



**Hilton Bernardo Betta Junior**

**Efeitos da Vibração Induzida pelo Escoamento  
nos Equipamentos de Completação Inteligente  
de Poços Injetores de Gás**

**Dissertação de Mestrado**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da PUC-Rio como requisito parcial para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Arthur Martins Barbosa Braga

Rio de Janeiro  
Outubro de 2017



**Hilton Bernardo Betta Junior**

**Efeitos da Vibração Induzida pelo Escoamento  
nos Equipamentos de Completação Inteligente  
de Poços Injetores de Gás**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação  
em Engenharia Mecânica da PUC-Rio como requisito  
parcial para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia  
Mecânica.

**Prof. Arthur Martins Barbosa Braga**

Orientador  
Departamento de Engenharia Mecânica –  
PUC-Rio

**Profa. Angela Ourivio Nieckele**

Departamento de Engenharia Mecânica –  
PUC-Rio

**Dr. Manoel Feliciano da Silva Junior**

Petrobras/CENPES

**Dr. Mauro Bloch**

Petrobras/CENPES

**Prof. Márcio da Silveira Carvalho**

Coordenador Setorial do Centro  
Técnico Científico – PUC-Rio

Rio de Janeiro, 10 de Outubro de 2017

Todos os direitos reservados. É proibida a reprodução total ou parcial do trabalho sem autorização da universidade, do autor e do orientador.

## Hilton Bernardo Betta Junior

Graduou-se em Engenharia Mecânica na PUC-Rio (Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro) em 2014. Atualmente trabalha como engenheiro mecânico na Ouro Negro Tec. Em Equipamentos Industriais.

### Ficha Catalográfica

Betta Junior, Hilton Bernardo

Efeitos da vibração induzida pelo escoamento nos equipamentos de completação inteligente de poços injetores de gás / Hilton Bernardo Betta Junior; orientador: Arthur Martins Barbosa Braga. – 2017.

90 f. : il. color. ; 30 cm

Dissertação (mestrado)–Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica, 2017.

Inclui bibliografia

1. Engenharia Mecânica – Teses. 2. Vibração induzida pelo escoamento. 3. Completação inteligente. 4. Dinâmica dos fluidos computacional. I. Braga, Arthur Martins Barbosa. II. Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro. Departamento de Engenharia Mecânica. III. Título.

CDD: 621

A minha mãe que tornou meus sonhos possíveis a partir de seus ensinamentos, esforços e sacrifícios.

## Agradecimentos

À Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro pela bolsa de estudo e oportunidade única de aprendizado.

Ao meu orientador Professor Arthur Martins Barbosa Braga pelo estímulo e parceria para a realização deste trabalho.

À Ouro Negro pela ajuda e suporte concedidos, sem os quais este trabalho não poderia ser realizado.

Aos meus amigos Roberth Llerena e Tiago Simões por toda confiança depositada.

À minha amiga Júlia Salles e todos meus colegas de trabalho que me apoiaram e dividiram o dia-a-dia, permitindo que este projeto pudesse se finalizar.

A Petróleo Brasileiro S.A. pela oportunidade enriquecedora.

Aos meus pais, Hilton e Josélia, e irmã, Juliana, por me apoiarem durante todos esses anos.

À minha futura esposa, Camila, a qual me apoiou e acreditou em mim em todos os momentos.

Ao meu filho Bernardo que virá ao mundo em breve, trazendo muitas alegrias.

A todos os amigos e familiares que, de alguma forma, me ajudaram a concluir esta etapa.

## Resumo

Betta Junior, Hilton Bernardo; Braga, Arthur Martins Barbosa. **Efeitos da Vibração Induzida pelo Escoamento nos Equipamentos de Completação Inteligente de Poços Injetores de Gás**. Rio de Janeiro, 2017. 90p. Dissertação de Mestrado - Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro

A reinjeção de gás é uma técnica empregada para o aumento do fator de recuperação de reservatórios de petróleo. Em campos marítimos, quando o volume de gás produzido na unidade estacionária de produção (plataforma) é muito elevado e não se dispõe de infraestrutura para exportá-lo para terra, a reinjeção de todo o gás produzido pode requerer vazões suficientemente altas para causar danos à coluna de injeção do poço em decorrência da vibração induzida pelo escoamento. Esse problema pode ser ainda mais crítico para injetores com completação inteligente, que são instrumentados com sensores e válvulas de controle de fluxo e cujo monitoramento e controle são realizados por meio de cabos elétricos e hidráulicos instalados ao longo da coluna do poço. O risco da falha no sistema de completação inteligente torna-se, portanto, um limitante para a vazão máxima do gás que pode ser reinjetado no poço. Nestes casos, não havendo como exportar o gás produzido, a alternativa é reduzir a produção de petróleo da plataforma. Esta dissertação aborda o problema da vibração induzida pelo escoamento em poços injetores de gás equipados com sistemas inteligentes de completação. Modelou-se a geometria de um poço real a fim de realizar as análises computacionais da dinâmica do escoamento. Devido as altas vazões envolvidas, a abordagem do caso exige um tratamento adequado da turbulência. Para tal, fez-se uso dos métodos *Reynolds-Averaged Navier-Stokes* (RANS) e *Large Eddy Simulation* (LES). O primeiro é um modelo estacionário que prevê as estatísticas estacionárias baseando-se em equações de transporte para as mesmas. O segundo é um modelo transiente, que resolve a maior e mais energética parte do espectro das flutuações turbulentas. A partir da análise computacional com os dois modelos foram estimadas as amplitudes e espectros de frequência das forças de excitação dinâmicas produzidas pelo escoamento sobre os componentes do sistema de completação inteligente na região mais crítica da coluna de injeção. Para o caso estudado, um poço injetor

de gás com uma coluna de 4½” em um revestimento de 9⅝” e vazão máxima nominal de  $4,5 \times 10^6$  m<sup>3</sup>/d, as forças de excitação sobre os componentes críticos do sistema de completção inteligente atingiram amplitudes máximas da ordem de 10 N/m numa faixa de frequência de até 150 Hz, valores considerados satisfatórios para a operação do poço estudado. A metodologia desenvolvida neste trabalho pode ser estendida para outras configurações de poços injetores com completção inteligente.

## **Palavras-chave**

Vibração induzida pelo escoamento; Completção Inteligente; Dinâmica dos fluidos computacional

## Abstract

Betta Jr., Hilton Bernardo; Braga, Arthur Martins Barbosa (Advisor). **Effects of Flow Induced Vