chou [18] projetaram três formatos de localizadores de vórtice para estudarem a eficiência de separação com base nas diferentes geometrias dos mesmos. As geometrias estudadas foram: formato uniforme, tipo A; estrutura cónica, tipo B; e estrutura cónica inversa, tipo C. Na Figura 2.10 apresenta-se os diferentes formatos mencionados.

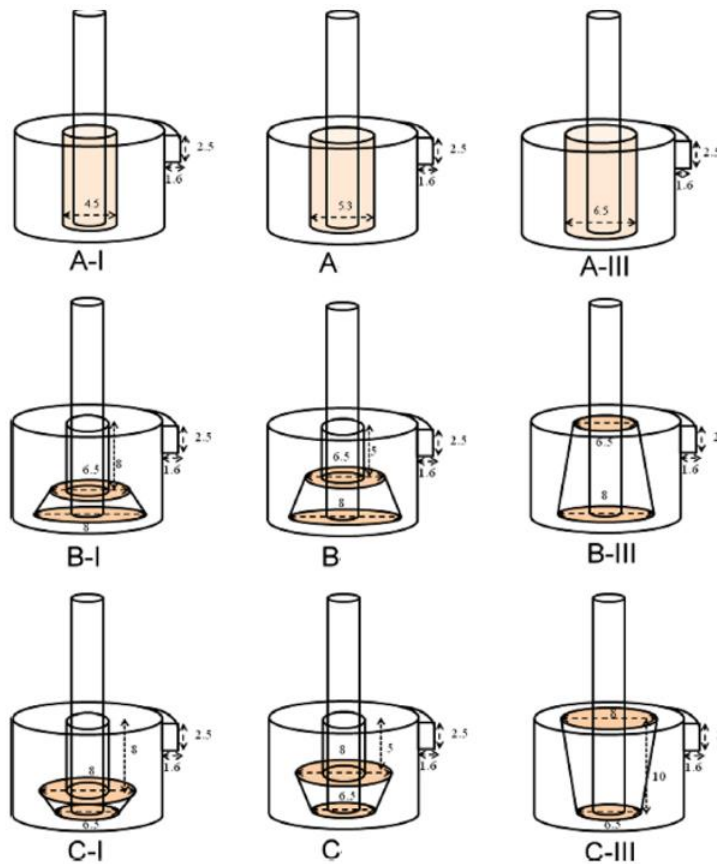


Figura 2.10-Diferentes formatos dos localizadores de vórtice. Adaptado de [18].

As eficiências de separação nos diferentes formatos apresentam-se em seguida por ordem decrescente: o formato mais eficiente é o tipo C, depois, o tipo B e, para finalizar, o tipo A. Nos cones do tipo C e B, as alterações introduzidas foram no comprimento e, no tipo A, foram em diferentes tipos de espessura. Na mesma experiência, Wang substituiu o localizador de vórtice convencional por uma membrana porosa, de maneira a que o fluido passasse mas que também fosse possível filtrar as partículas. Através desta experiência, os resultados demonstraram que a turbulência em torno da saída foi inferior e o fluxo em curto-circuito foi enfraquecido. Assim, a concentração de excesso diminuiu e a concentração de *underflow* aumentou.

As alterações do localizador de vórtice apesar de poderem ser feitas alterando a geometria do mesmo, no entanto o estudo concentrou-se no estudo do comprimento do localizador de vórtice.

2.5 Estudo de hidrociclones

O movimento de vórtice tem sido aplicado em vários estudos. Neste subcapítulo apresentam-se alguns estudos efetuados tendo em conta este movimento do

escoamento. Os hidrociclones têm sido aplicados para os mais variados processos de separação de partículas sólidas dos líquidos. Pelo facto de estes equipamentos serem cada vez mais utilizados, aumenta a necessidade de serem feitos estudos que otimizem a sua eficiência de separação, uma vez que os seus parâmetros geométricos ainda não se encontram bem definidos [12]. Estes estudos são efetuados com vários tipos de fluidos tais como: água para consumo humano e agricultura, tratamento de óleos, entre outros [12].

Um dos primeiros estudos realizados sobre este tipo de equipamentos foi desenvolvido por Eugene Bretneyn, tendo registado uma patente sobre este equipamento em 1891 [23]. O objetivo do inventor foi o desenvolvimento de um equipamento, tendo como princípio o movimento de vórtice, que purificasse a água. Segundo Bretneyn, o hidrociclone teria de ter um formato cónico, sendo esse formato usado nos dias de hoje. De maneira a ter uma maior eficiência de separação, o mesmo reparou que, com o auxílio de válvulas, sobretudo através do movimento dos seus movimentos de abertura e fechamento e com o auxílio de outros componentes, era possível aumentar a eficiência de separação.

Posteriormente, em 2012, Hui Ji, Songlin Nie, Hongmei Sun, Yun Cheng e Yongping Li desenvolveram estudos para aumentar a eficiência de separação de partículas de óleos hidráulicos [22]. O estudo da limpeza dos mesmos é muito importante, uma vez que 75-85% dos acidentes em sistemas hidráulicos ou falhas no sistema ocorrem devido à contaminação do fluido [22]. Segundo os autores, para aumentar a eficiência de separação, as dimensões do cone e o seu ângulo têm que ser 60 mm e 25°, respetivamente [22]. Estes parâmetros, segundo os autores, são os que mais contribuem para uma boa eficiência de separação. Para os autores, a velocidade tangencial também desempenha um papel importante na produção da força centrífuga, sendo esta uma das principais forças que contribui para a separação de partículas sólidas de fluidos.

Assim, existem variados trabalhos que estudam a melhor forma de remover ao máximo as partículas sólidas dos fluidos, de maneira a que estes fiquem os mais limpos possível, tendo em consideração as dimensões e as geometrias dos componentes que constituem os hidrociclones. Com base em algumas alterações geométricas introduzidas nos hidrociclones, os autores concluíram que, à medida que o escoamento se direciona para o fundo, a pressão aumenta [22].

Ao entrar tangencialmente num corpo cilíndrico, o movimento de um fluido é alterado para um movimento circular quando os ângulos de cone são inferiores a 30°. No entanto, para um cone com 30° ou mais, essa condição não é observada, acabando por existir o movimento de vórtice podendo assim por não assegurar a descarga do fluido no hidrociclone.

Experiências contínuas com alterações no comprimento do cone levaram os investigadores a concluir que a diferença de velocidade entre os vários comprimentos não diferia de mais de 3% se forem utilizados cones com comprimentos entre 45 a 75 mm [22].

Nos dias de hoje, existe uma grande preocupação face aos recursos hídricos. A lavagem de petroleiros com água acaba por deixá-la contaminada. De maneira a resolver este problema e de uma forma rápida sem o uso da decantação, uma vez que este processo é moroso, uma empresa canadiana [24] desenvolveu e patenteou um hidrociclone para reutilizar a água após a lavagem dos contentores dos petroleiros. Através deste tipo de processo, os mesmos observaram que caso a água após ser tratada fosse novamente tratada pelo hidrociclone poderia ser descarregada para o meio ambiente e que os óleos resultantes da limpeza poderiam ser novamente comercializados [24].

A maior preocupação e motivo de investigação dos estudos que têm sido realizados prende-se com a influência dos parâmetros geométricos na eficiência de separação num hidrociclone. Assim sendo [15], modificações estruturais com inserções centrais e alterações geométricas nos componentes em hidrociclones convencionais podem aumentar a eficiência de separação, a nitidez de separação, diminuir o coeficiente de perda de energia, entre outros. A modificação estrutural do cone em 20° tem a mesma função [15]. Em 2017 [18], foi realizado outro estudo tendo em consideração três tipos de estruturas de localizadores de vórtices, com o intuito de melhorar a eficiência de separação de partículas. O comprimento das estruturas dos localizadores de vórtice apresentavam todas o mesmo comprimento de 10 mm. A estrutura do primeiro localizador (A) consistia num cilindro reto com espessura uniforme. Os outros dois tipos, (B) e (C), de localizadores apresentavam uma geometria cónica. Neste estudo, observaram que a eficiência de separação era superior nos localizadores com formatos cónicos. De entre outros estudos realizados, não sendo possível referir todos, achei por bem referir estes, uma vez que considero ser os mais importantes e fidedignos.

3

3 Modelo Numérico

O Modelo numérico utilizado baseia-se nas equações RANS e as simulações numéricas são feitas com o recurso ao programa Fluent.

Na parte inicial deste capítulo, são apresentadas as equações de Navier-Stokes em valor médio, as equações RANS e o modelo de turbulência utilizado. Na parte final, faz-se uma breve referência aos esquemas numéricos e às condições de fronteira utilizadas.

3.1 Equações de Navier-Stokes em valor médio

O escoamento de um líquido viscoso newtoniano é descrito, do ponto de vista analítico, pelas equações de Navier-Stokes. Estas equações traduzem a conservação da massa e a conservação da quantidade de movimento, escritas da seguinte forma em coordenadas cartesianas e notação indicial:

$$\frac{\partial u}{\partial x_i} = 0 \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\rho \partial x_i} + g_i + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (3.2)$$

onde ρ é a massa volúmica do fluido, x_i ($i=1,2,3$) são as componentes das coordenadas cartesianas, u_i são as componentes da velocidade (m/s), t é o tempo (s) e p é a pressão [Pa].

A Equação (3.3) representa o tensor das tensões τ_{ij} :

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.3)$$

onde μ é a viscosidade dinâmica do fluido. A equação (3.2) atualmente não tem uma solução analítica para o escoamento turbulento devido à sua complexidade matemática. De forma a ultrapassar esta dificuldade, as suas variáveis são escritas como a soma do seu valor médio e da sua flutuação, designada na literatura por decomposição de Reynolds.

3.2 Equações RANS

Os escoamentos turbulentos são caracterizados pela existência de flutuações do campo de velocidades que potenciam a capacidade de mistura do escoamento. As flutuações podem ser de pequena escala e de alta frequência, existindo, por conseguinte, necessidade de uma elevada capacidade computacional para simular este tipo de escoamento sem modelo de turbulência [25].

Para diminuir as necessidades computacionais, é necessário introduzir modelos de turbulência que permitam simular estatisticamente os efeitos de pequena escala, evitando assim a utilização com malhas muito finas.

Uma vez que as generalidades dos escoamentos envolvem processos turbulentos estacionários, em que as propriedades estatísticas das variáveis não variam com o tempo, e não homogêneos, as propriedades estatísticas variam no espaço, a média temporal é apropriada para o procedimento da média de Reynolds.

Na seguinte equação apresenta-se a decomposição de Reynolds da velocidade instantânea, $u_i(x_i, t)$ e de pressão:

$$u_i(x_i, t) = \bar{u}_i(x_i) + u'_i(x_i, t) \quad (3.4)$$

$$P(x_i, t) = \bar{P}(x_i) + P'(x_i, t) \quad (3.5)$$

onde \bar{u} são as componentes da velocidade média e u'_i são as suas flutuações.

Numericamente a velocidade média é dada por:

$$\bar{u}_i(x_i) = \frac{1}{t} \sum_1^t u_i \quad (3.6)$$

Num escoamento turbulento, as equações RANS são obtidas através da aplicação de operadores médios nas correspondentes Equações (3.1) e (3.2).

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.7)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{u_i u_j}) = -\frac{\partial \bar{p}}{\rho \partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial}{\partial x_i} (\overline{u'_i u'_j}) \quad (3.8)$$

O R_{ij} corresponde a tensor das tensões de Reynolds e é definido da seguinte forma:

$$R_{ij} = -\overline{\rho u'_i u'_j} \quad (3.9)$$

O R_{ij} representa o efeito das flutuações da velocidade no campo médio. Este tensor necessita de ser modelado para problemas práticos de engenharia, sendo feita geralmente a modelação em função das propriedades médias do escoamento.

Pela aproximação de Boussinesq [26] o tensor das tensões de Reynolds é dado da seguinte forma:

$$R_{ij} = \mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (3.10)$$

onde δ_{ij} é o delta de Kronecker ($\delta_{ij} = 1$ se $i=j$ e $\delta_{ij} = 0$ se $i \neq j$) e k é a energia cinética turbulenta, expressa por:

$$k = \frac{1}{2} \overline{u_i'^2} \quad (3.11)$$

A vantagem deste modelo consiste no reduzido tempo de cálculo computacional associado à determinação de viscosidade turbulenta, que pode ser estimada através de modelos de duas equações (modelo $k-\varepsilon$ e $k-w$ e as suas variações). O modelo de duas equações $k-\varepsilon$, proposto por Launder e Spalding [27]. Este modelo resulta em mais duas equações: equação de transporte k e a equação da taxa de dissipação turbulenta, ε .

3.3 Modelo de turbulência $k-\varepsilon$

A escolha do modelo de turbulência em detrimento do regime laminar deve-se ao facto de se ter observado aquando da revisão bibliográfica que o escoamento ocorre com números de Reynolds elevados e que, na maioria destes casos, os escoamentos são turbulentos. Acresce ainda o facto deste modelo ser amplamente usado em problemas típicos de engenharia devido à sua robustez, economia e precisão no estudo de escoamentos turbulentos. Neste modelo, μ_t é definido da seguinte forma:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.12)$$

onde C_μ é constante de proporcionalidade da viscosidade dinâmica turbulenta.

A equação do transporte da energia cinética turbulenta e a equação da taxa de dissipação turbulenta para um fluido incompressível são dadas, respetivamente, por:

$$\rho \left[\frac{\partial}{\partial t} (k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (k \bar{u}_i) \right] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon \quad (3.13)$$

$$\rho \left[\frac{\partial}{\partial t} (\epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\epsilon \bar{u}_i) \right] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\epsilon}{k} (C_{1\epsilon} G_k - C_{2\epsilon} \rho \epsilon) \quad (3.14)$$

Nas Equações (3.13) e (3.14), o termo G_k representa a geração de energia cinética turbulenta devido aos gradientes de velocidade e o termo G_b consiste na geração de energia cinética turbulenta devido às flutuações, $C_{1\epsilon}$ e $C_{2\epsilon}$ são constantes e σ_k e σ_ϵ são os números de Prandtl para k e ϵ , respetivamente.

O termo de produção da energia cinética turbulenta devido à velocidade média, P_k , é dado pela seguinte equação:

$$P_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \left(\frac{\partial \bar{u}'_j}{\partial x_j} \right) = \mu_t S^2 \quad (3.15)$$

onde S_{Re} , é o módulo do valor médio do tensor das tensões de Reynolds, dado por:

$$S_{Re} \equiv \sqrt{2\mu_t \overline{S_{ij} S_{ij}}} \quad (3.16)$$

O cálculo da geração da energia cinética turbulenta devido aos gradientes de velocidade é efetuado através da equação exata para o transporte, sendo esta a seguinte:

$$G_k = R_{ij} \frac{\bar{u}_j}{\partial x_i} \quad (3.17)$$

Na Tabela 3.1, encontram-se as constantes de ajuste do modelo de k - ϵ padrão utilizados no programa Fluent.

Tabela 3.1 – Constantes de ajustes do modelo $k-\varepsilon$

$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	C_μ	σ_k	σ_ε
1.44	1.92	0.09	1.0	1.3

Os valores apresentados na Tabela 3.1, usados neste trabalho, foram determinados através de experiências efetuadas com ar e água para escoamentos turbulentos por Launder e Spalding [27]. Contudo, estes valores podem ser ajustados consoante a situação em estudo. O estudo detalhado do modelo de turbulência $k-\varepsilon$ padrão e das diversas constantes empíricas pode ser encontrado em Versteeg e Malalasekera [28] e Blazek [29].

3.4 Geração da malha

A qualidade das simulações numéricas está dependente da escolha da malha, uma vez que os códigos CFD (computational fluid dynamic) são mais eficientes e robustos quando estes usam uma malha bem construída. Para a construção da malha existe a necessidade de ter em conta certos cuidados, tais como: adequar o número de elementos com base no caso em estudo, as dimensões dos elementos, mais concretamente, o rácio entre o comprimento e largura. O crescimento da dimensão dos elementos da malha deve ser efetuado de forma progressiva.

Para evitar a sobrecarga da construção da malha nos recursos computacionais, como referido anteriormente, a descrição deve ser adequada, tendo em conta a variação da intensidade das variáveis do escoamento, como por exemplo, a velocidade e pressão.

Neste trabalho foi utilizado malhas estruturando com as dimensões média dos elementos foram definidas da seguinte forma:

$$\frac{\bar{u}_{max} * \Delta t}{\Delta x} \leq C_{max} \quad (3.18)$$

onde \bar{u}_{max} é o ponto da velocidade máxima, Δt é o passo de tempo, e Δx é a dimensão dos elementos da malha e C_{max} é o número de Courant. Neste trabalho foi assumido

$C_{max} = 0,5$. As malhas estruturadas utilizam elementos quadriláteros em 2D e elementos hexaedros em 3D. Com este tipo de malha é possível obter um bom controlo na sua construção, para além da obtenção de uma maior precisão dos esquemas numéricos.

A malha estruturada permite garantir boa precisão dos esquemas numéricos. A adaptação da malha estruturada ao domínio de cálculo é efetuada através da introdução de deformações nos elementos que se mantêm quadriláteros, mas, conforme o manual do Fluent, as malhas perdem a sua ortogonalidade.

Após a finalização da geração da malha é necessário a indicação das condições de fronteira (condições de velocidade, pressão, caudal mássico e de parede).

3.5 Esquema e parâmetros numéricos

O Fluent permite escolher o algoritmo para o acoplamento entre a pressão e a velocidade (*Pressure-Velocity Coupling*). No presente estudo, o algoritmo utilizado é o SIMPLEC, o qual é baseado numa relação que permite a correção da pressão a cada nova iteração de velocidade. Este algoritmo apresenta semelhanças com o *SIMPLEC (Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations)* a nível de estrutura. Estes diferem apenas na expressão da correção da pressão e pelo facto do algoritmo *SIMPLEC* apresentar resultados mais precisos.

É de realçar também os esquemas numéricos discretos usados, sendo estes: a interpolação da pressão, efetuada pelo algoritmo *PRESTO (Pressure Staggering Option)*. O termo convectivo das equações de Navier-Stokes é modelado pelo esquema *Third order MUSCL (Monotonic Upstream Scheme for Convection Laws)*, permitindo assim a obtenção de melhores resultados quando comparados com o esquema de primeira ordem *Upwind*.

Neste trabalho foi usado passo de tempo $\Delta t = 0,01$ s. A simulação foi realizada para 50s do tempo físico. Para este tempo assumiu-se o escoamento estacionário.

Na Tabela 3.2 apresentam-se os parâmetros numéricos utilizados no programa Fluent.

Tabela 3.2 - Parâmetros numéricos utilizados.

Passo de tempo	0,01s
Modelo de turbulência	$k-\varepsilon$
Massa volúmica	880 kg/m ³
Viscosidade	0,287 kg/m s ⁻¹
Velocidade <i>inlet</i>	10 m/s
Pressão <i>outlet</i>	0 Pa

3.6 Condições de fronteira

As condições de fronteira utilizadas no estudo numérico são *velocity inlet*, *pressure outlet* e *wall*. Na fronteira de entrada do domínio computacional foi definida a velocidade de entrada (*velocity inlet*), de acordo com o caudal imposto. Para a condição de fronteira de saída impõe-se a condição de pressão (*pressure outlet*) e nas superfícies sólidas do domínio as condições de parede (*Wall*). Estas condições serão apresentadas em detalhe nos Capítulos 4 e 5.

Como neste caso foram usados dois tipos de elementos computacionais diferentes as condições de fronteira são apresentadas nos respetivos capítulos.

4

4 Validação do Modelo Numérico

Neste capítulo apresenta-se a validação do modelo numérico. Esta validação é feita usando um caso de estudo de dois tubos concêntricos, com escoamento rotacional simples no tubo interior e escoamento retilíneo no tubo exterior. A validação é feita através da comparação dos perfis da velocidade média temporal.

4.1 Descrição da geometria do domínio computacional

A validação do modelo numérico é feita usando o estudo numérico experimental de S. Martemianov e V.L Okulov [30]. Este estudo foi escolhido uma vez que apresenta os dados experimentais do escoamento em rotação. A geometria do caso de estudo de [30], consiste em dois cilindros concêntricos. A secção do tubo de menor diâmetro termina no interior da secção do tubo de maior diâmetro. Na Figura 4.1 apresenta-se a geometria do caso de estudo.

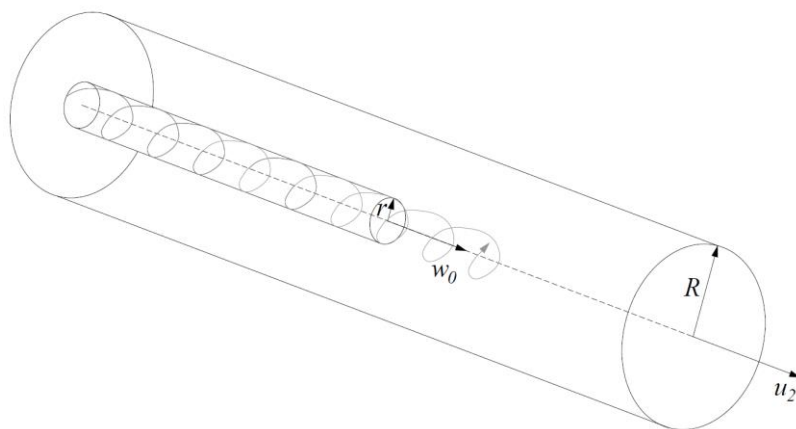


Figura 4.1 – Geometria do caso de estudo usado para a validação do modelo numérico.

Adaptado de [30].

Na seguinte tabela encontram-se representadas as dimensões do domínio na Figura 4.1 e alguns dos parâmetros do escoamento. O raio do tubo de menor dimensão é de 0,012 metros e o tubo de maior raio é de 0,025 metros. Para finalizar, a primeira secção tem 0,1425 metros e o total das duas secções é de 0,254 metros.

Tabela 4.1 - Dimensões do domínio apresentado na Figura 4.1 e os parâmetros do escoamento.

Simbologia	Valor	Unidade
R	0,025	m
r	0,006	m
u_2	0,238	m/s
ω_0	0,4522	rad/s
Re	$2,8 \times 10^5$	(-)

O domínio apresentado na Figura 4.1 por vezes poderá apresentar o fenómeno de Breakdown. Este fenómeno consiste na compactação do vórtice, com grande dissipação de energia, num eixo bem definido e numa distância muito reduzida.

4.2 Malha computacional

A malha do domínio computacional foi feita com recurso ao gerador de malhas do Workbench e aplicando os critérios apresentados na secção 3.4.

A malha é constituída por 1767960 elementos. Na Figura 4.2 apresenta-se uma vista tridimensional da malha do domínio computacional.



Figura 4.2- Representação da malha tridimensional do domínio computacional.

Na Figura 4.3 representa-se o exemplo da malha numa secção longitudinal da malha e na Figura 4.4 apresenta-se a malha numa secção transversal.

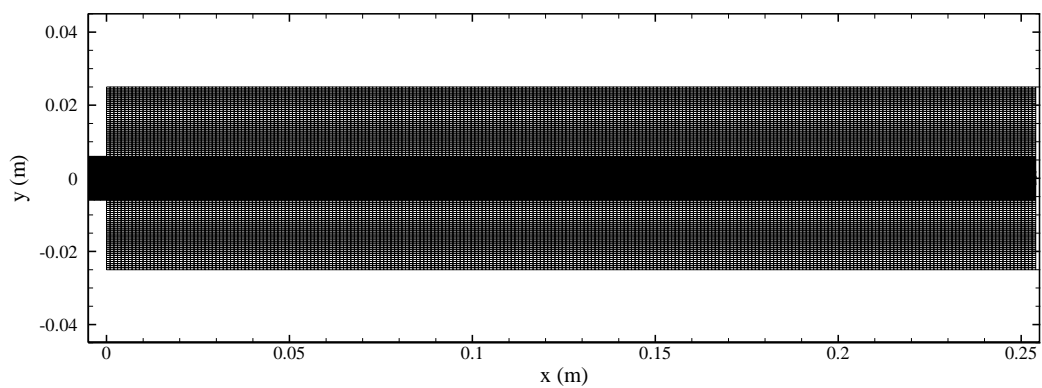


Figura 4.3- Malha numa secção longitudinal.

A malha apresentada na Figura 4.4 apresenta uma geometria quadrada no interior do cilindro para garantir elementos quadrados no mesmo.

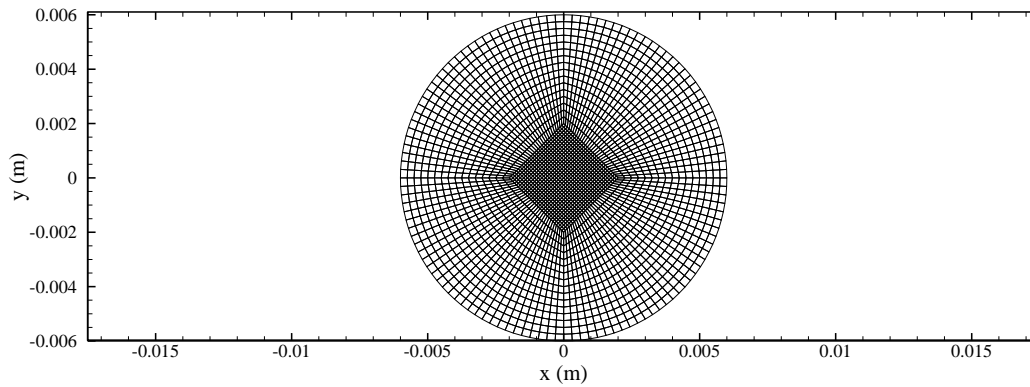


Figura 4.4- Malha numa secção transversal.

4.3 Condições de fronteira

Na Figura 4.5 apresentam-se as condições de fronteira definidas. Na entrada do tubo exterior (inlet2) é definida uma condição de *velocity inlet*. Na saída do domínio computacional é definida a condição de *outlet*. Nas fronteiras sólidas (parede do tubo interior e exterior) é definida *Wall*. Estas condições de fronteira foram definidas de acordo com a secção 3.6.

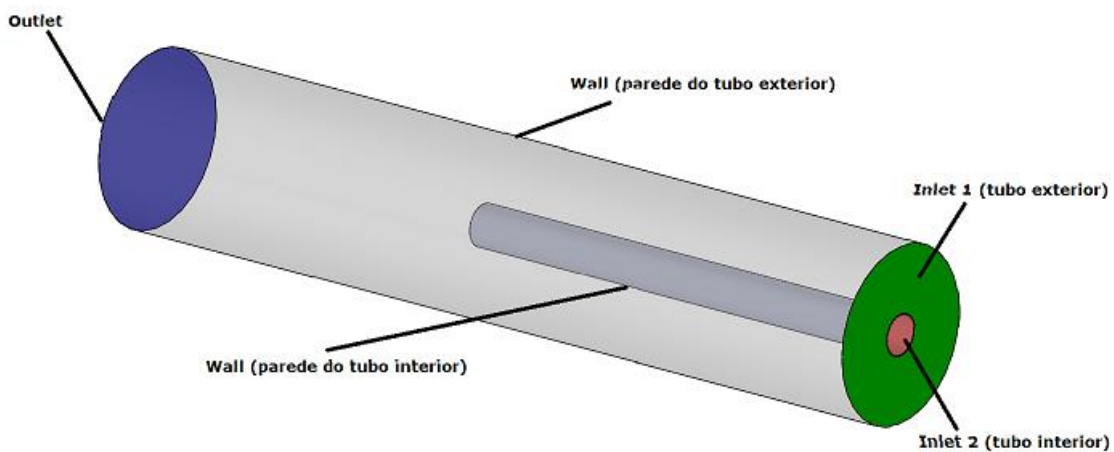


Figura 4.5 – Geometria do domínio computacional.

4.4 Comparação dos resultados numérico com experimental

Na Figura 4.6 comparam-se os dados experimentais do trabalho de Martemianov e Okulov [30] com os resultados numéricos obtidos neste estudo. Verifica-se que o modelo numérico consegue reproduzir o campo médio deste tipo de escoamento, apresentando uma pequena discrepância na zona $0,2 < r/R < 0,4$, zona onde existem maiores gradientes de velocidade. O erro relativo médio foi calculado entre os valores do presente estudo quando comparados com os experimentais do autor [30]. Este erro relativo é inferior a 10%. No modelo numérico foi utilizado uma parede lisa e no modelo experimental a parede não é lisa, apresentando rugosidade superficial que não foi calculado no trabalho de [30].

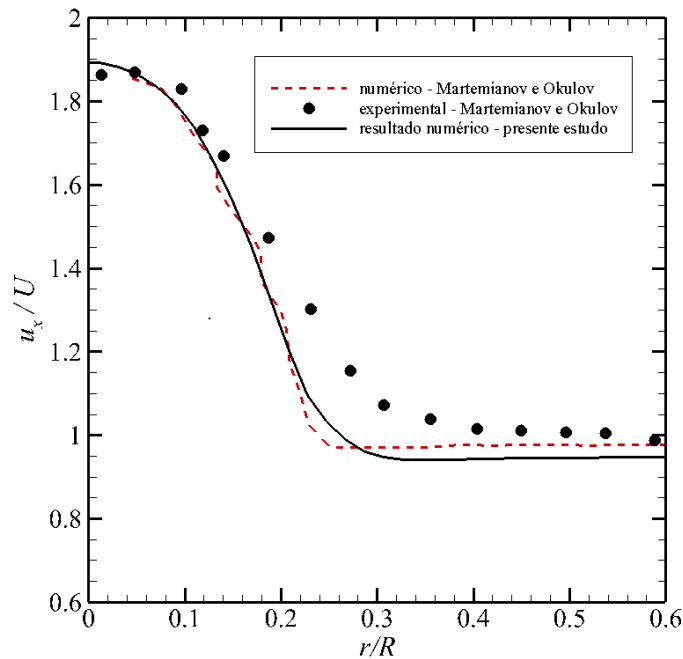


Figura 4.6 - Perfil de velocidade da componente média axial.

A componente tangencial da velocidade está apresentada na Figura 4.7.

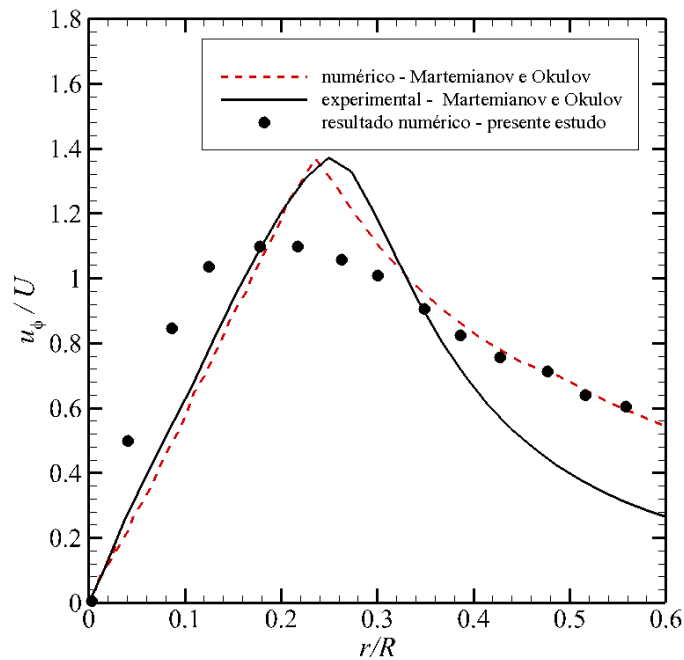


Figura 4.7- Perfil de velocidade da componente média tangencial.

É possível verificar que as diferenças são maiores. Neste caso, as diferenças são maiores porque o efeito da parede faz com que haja maior dissipação de energia, uma vez que também existe vorticidade e também a zona de ocorrência do Breakdown que é diferente para o estudo experimental e numérico. Porém o modelo numérico consegue reproduzir os resultados experimentais.

Da comparação efetuada da componente da velocidade média e da velocidade média longitudinal da componente axial é possível observar que o modelo reproduz com alguma precisão este tipo de escoamento.



5 Estudo numérico do escoamento num hidrociclone

Neste capítulo apresenta-se os resultados numéricos do estudo da influência do ângulo da câmara, caudal mássico e comprimento do localizador de vórtice [22]. A análise dos resultados numéricos será feita através da comparação dos campos de velocidade da componente tangencial e radial, campos de força, força da componente tangencial, linhas de corrente e do rendimento.

5.1 Modelo numérico do hidrociclone

5.1.1 Geometria do domínio computacional

A geometria do hidrociclone deriva de uma câmara cônica [22]. Na Figura 5.1 apresenta-se as principais características geométricas deste hidrociclone. O diâmetro do corpo cilíndrico é identificado pela letra D , o comprimento da entrada retangular pela letra a , a largura da entrada retangular pela letra b , o diâmetro do localizador de vórtice pela letra d_0 , o diâmetro da porta underflow pela letra d_u , o comprimento do corpo cilíndrico pela letra l_c , o comprimento do localizador de vórtice pela letra L e para finalizar o ângulo por θ .

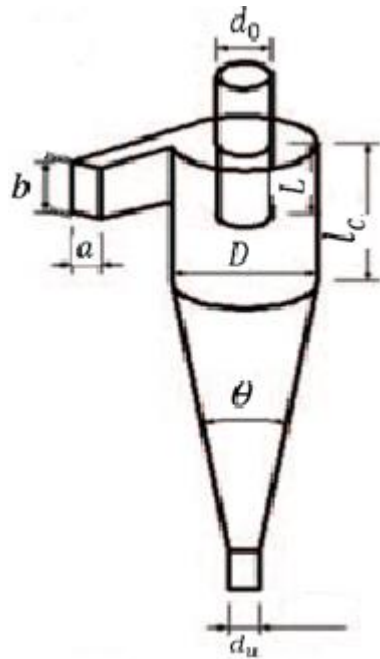


Figura 5.1 – Geometria do hidrociclone. Adaptado de [22].

Na Tabela 5.1 Apresenta-se o resumo das dimensões características do hidrociclone.

Tabela 5.1 - Dimensões do hidrociclone [22].

Parâmetro	Símbolos e dimensões
Diâmetro do corpo cilíndrico	$D = 75 \text{ mm}$
Comprimento da entrada retangular	$a = 9 \text{ mm}$
Largura da entrada retangular	$b = 19,6 \text{ mm}$
Diâmetro do localizador de vórtice	$d_0 = 15 \text{ mm}$
Diâmetro da porta underflow	$d_u = 6 \text{ mm}$
Comprimento do corpo cilíndrico	$l_c = 60 \text{ mm}$

Comprimento do localizador de vórtice	$L = 30 \text{ mm}$
---------------------------------------	---------------------

5.1.2 Malha computacional

A geração da malha do hidrociclone foi feita de forma análoga à apresentada no Capítulo 4 e usando os critérios apresentados na secção 3.4. A malha foi feita com elementos hexaédricos, esses elementos começaram com o crescimento a partir do *overflow* até ao *underflow* e na zona lateral a malha apresenta uma dimensão uniforme.

Na Figura 5.2 apresenta-se a representação tridimensional da malha do domínio computacional.

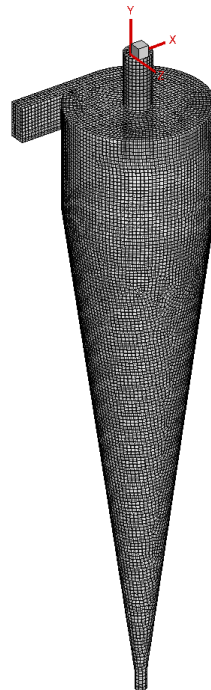


Figura 5.2 - Representação tridimensional da malha do domínio computacional.

A malha gerada é constituída por aproximadamente 450540 elementos.

5.1.3 Condições de fronteira

No domínio computacional apresentado na Figura 5.2 impôs-se as condições de fronteira de entrada, saída e parede. Estas condições de fronteira foram definidas de acordo com a Secção 3.6. Na entrada do fluido no domínio computacional é definida uma condição

de velocidade *inlet*. Nesta secção foi imposta um perfil de velocidade uniforme de 10 m/s, como representado na Tabela 3.2. Nas saídas do domínio computacional, tanto a superior como a inferior são definidas como *overflow* e *underflow*, respetivamente. Para finalizar, as fronteiras sólidas (paredes interiores do hidrociclone e do localizador de vórtice) são definidas como *Wall*.

Na Figura 5.3 apresenta-se a geometria do domínio computacional e as suas condições de fronteira utilizadas.

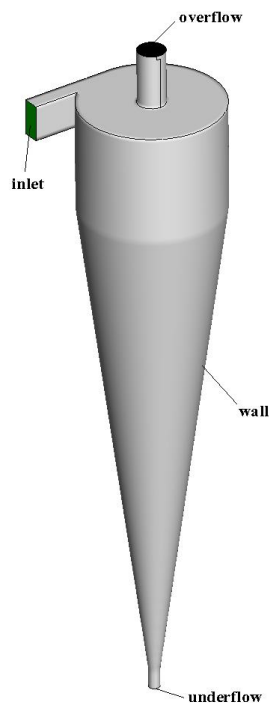


Figura 5.3 - Geometria do domínio computacional e as condições de fronteira.

O valor da velocidade *inlet* apresentado na Tabela 3.2 e das dimensões apresentadas na Tabela 5.1 foram usadas nos estudos da influência do ângulo e no comprimento do localizador de vórtice. Posteriormente foi feito o estudo da variação desta velocidade.

5.2 Influência do ângulo da câmara

Nesta secção apresenta-se os resultados numéricos do estudo da influência do ângulo da câmara cônica do hidrociclone. Os testes foram realizados para nove ângulos da câmara

cónica com θ de 15° , 20° , 25° , 30° , 35° , 40° , 45° , 50° e 55° com uma velocidade de 10 m/s, ou seja, com um caudal mássico $Q = 1,55 \text{ kg/s}$.

Na Figura 5.4 apresenta-se o campo de velocidade média da componente tangencial u_θ no plano $y - x$ para $z = 0$ (i.e., no plano que passa pelo centro do hidrociclone) para os diferentes ângulos da câmara cónica do hidrociclone.

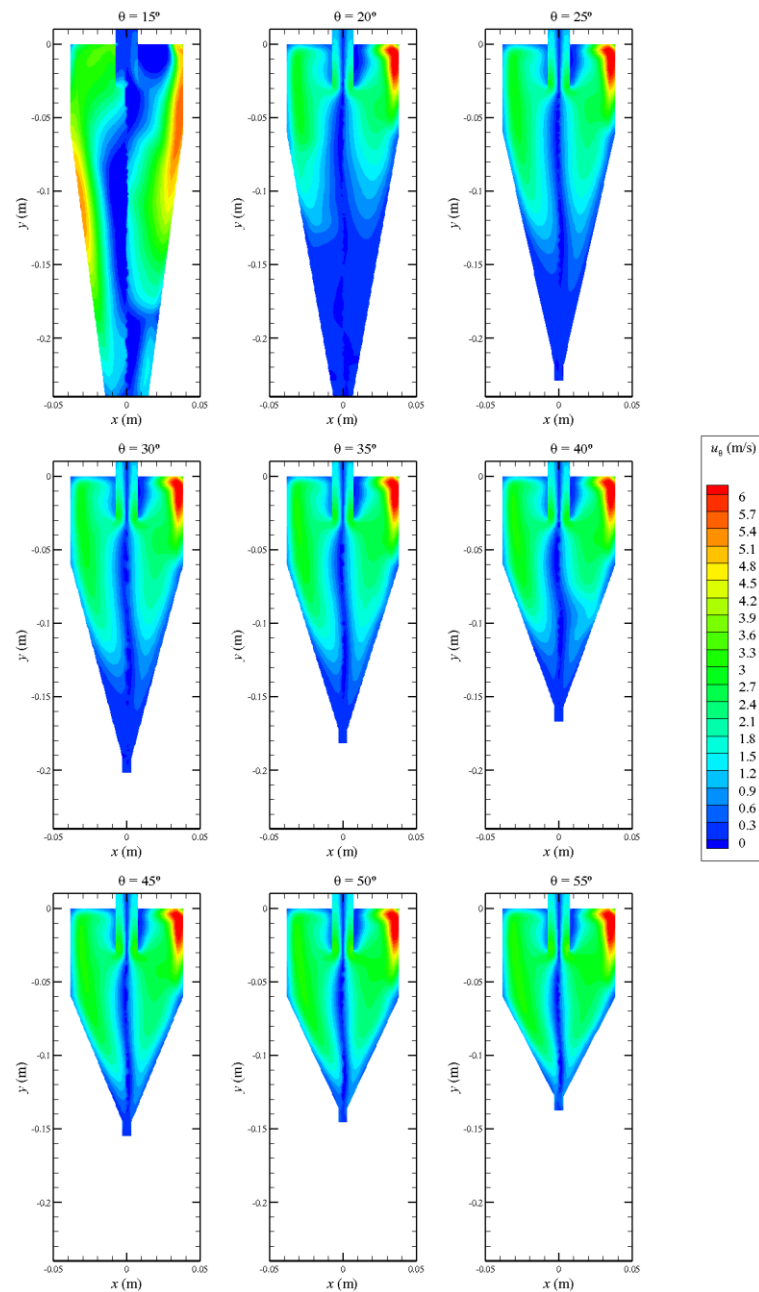


Figura 5.4 – Campo de velocidade média da componente tangencial no plano $y-x$ para os diferentes ângulos da câmara cónica do hidrociclone.

Como se pode observar existe um padrão muito semelhante nos campos de velocidade. No entanto, para o ângulo $\theta = 15^\circ$ o campo de velocidade apresenta maior discrepância relativamente aos outros ângulos testados. Esta diferença faz com que o rendimento para este ângulo seja muito inferior (Figura 5.10). Através desta análise é possível observar que quanto maior o ângulo da câmara cônica maior é a velocidade tangencial do escoamento junto ao *underflow*. De modo geral para ângulos superiores a 25° observa-se que o escoamento é praticamente simétrico o que induz a uma simetria das forças tangenciais (Figura 5.6) em todas as secções do hidrociclone e, portanto, um aumento da sua eficiência de separação.

A força de separação por sua vez que está relacionada diretamente com a força centrífuga.

Na Figura 5.5 apresenta-se o campo de velocidade média da componente radial. Através da análise da Figura 5.5 é possível observar que no interior do hidrociclone, a zona onde pode ocorrer maior sedimentação (separação) centrífuga é na zona inferior do cone junto ao *underflow*. Através da Figura 5.5 é possível de observar que a velocidade média da componente radial u_r atinge os valores mais elevados no centro do hidrociclone e menores valores de velocidade junto às paredes do equipamento. A sedimentação ocorre na zona de velocidade mais baixa, pois caso não exista uma componente vertical as partículas acabam por cair. Assim sendo, quanto maior for o ângulo maior será a taxa de sedimentação uma vez que a velocidade tem tendência a diminuir.

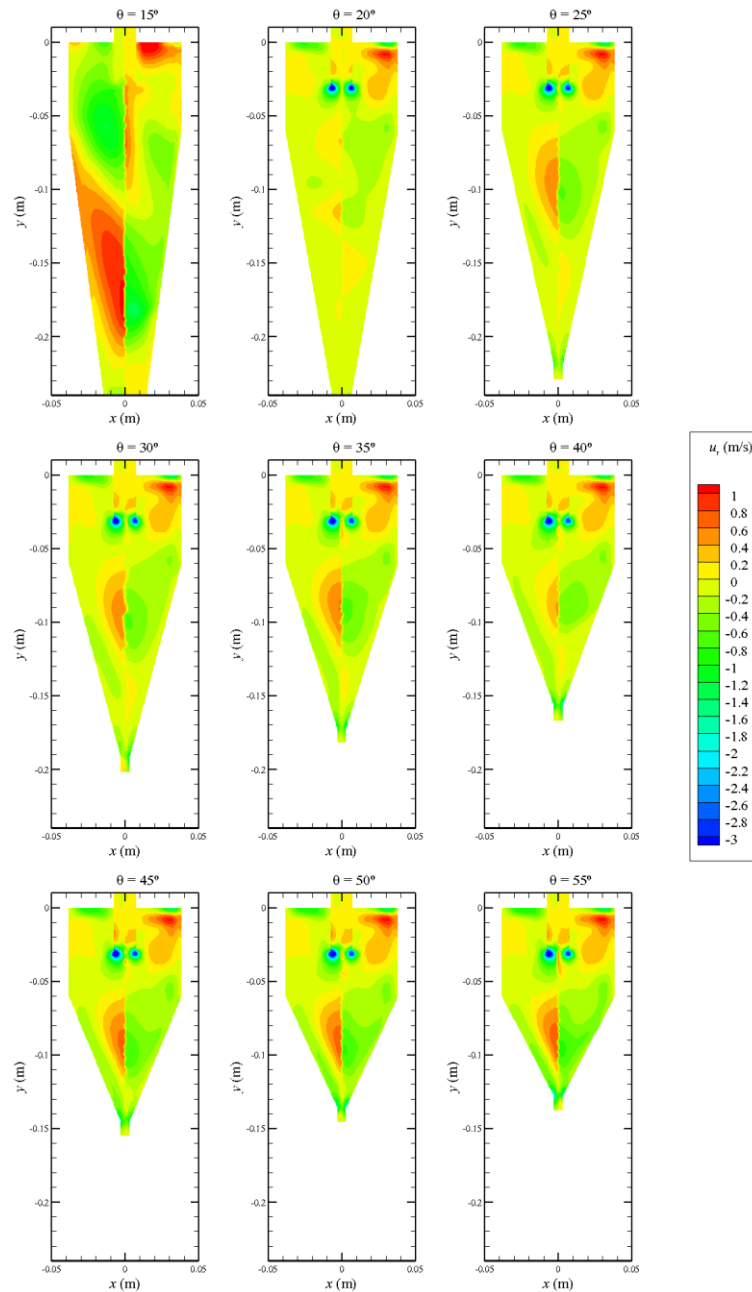


Figura 5.5 - Campo de velocidade média da componente radial no plano y - x para os diferentes ângulos da câmara cônica do hidrociclone.

Na Figura 5.6 apresenta-se o campo de força médio da componente tangencial no mesmo plano apresentado nas figuras anteriores para os diferentes ângulos da câmara cônica do hidrociclone. Esta componente da força foi calculada usando a Equação (2.1).

O aumento do ângulo provoca uma redução das forças junto à parede da câmara. O aumento do ângulo traduz-se no aumento do rendimento do equipamento, uma vez que

junto às paredes do equipamento (aproximadamente um centímetro) são onde existem menores forças, acabam por ocorrer a sedimentação.

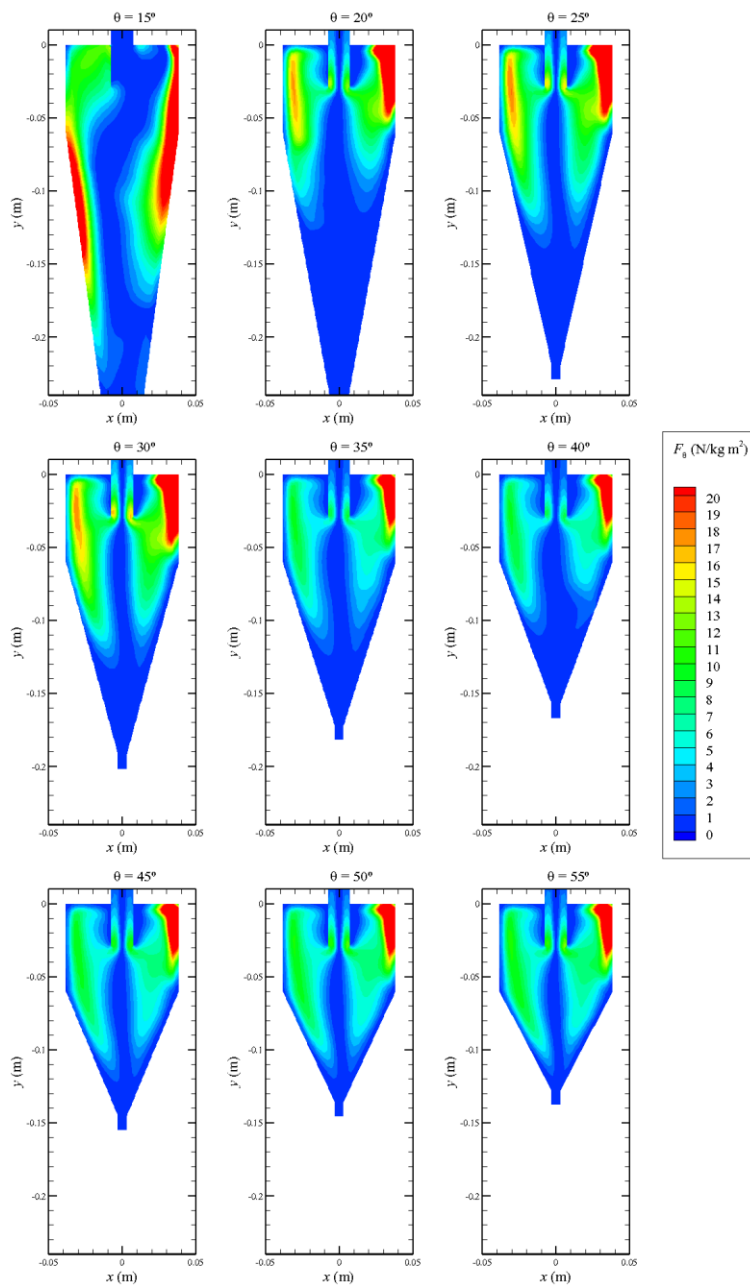


Figura 5.6 - Campo de força médio da componente tangencial no plano $y-x$ para os diferentes ângulos da câmara cônica do hidrociclone.

Na Figura 5.7 apresenta-se os perfis de velocidade da componente tangencial média e radial média na secção $y = -0,05$ m. Através da Figura 5.7 é possível observar que para os intervalos compreendidos entre $-0,024 < x < 0$ m e $0 < x < 0,020$ m a velocidade

aumenta junto ao eixo do hidrociclone. No entanto, junto as paredes, ou seja, entre $-0,038 < x < -0,024$ m e $0,020 < x < 0,038$ m não há nenhuma alteração da velocidade com o ângulo, portanto vai ocorrer maior sedimentação centrífuga nesta zona. Na representação do lado direito da Figura 5.7 não existe um padrão bem definido no perfil, no entanto é possível observar que o aumento do ângulo traduz-se numa redução da velocidade u_r em algumas zonas da secção.

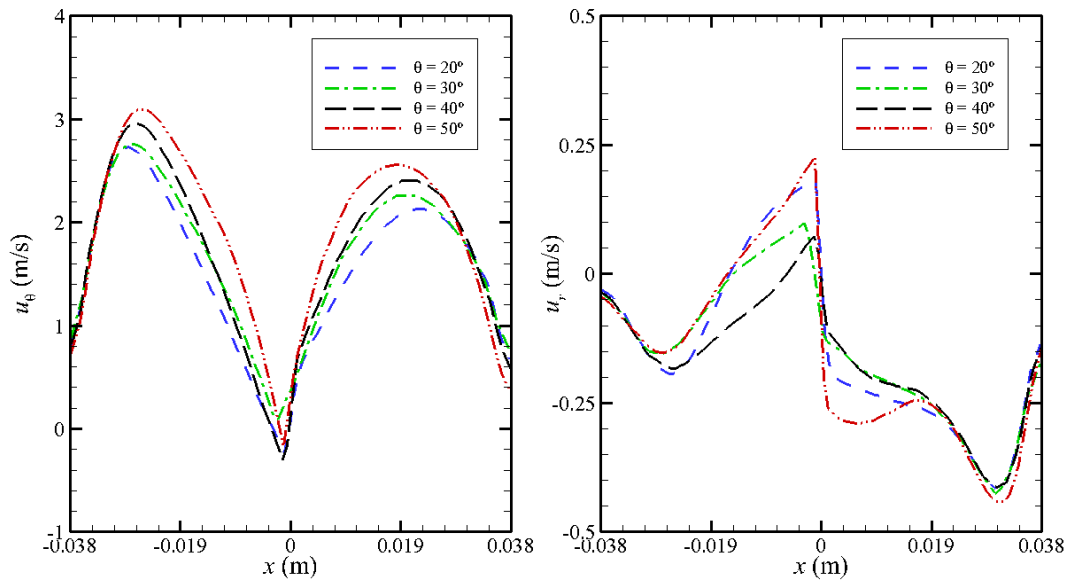


Figura 5.7 – Perfil da velocidade média da componente tangencial (lado esquerdo) e da componente radial (lado direito) na secção $y = -0,05$ m.

Na Figura 5.8 apresentam-se os perfis da força média (lado esquerdo) e da pressão (lado direito) na secção $y = -0,05$ m. Como se pode observar no centro do hidrociclone a força tangencial é praticamente zero uma vez que a velocidade também é praticamente zero. Assim sendo as partículas que saem do escoamento e entram nesta zona acabam por sair juntamente com o fluido, não ocorrendo separação. Com o aumento do ângulo nos intervalos $-0,024 < x < 0$ m e $0 < x < 0,020$ m, a força unicamente aumenta nestas zonas porque a força tangencial foi calculada com base na velocidade tangencial. Na mesma figura mas no lado direito é possível observar que com o aumento do ângulo existe um aumento de pressão no interior do hidrociclone.

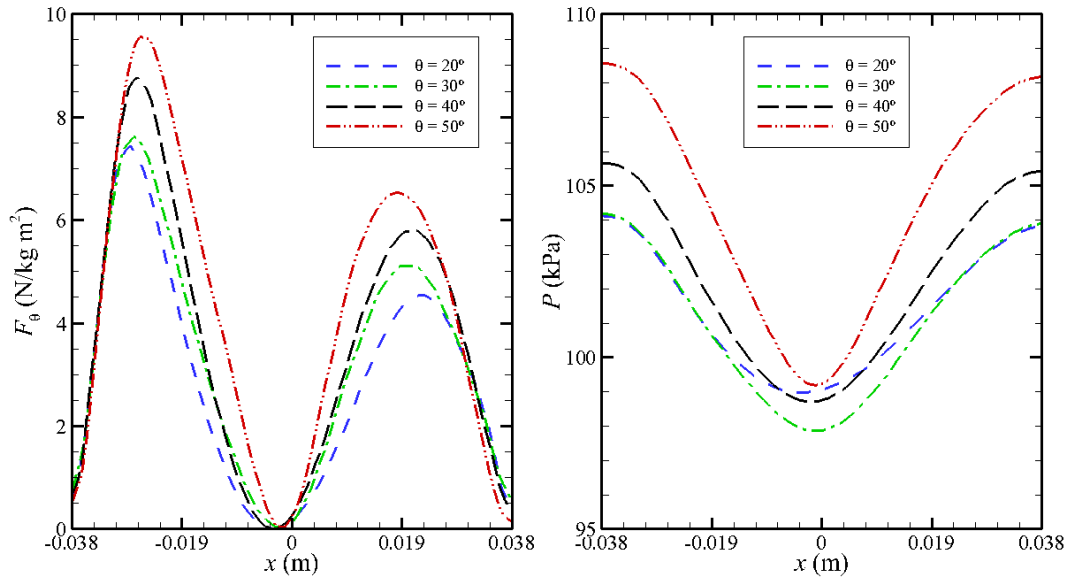


Figura 5.8 - Perfil da força média (lado esquerdo) e da pressão média (lado direito) na secção $y = -0,05$ m.

Baseando no campo de velocidade analisa-se as linhas de corrente. Na Figura 5.9 representam-se linhas de corrente 3D para diferentes ângulos considerados. Como se pode observar, para um ângulo inferior a 20° as linhas de corrente não se encontram bem definidas, fazendo com que exista a mistura de escoamento e turbulência e, portanto, esta diferença traduz-se numa redução significativa do rendimento. A partir deste ângulo as linhas de corrente apresentam-se bem definidas, com um eixo vertical bem definido e também com o movimento de rotação bem definido.

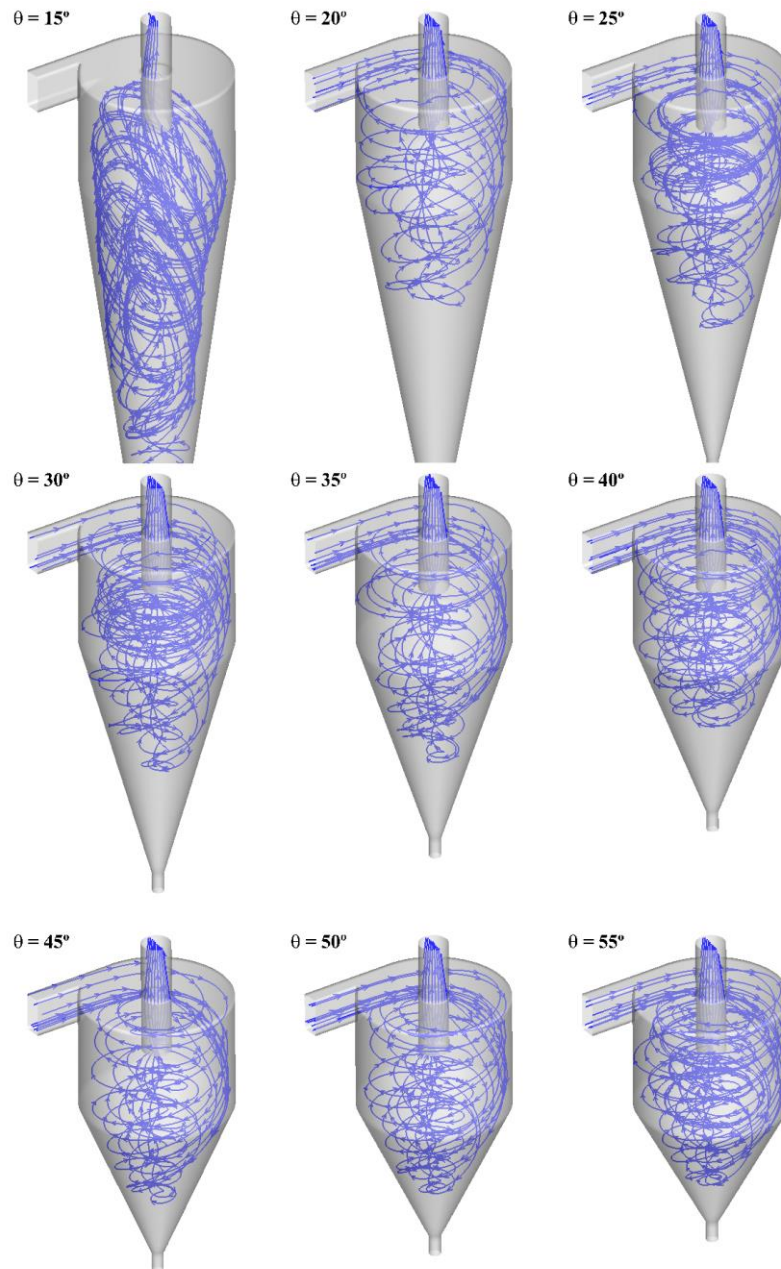


Figura 5.9 - Representação tridimensional das linhas de corrente para os vários ângulos considerados.

Como se verifica através das linhas de corrente, de forma geral o aumento do ângulo traduz-se no aumento do rendimento. No entanto para um ângulo superior a 25° não existe uma variação significativa do rendimento.

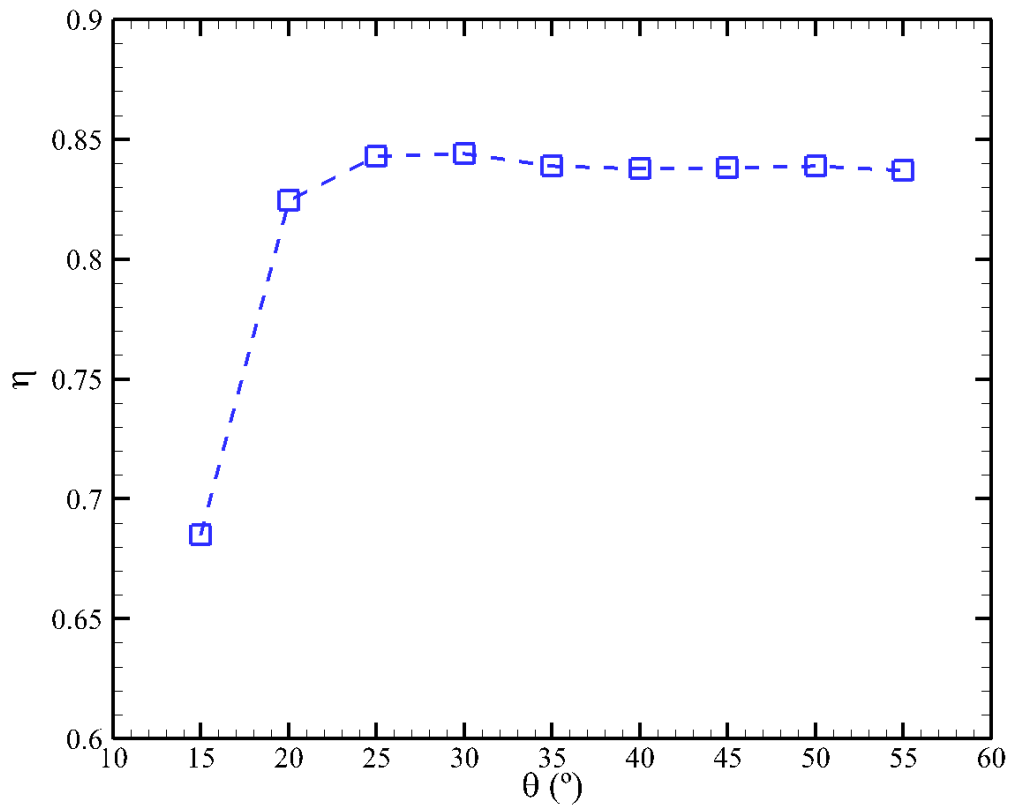


Figura 5.10 - Variação do rendimento em função do ângulo da câmara.

De uma forma geral conclui-se que o ângulo da câmara tem uma importante influência no rendimento dos hidrociclones. Para θ entre 15° e 25° existe um aumento significativo do rendimento quando existe o crescimento deste ângulo. A partir de 25° o rendimento manter-se-á praticamente constante. Assim sendo a partir de 25° é possível concluir que com o aumento do ângulo o rendimento do hidrociclone não aumentará.

5.3 Influência do caudal mássico

Neste subcapítulo a geometria do hidrociclone mantém-se constante, ou seja, os resultados obtidos das simulações derivam todos de um só. O hidrociclone apresenta um ângulo de cone de 25° variando unicamente o caudal introduzido.

Na Figura 5.11 apresenta-se seis hidrociclones com as mesmas características. Como é possível observar na Figura 5.11. Quanto maior for o caudal introduzido maior será a

velocidade da componente tangencial. As velocidades obtidas são mais elevadas quanto mais afastado estiver o escoamento do eixo do equipamento.

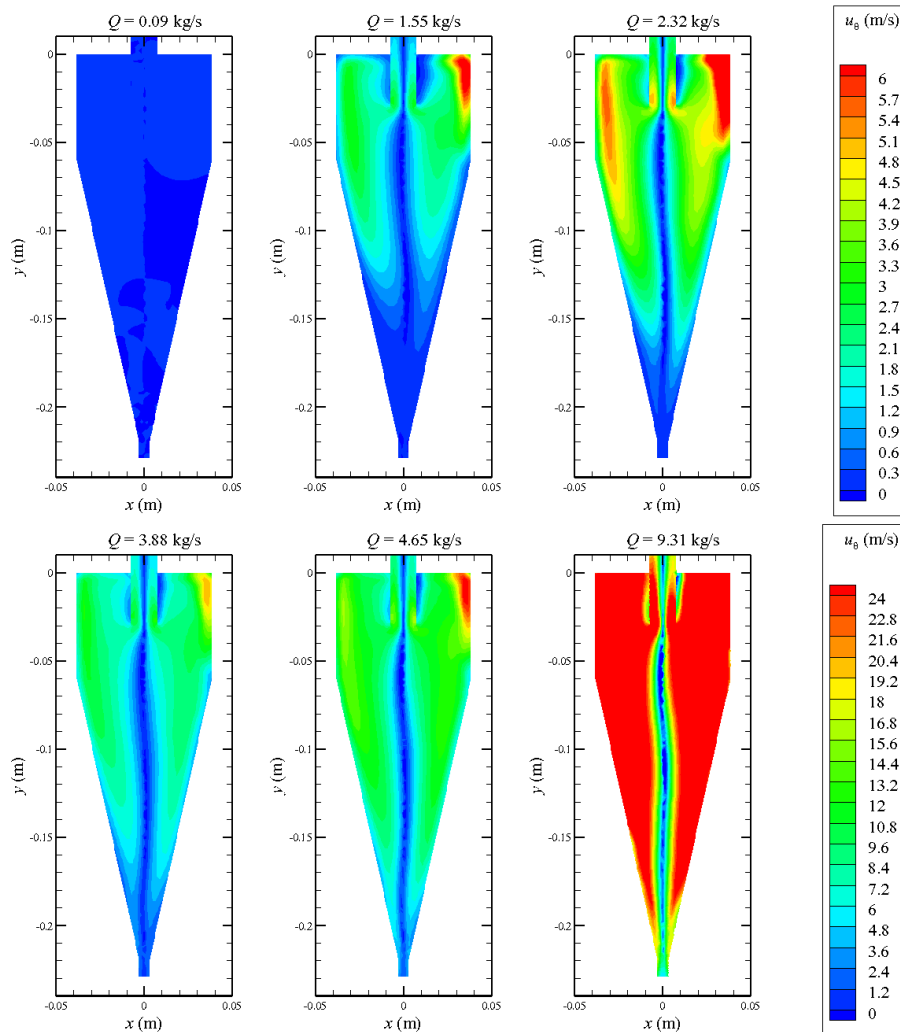


Figura 5.11 - Campo de velocidade média da componente tangencial no plano y - x para $Z=0$ (no centro do hidrociclone) para os diferentes caudais do hidrociclone.

Como se pode observar existe um padrão muito semelhante nos campos de velocidade. Através desta análise é possível observar que quanto maior caudal maior é a velocidade tangencial do escoamento junto ao *underflow*. De modo geral para caudais superiores a 1,55 kg/s observa-se na Figura 5.13 que o escoamento é praticamente simétrico o que induz a uma simetria das forças tangenciais em todas as secções do hidrociclone.

Na Figura 5.12 apresenta-se o campo de velocidade média da componente radial. Através da análise da Figura 5.12 é possível observar que no interior do hidrociclone, a zona onde pode ocorrer maior sedimentação (separação) centrífuga é na zona inferior do cone junto ao *underflow*. Através da Figura 5.12 é possível de observar que a velocidade média da componente radial u_r atinge os valores mais elevados no centro do hidrociclone e menores valores de velocidade junto às paredes do equipamento. A sedimentação ocorre na zona de velocidade mais baixa, pois caso não exista uma componente vertical as partículas acabam por cair.

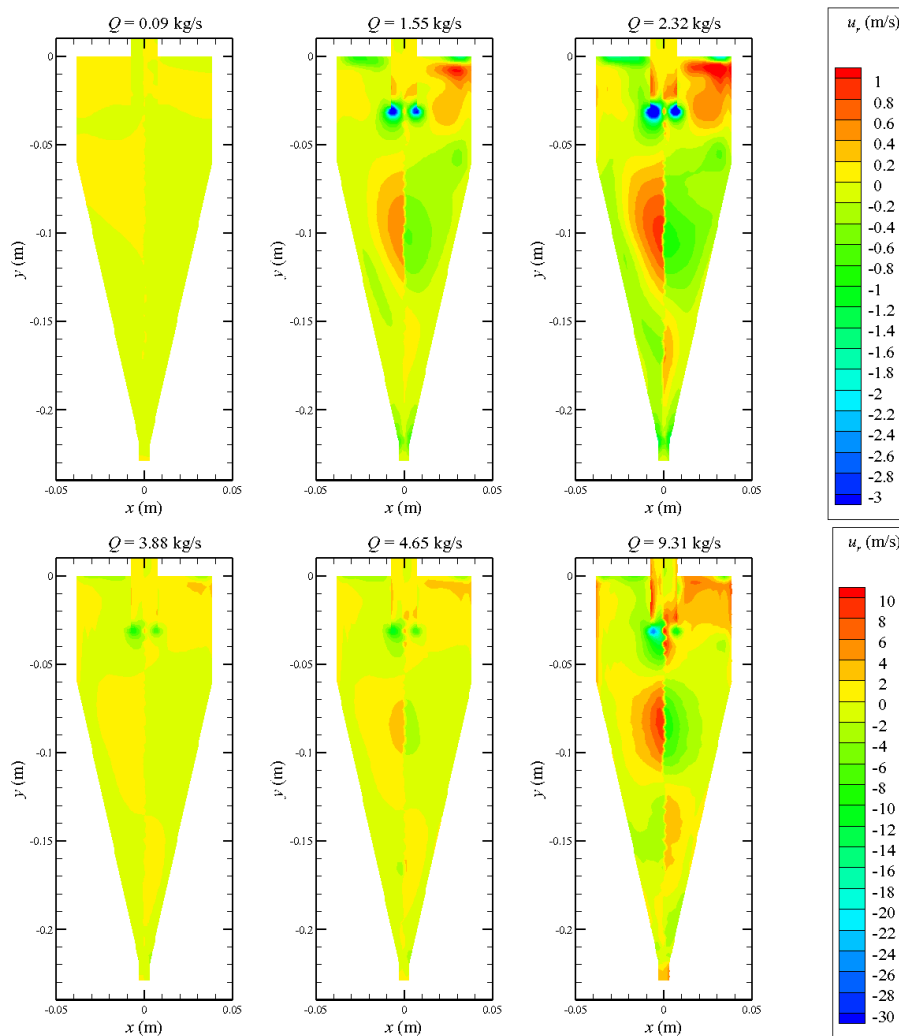


Figura 5.12 - Campo de velocidade média da componente radial no plano $y-x$ para $Z=0$ (no centro do Hidrociclone) para os diferentes caudais do Hidrociclone.

Na Figura 5.13 apresenta-se o campo de força médio da componente tangencial no mesmo plano apresentado nas figuras anteriores para os diferentes caudais do hidrociclone. Esta componente da força foi calculada usando a Equação (2.1).

O aumento do caudal provoca um aumento das forças junto à parede da câmara. O aumento do caudal traduz-se na diminuição do rendimento do equipamento, uma vez que as forças desenvolvidas pelo escoamento junto às paredes do equipamento vão dificultar a sedimentação das partículas.

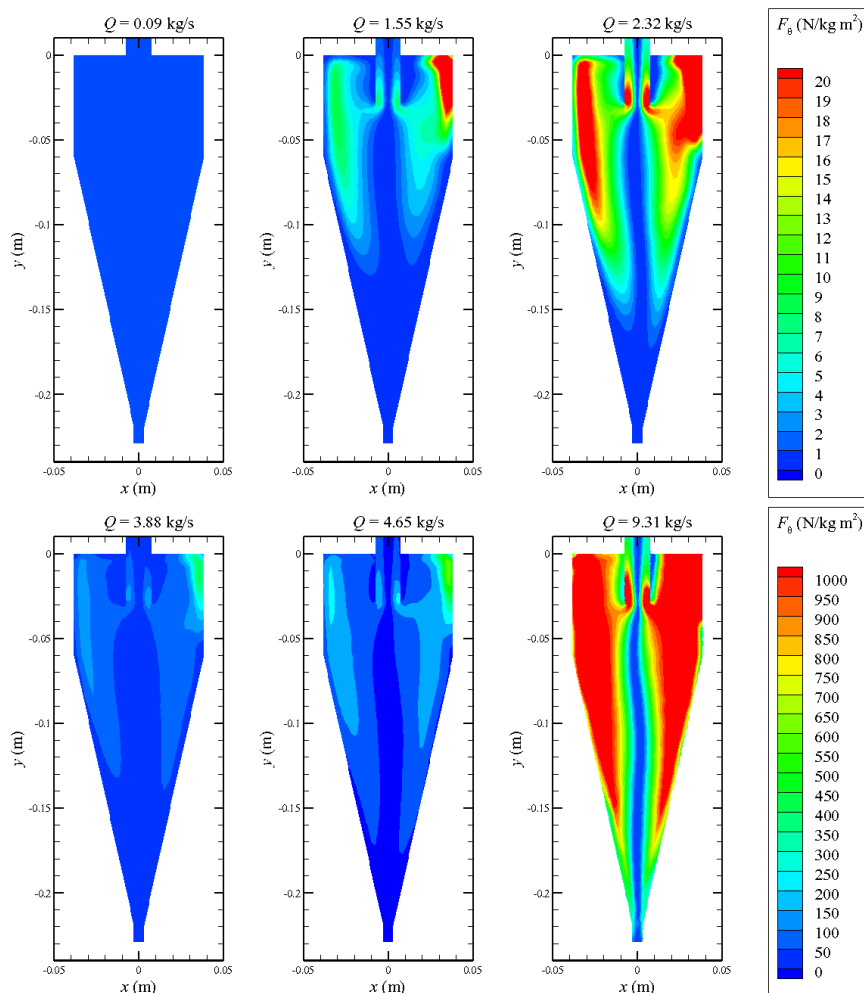


Figura 5.13 - Campo de força médio da componente tangencial no plano y - x para $z=0$ (no centro do Hidrociclone) para os diferentes caudais do hidrociclone.

Na Figura 5.14 apresenta-se os perfis de velocidade da componente tangencial média e radial média na secção $y = -0,05$ m. Através figura é possível observar que nas secções $-0,026 < x < 0$ m e $0 < x < 0,023$ m a velocidade média aumenta junto ao eixo do

hidrociclone. No entanto, junto as paredes, ou seja, entre $-0,038 < x < -0,026$ m e $0,023 < x < 0,038$ m existe um decréscimo da velocidade para todos os caudais, portanto vai ocorrer maior sedimentação centrífuga nesta zona. Na representação do lado direito da mesma figura não existe um padrão bem definido no perfil, no entanto é possível observar que o aumento do caudal traduz-se num aumento da velocidade u_r para valores de $x < 0$ m e com o aumento do caudal para $x > 0$ m uma diminuição da velocidade u_r .

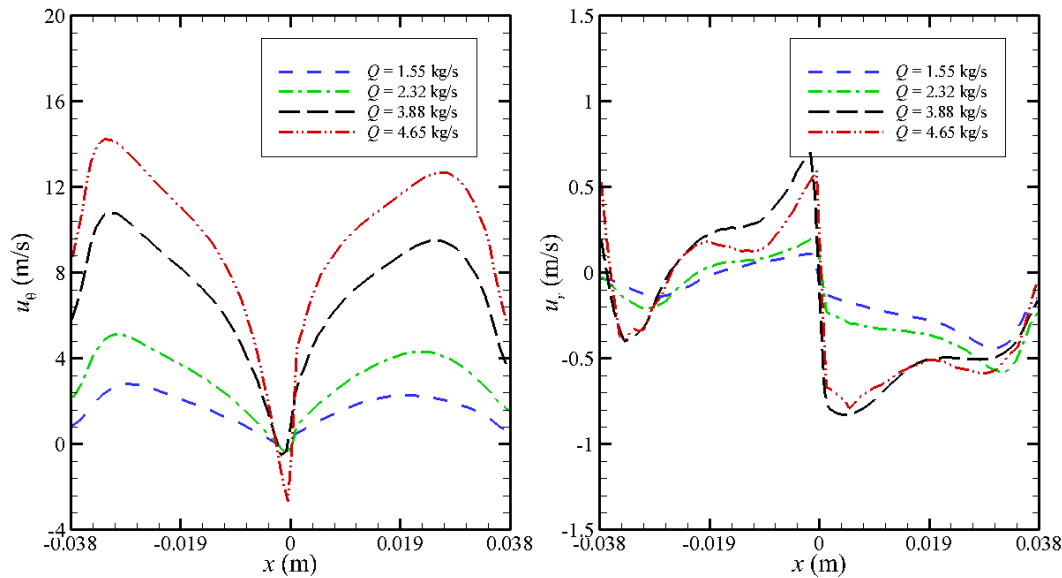


Figura 5.14 – Perfil da velocidade média da componente tangencial (lado esquerdo) e da componente radial (lado direito) na secção $y = -0.05$ m.

Na Figura 5.15 apresentam-se os perfis da força média (lado esquerdo) e da pressão (lado direito) na secção $y = -0,05$ m. Como se pode observar no centro do hidrociclone a força tangencial é praticamente zero uma vez que a velocidade também é praticamente zero. Assim sendo as partículas que saem do escoamento e entram nesta zona acabam por sair juntamente com o fluido, não ocorrendo separação. Com o aumento do caudal nas secções $-0,024 < x < 0$ m e $0 < x < 0,020$ m a força unicamente aumenta nesta zona porque a força tangencial foi calculada com base na velocidade tangencial. Na mesma figura mas no lado direito é possível observar que com o aumento do caudal existe um aumento de pressão no interior do hidrociclone .

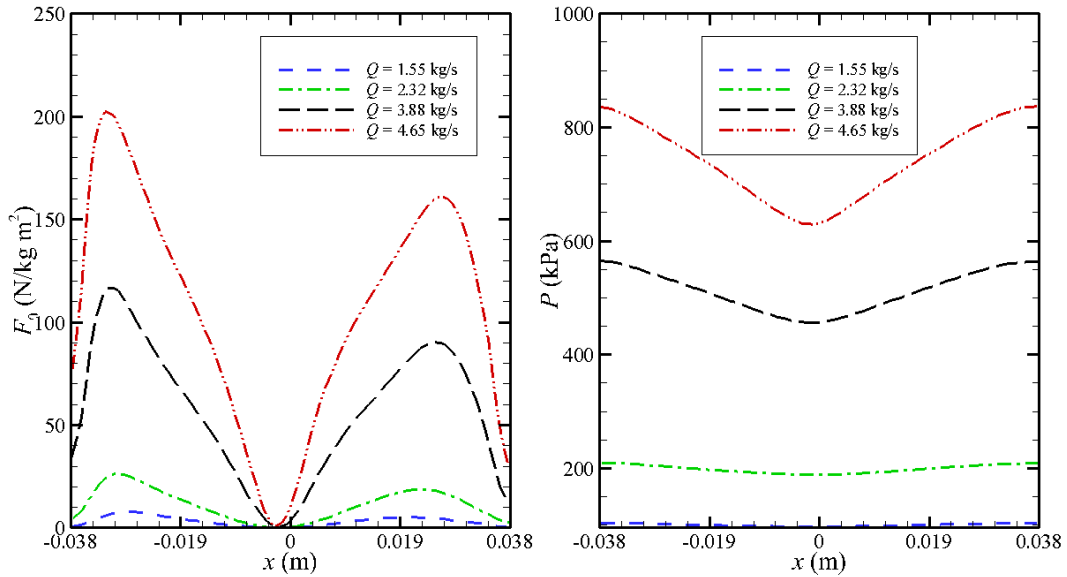


Figura 5.15 - Perfil da força média (lado esquerdo) e da pressão (lado direito) na secção $y = -0,05$ m.

Baseando no campo de velocidade analisa-se as linhas de corrente 3D. Na Figura 5.16 representam-se linhas de corrente para diferentes caudais. Como se pode observar, para um caudal inferior a 1,55 kg/s as linhas de corrente não se encontram bem definidas, fazendo com que exista a mistura de escoamento e turbulência fazendo com que o escoamento com partículas saia diretamente pela saída *overflow*. Assim esta diferença traduz-se numa redução significativa do rendimento. A partir deste caudal as linhas de corrente apresentam-se bem definidas, com um eixo vertical bem definido e também com o movimento de rotação bem definido.

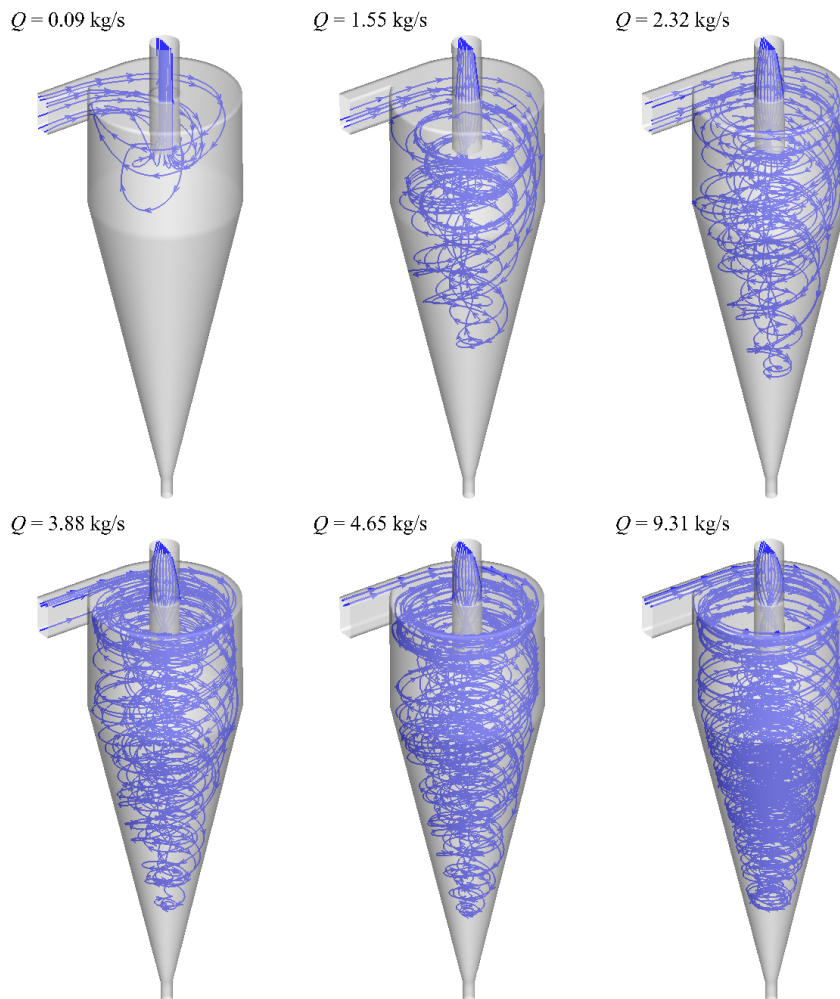


Figura 5.16 - Representação tridimensional das linhas de corrente para os diferentes caudais considerados.

Como se verifica através das linhas de corrente, de forma geral o aumento do caudal não se traduz no aumento do rendimento. No entanto para um caudal superior a 1,55 kg/s existe perda consecutiva de rendimento.

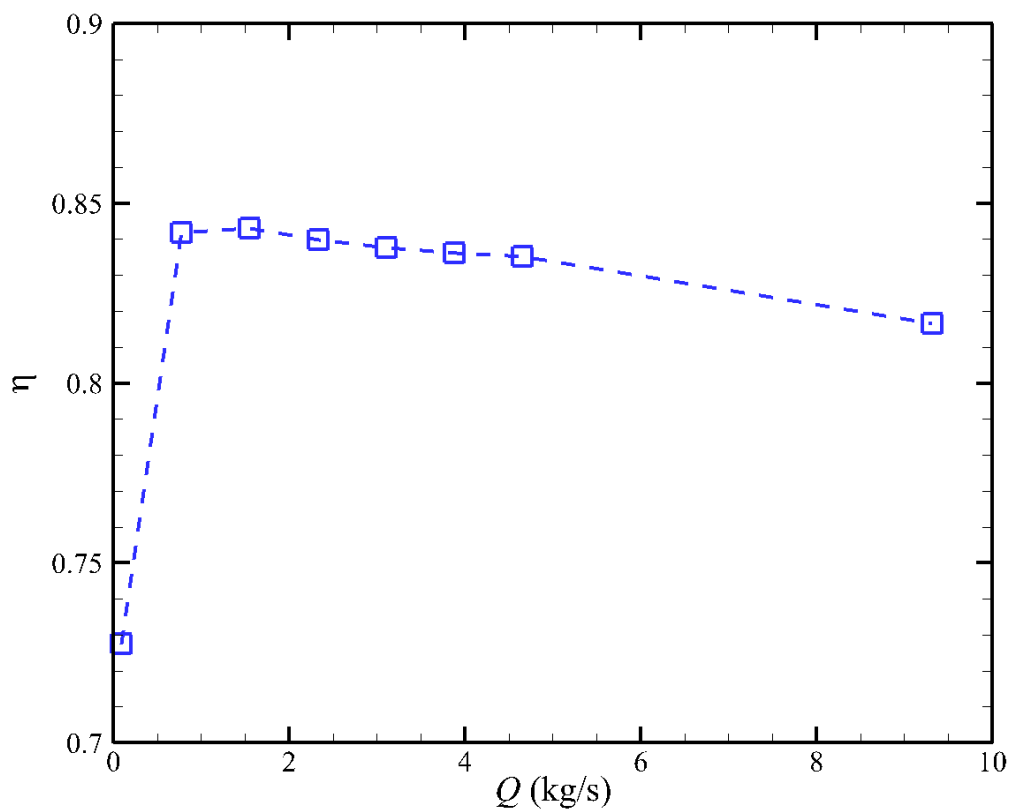


Figura 5.17 - Variação do rendimento em função do caudal médio da câmara.

De uma forma geral conclui-se que o caudal tem uma importante influência no rendimento dos hidrociclones. Na zona $0 < Q < 0,75$ kg/s existe um aumento muito grande do rendimento quando existe o aumento do caudal. Quando o caudal mássico é superior a 1,55 kg/s o rendimento começará a decrescer continuamente. Assim sendo a partir de um caudal mássico de 1,55 kg/s é possível concluir que com o aumento do caudal diminui o rendimento do hidrociclone.

5.4 Influência do comprimento do localizador de vórtice

Nesta secção estuda-se a influência do comprimento do localizador de vórtice. Este estudo é realizado mantendo-se o ângulo de cone de 25° e um caudal mássico de 1,55 kg/s.

Na Figura 5.18 apresenta-se o campo de velocidade média da componente tangencial u_θ no plano $y - x$ para $z = 0$ (i.e., no plano que passa pelo centro do hidrociclone) para os diferentes comprimentos do localizador de vórtice do hidrociclone.

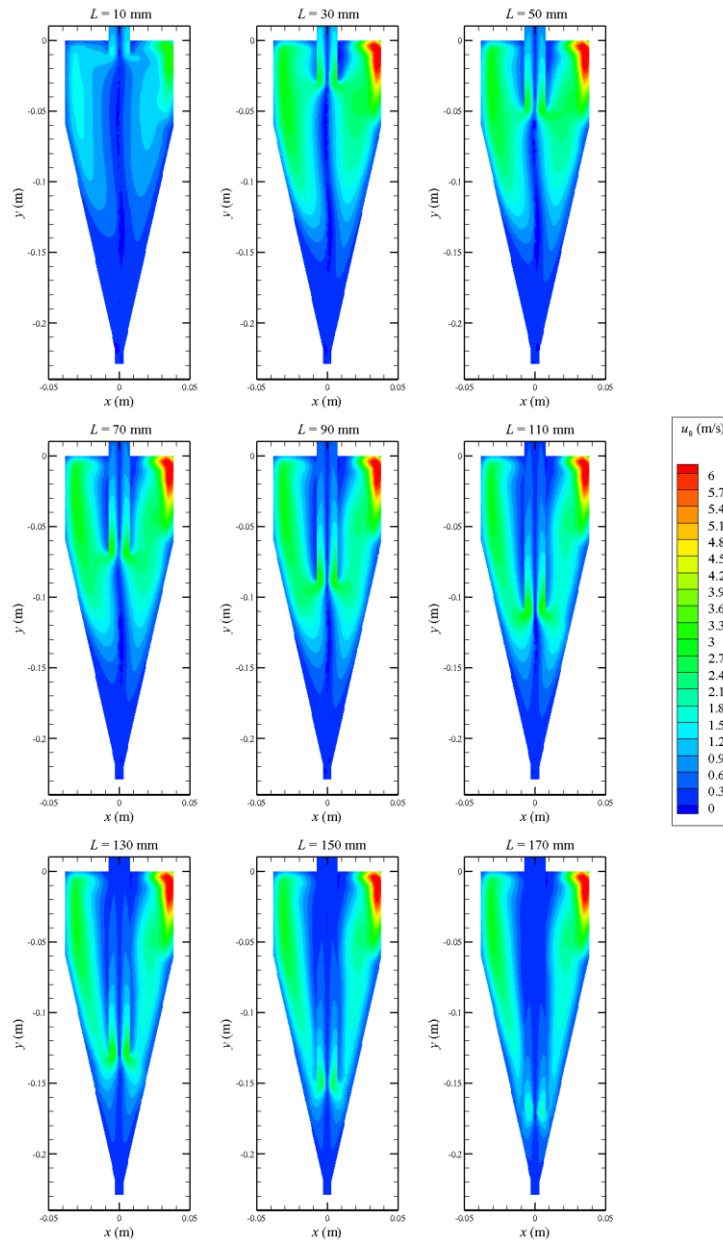


Figura 5.18 - Campo de velocidade média da componente tangencial no plano $y-x$ para os diferentes comprimentos do localizador de vórtice do hidrociclone.

Como se pode observar na Figura 5.18 existe um padrão muito semelhante nos campos de velocidade. No entanto, a partir de $L = 70 \text{ mm}$ o escoamento apresenta maior velocidade tangencial junto à saída do *underflow* dificultando assim a sedimentação das

partículas. A partir de $L = 70 \text{ mm}$ o aumento do comprimento do localizador de vórtice não faz aumentar o rendimento, como se pode observar na Figura 5.24.

Na Figura 5.19 apresenta-se o campo de velocidade média da componente radial u_r .

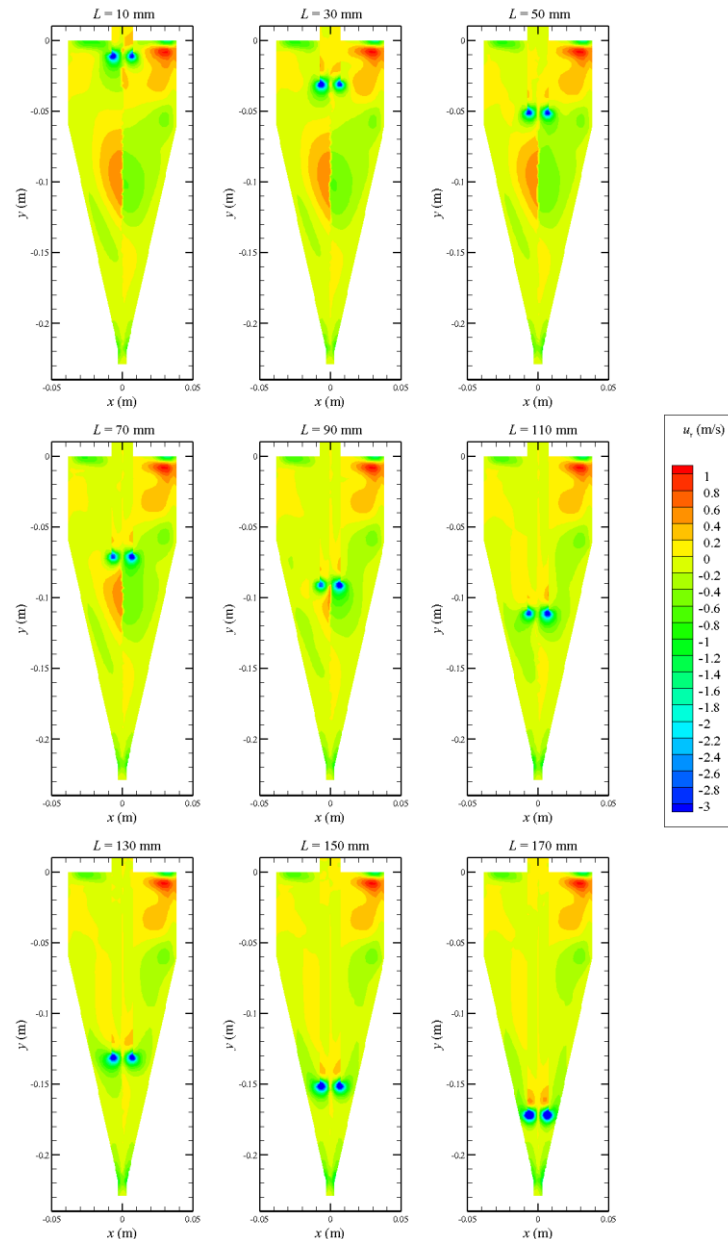


Figura 5.19 - Campo de velocidade média da componente radial no plano y - x para os diferentes comprimentos do localizador de vórtice do hidrociclone.

Através da análise da Figura 5.19 é possível observar que no interior do hidrociclone, com o aumento do comprimento do localizador de vórtice a força vai aumentando junto ao *underflow*, dificultando assim a sedimentação centrífuga, reduzindo o rendimento do hidrociclone.

Na Figura 5.20 apresenta-se o campo de força médio da componente tangencial no mesmo plano apresentado nas figuras anteriores para os diferentes comprimentos do localizador de vórtice do hidrociclone. Esta componente da força foi calculada usando a Equação (2.1). O aumento do comprimento do localizador de vórtice provoca uma diminuição das forças junto à sua entrada. O aumento do comprimento traduz-se na diminuição do rendimento do equipamento.

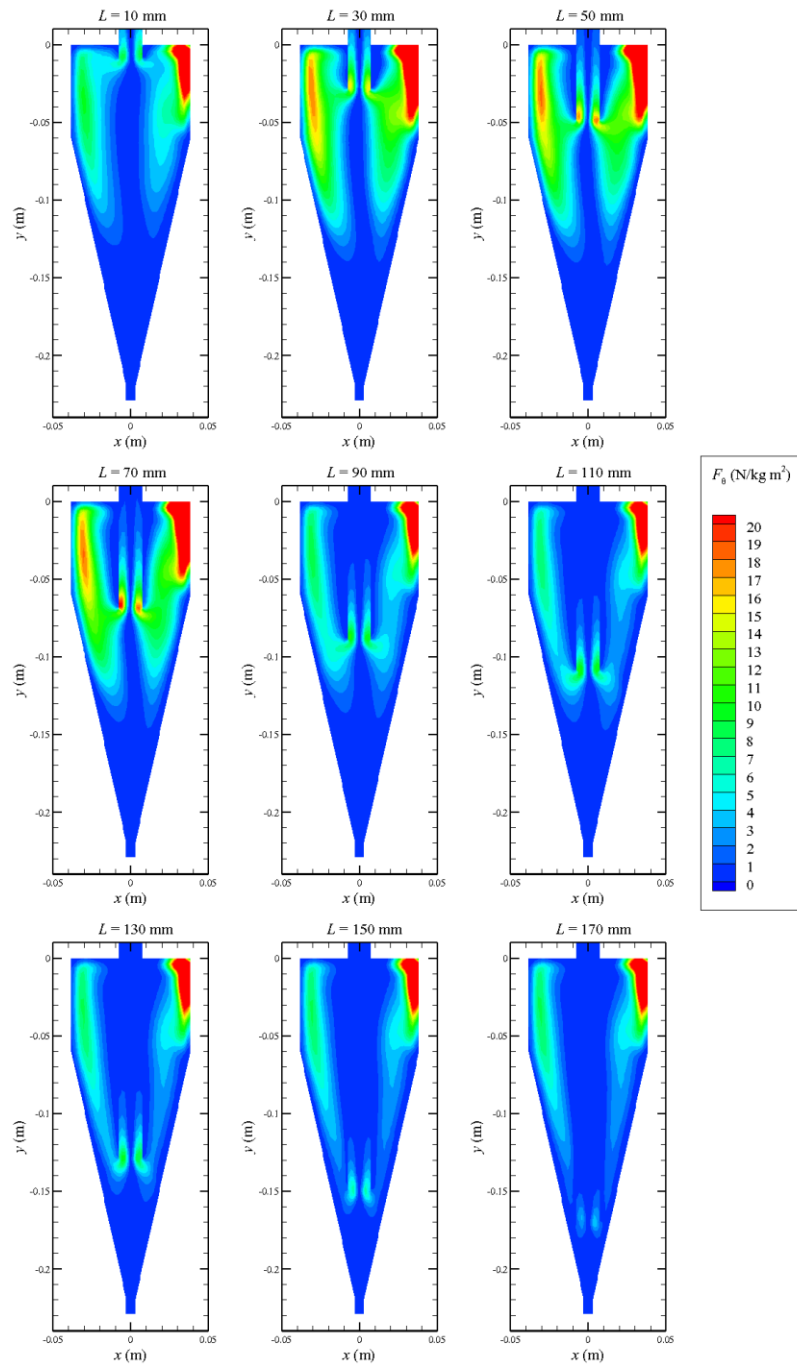


Figura 5.20 - Campo de força médio da componente tangencial no plano y - x para $z=0$ (no centro do Hidrociclone) para os diferentes comprimentos do localizador de vórtice do hidrociclone.

O aumento do comprimento do localizador de vórtice provoca uma diminuição das forças junto à sua entrada. O aumento do comprimento traduz-se na diminuição do rendimento do equipamento.

Na Figura 5.21 apresenta-se os perfis de velocidade da componente tangencial média e radial média na secção $y = -0,05$ m.

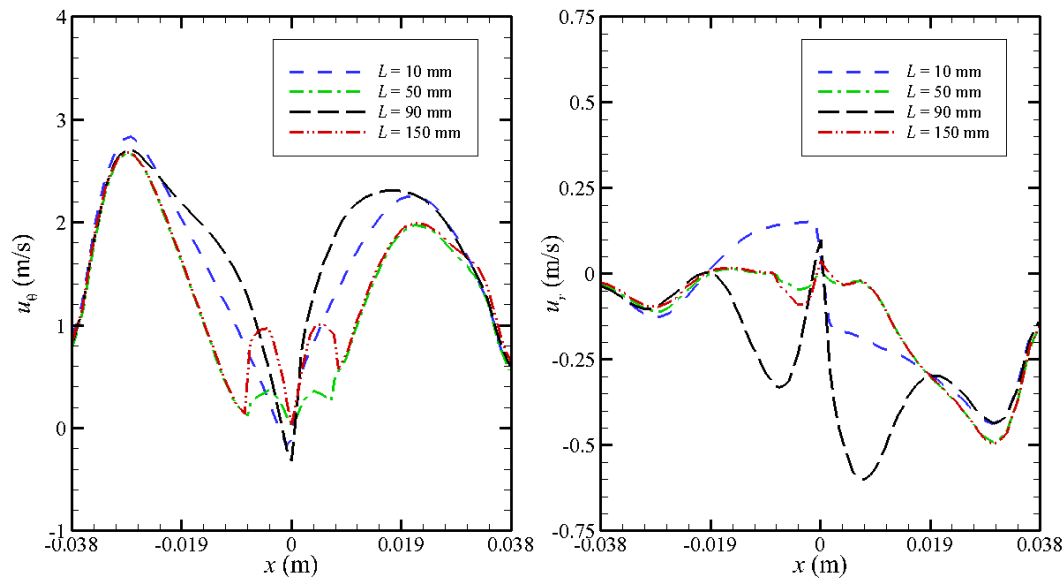


Figura 5.21 - Perfil da velocidade média da componente tangencial (lado esquerdo) e da componente radial (lado direito) na secção $y = -0,05$ m.

Através desta figura é possível observar que para $-0,026 < x < 0$ m e $0 < x < 0,023$ m a velocidade aumenta com o comprimento do localizador de vórtice junto ao eixo do localizador de vórtice. No entanto, junto às paredes, ou seja, $-0,038 < x < -0,026$ m e $0,023 < x < 0,038$ m existe um decréscimo da velocidade para todos os comprimentos, portanto vai ocorrer maior sedimentação centrífuga nesta zona. Na figura do lado direito não existe um padrão bem definido no perfil, no entanto é possível observar que o aumento do comprimento do localizador de vórtice traduz-se numa diminuição da velocidade u_r . Apresentando também padrões fortemente não lineares.

Na Figura 5.22 apresenta-se os perfis da força média (lado esquerdo) e da pressão (lado direito) na secção $y = -0,05$ m. Como se pode observar no centro do hidrociclone a força tangencial é praticamente zero uma vez que a velocidade também é praticamente zero. Na mesma figura, mas no lado direito, é possível observar que o aumento do comprimento traduz-se no aumento da pressão.

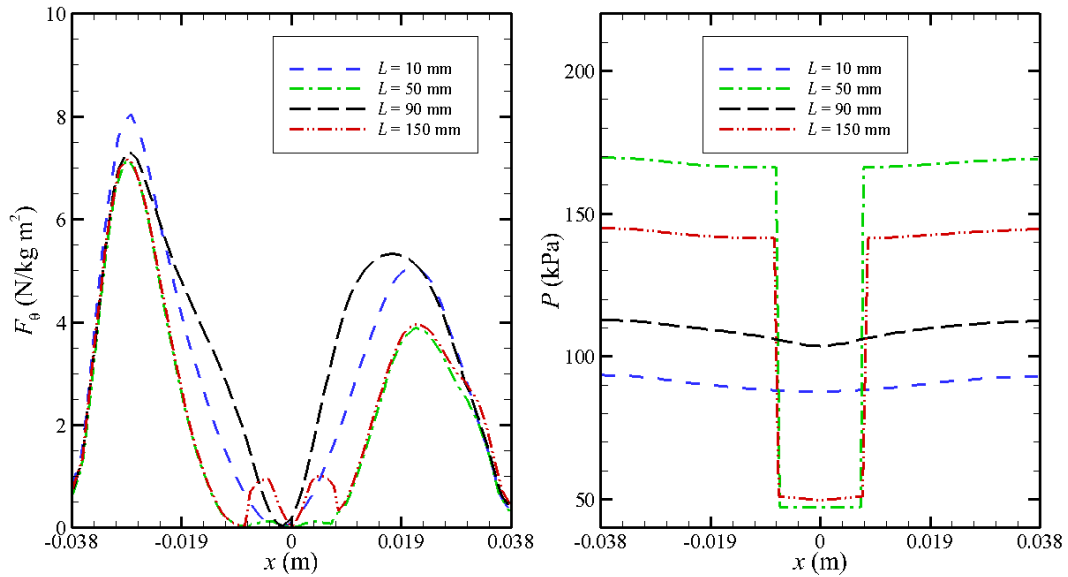


Figura 5.22 - Perfil da força média (lado esquerdo) e da pressão (lado direito) na secção $y = -0,05$ m.

Baseando no campo de velocidade analisa-se as linhas de corrente. Na Figura 5.23 representam-se linhas de corrente 3D para os diferentes comprimentos dos localizadores. Como se pode observar, para um comprimento inferior a 70 mm as linhas de corrente não se encontram bem definidas, dificultando assim a separação das partículas. Assim esta diferença traduz-se numa redução significativa do rendimento. A partir deste comprimento as linhas de corrente apresentam-se bem definidas, com um eixo vertical bem definido e também com o movimento de rotação bem definido, mas as partículas acabam por sair diretamente com o fluido pela saída *overflow*.

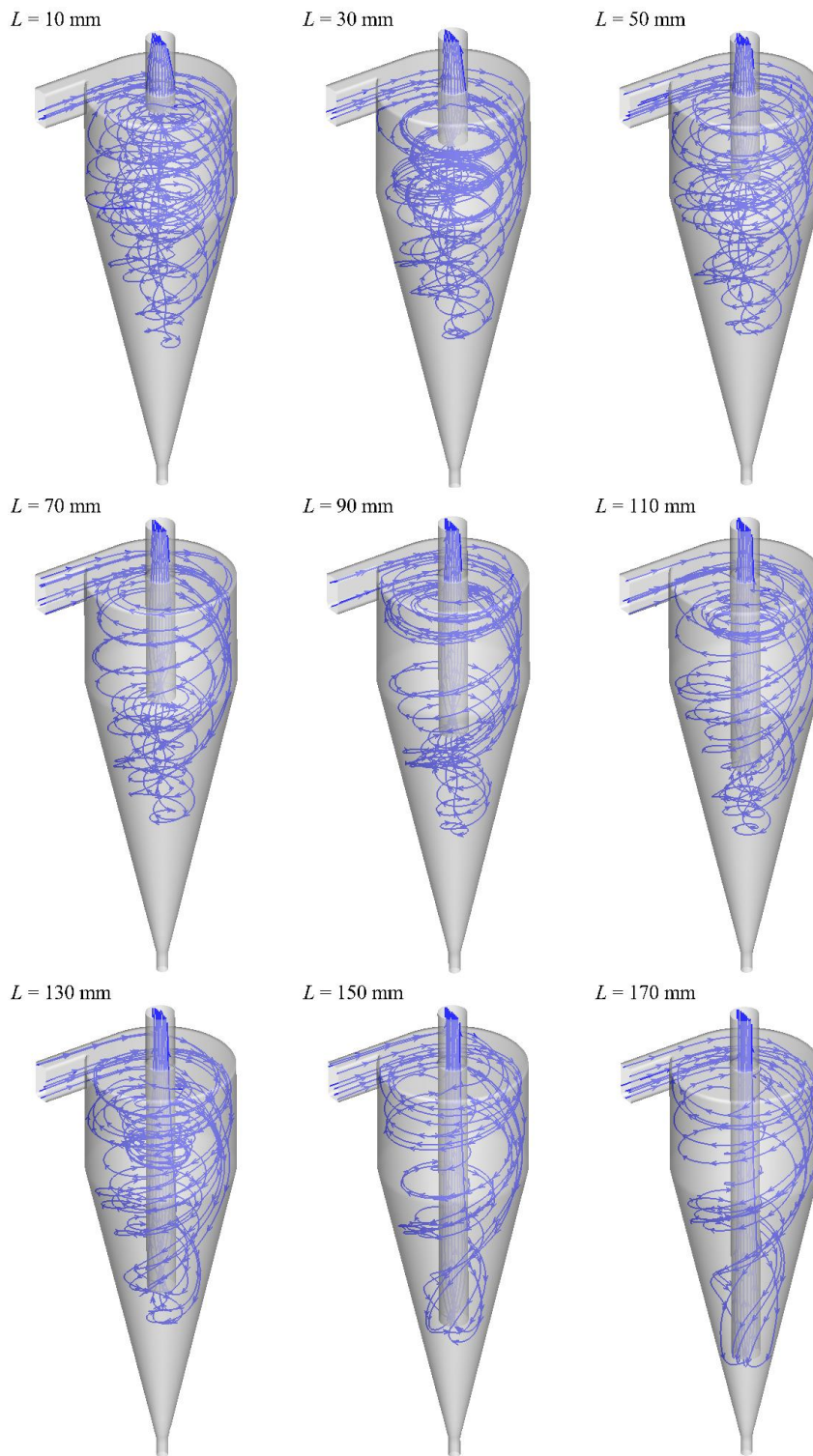


Figura 5.23 - Representação tridimensional das linhas de corrente para os diferentes comprimentos localizadores de vórtice.

Na Figura 5.24 apresenta-se a variação do rendimento com o aumento do comprimento do localizador de vórtice.

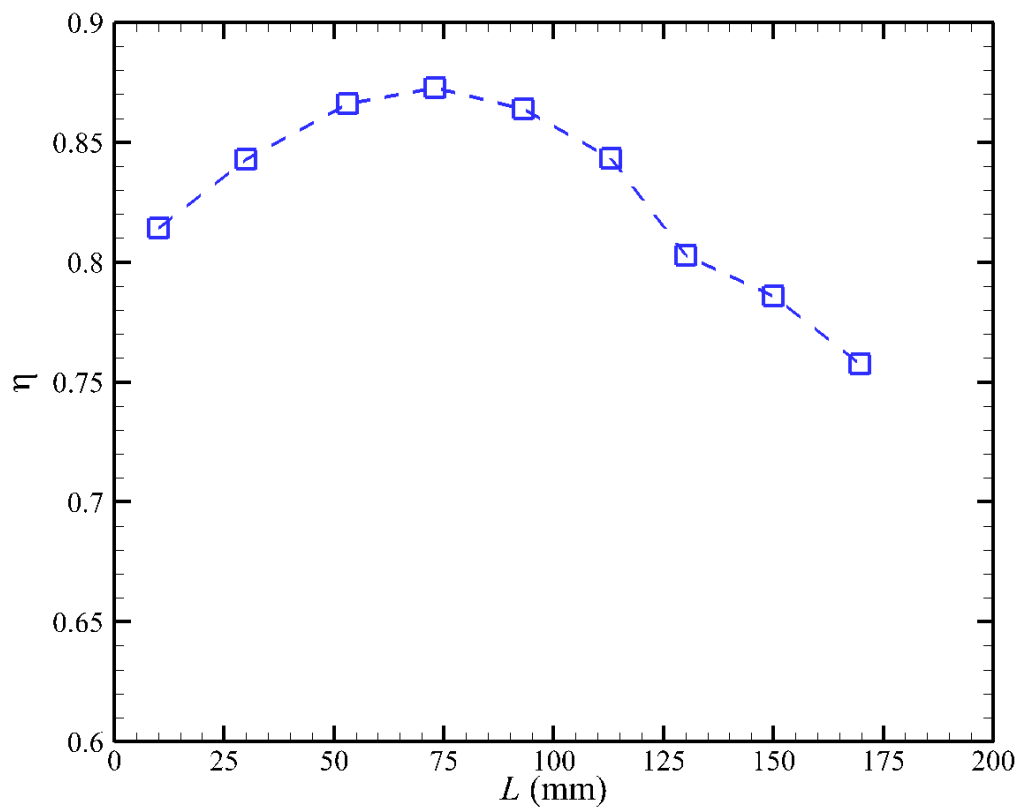


Figura 5.24 - Variação do rendimento em função do comprimento do localizador de vórtice.

Através da Figura 5.24 é possível concluir que com o aumento do comprimento do localizador de vórtice até este atingir o comprimento de 70 mm o seu rendimento vai aumentar. A partir deste valor o rendimento voltará a diminuir.



6 Conclusões

Neste capítulo são apresentadas as principais conclusões do trabalho realizado e algumas sugestões para desenvolvimentos futuros.

6.1 Conclusões e trabalho futuro

O trabalho realizado nesta tese centrou-se essencialmente no estudo numérico de um hidrociclone. O objetivo principal foi estudar a influência da geometria da câmara cônica, do comprimento do localizador de vórtice e o caudal mássico na eficiência do hidrociclone.

A variação do ângulo da câmara mostra uma grande influência no rendimento do hidrociclone, o aumento do ângulo traduz-se no aumento do rendimento para o ângulo inferior a 25° . No entanto, para um ângulo superior a 25° não existe uma variação significativa do rendimento do hidrociclone, permanecendo praticamente constante com a variação do ângulo.

De uma forma geral conclui-se que o caudal mássico tem uma importante influência no rendimento dos hidrociclones. Com o aumento do caudal, o rendimento do hidrociclone aumenta com um declive muito acentuado até um caudal mássico de $0,75 \text{ kg/s}$. Quando o caudal é superior a $1,55 \text{ kg/s}$ o rendimento começa a decrescer continuamente. Assim sendo a partir de $1,55 \text{ kg/s}$ foi possível concluir que com o aumento do caudal traduz-se na redução do rendimento do hidrociclone.

Através da análise da influência do comprimento do localizador de vórtice foi possível concluir que o aumento do seu comprimento, até aproximadamente 70 mm, permite aumentar o rendimento. Contrariamente, para comprimento superior a 70 mm o rendimento diminui.

Com base nestes resultados foi possível concluir que estes parâmetros têm influência direta na eficiência dos hidrociclones. No entanto, existe padrões não-lineares da variação do rendimento com os parâmetros geométricos e de funcionamento do hidrociclone. Este estudo mostra de forma detalhada o princípio de funcionamento de um hidrociclone, a estrutura do escoamento no seu interior e a sua capacidade de separação, fazendo com que este tipo de equipamentos seja cada vez mais utilizado na indústria.

De forma a dar continuidade a este estudo, seria interessante estudar a influência de outros parâmetros no rendimento do hidrociclone, tais como o formato cónico do localizador de vórtice e da câmara do hidrociclone. Outra alteração interessante seria a modificação do formato da entrada, introduzindo forma espiral para que o fluido ao entrar no hidrociclone tenha a tendência para o movimento vorticular. Posteriormente seria interessante estudar a influência dos componentes internos.

7 Bibliografia

- [1] G. Altieri, F. Genovese, A. Tauriello, and G. C. Di Renzo, "Innovative plant for the separation of high quality virgin olive oil (VOO) at industrial scale," *J. Food Eng.*, vol. 166, pp. 325–334, 2015.
- [2] G. E. Wilson, "Apparatus and method of classifying solids and liquids," 1993.
- [3] D. For, R. Solid, and P. From, "Device for removing solid particles from liquid," 1970.
- [4] L. Engenharia, "Sistema de Decantação." .
- [5] U. – U. F. de S. Catarina, "Operações de separação sólido-líquido," pp. 1–20.
- [6] S. Cristina and A. França, *Série Rochas e Minerais Industriais Beneficiamento de Diatomita da Bahia.* .
- [7] O. Vieira *et al.*, "Estudo das propriedades fluidodinâmicas de misturas ternárias de biodieseis metálicos," pp. 3–7, 2013.
- [8] H. Freeman, "Separation of solid particles from fluids," Aug. 1937.
- [9] S. Industriais, "misturador-de-tambor." .
- [10] L. P. Pitaevskii, "Vortex lines in an imperfect bose gas," *J. Exptl. Theor. Phys.*, vol. 13, no. 40, pp. 646–651, 1961.
- [11] Wikipédia, "Hidrociclone." Consultado a 12/12/2018.
- [12] L. Ni, J. Tian, T. Song, Y. Jong, and J. Zhao, "Optimizing geometric parameters in hydrocyclones for enhanced separations: A review and perspective," *Sep. Purif. Rev.*, vol. 00, no. 00, pp. 1–22, 2018.

- [13] Hydro, "Advanced vortex separation for stormwater treatment."
- [14] M. G. Faram, M. D. James, and C. A. Williams, "Wastewater treatment using hydrodynamic vortex systems," *CIWEM 2nd Natl. Conf. UK*, no. January, pp. 79–87, 2004.
- [15] L. Y. Chu, W. M. Chen, and X. Z. Lee, "Effect of structural modification on hydrocyclone performance," *Sep. Purif. Technol.*, vol. 21, no. 1–2, pp. 71–86, 2000.
- [16] W. Technologies, "John Meunier Mectan® Induced Vortex Grit Chamber."
- [17] L. G. M. Vieira and M. A. S. Barrozo, "Effect of vortex finder diameter on the performance of a novel hydrocyclone separator," *Miner. Eng.*, vol. 57, pp. 50–56, 2014.
- [18] K.-J. Hwang and S.-P. Chou, "Designing vortex finder structure for improving the particle separation efficiency of a hydrocyclone," *Sep. Purif. Technol.*, vol. 172, pp. 76–84, Jan. 2017.
- [19] L. Y. Chu, W. M. Chen, and X. Z. Lee, "Enhancement of hydrocyclone performance by controlling the inside turbulence structure," *Chem. Eng. Sci.*, vol. 57, no. 1, pp. 207–212, 2002.
- [20] B. Wang and A. B. Yu, "Numerical study of the gas-liquid-solid flow in hydrocyclones with different configuration of vortex finder," *Chem. Eng. J.*, vol. 135, no. 1–2, pp. 33–42, 2008.
- [21] Y. Xu, X. Song, Z. Sun, B. Tang, P. Li, and J. Yu, "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," *Ind. Eng. Chem. Res.*, vol. 52, no. 15, pp. 5470–5478, 2013.
- [22] H. Ji, S. Nie, H. Sun, Y. Cheng, and Y. Li, "Effects of key structural parameters on solid-liquid separation behavior of hydrocyclone separator applied to hydraulic oil purification," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part E J. Process Mech. Eng.*, vol. 227, no. 4, pp. 273–286, 2013.
- [23] W. Purifier, "No. 453,105. Patented May 26, 1891.," no. 453, 1891.
- [24] K. A. Hashmi, H. A. Hamza, and J. C. Wilson, "Canmet hydrocyclone: An emerging alternative for the treatment of oily waste streams," *Miner. Eng.*, vol. 17, no. 5, pp. 643–649, 2004.
- [25] M. Brito, "Simulação numérica de tomadas de água," 2010, Tese de mestrado, Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa.

- [26] M. Lin, W. Huang, Z. Zhang, C. Xu, and G. Cui, "Numerical study of aircraft wake vortex evolution near ground in stable atmospheric boundary layer," *Chinese J. Aeronaut.*, vol. 30, no. 6, pp. 1866–1876, Dec. 2017.
- [27] B. E. Launder and D. B. Spalding, "The numerical computation of turbulent flows," *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.*, vol. 3, no. 2, pp. 269–289, 1974.
- [28] W. Malalasekera, H. K. Versteeg, and H. K. Versteeg, "An introduction to computational fluid dynamics : the finite volume method," vol. M, 2007.
- [29] J. Blazek, *Computational fluid dynamics:Principles of Grid Generation*. 2001.
- [30] S. Martemianov and V.L.Okulov, "Mass transfer ambiguities in swirling pipe flows," *CEUR Workshop Proc.*, vol. 1621, no. May, pp. 36–43, 2016.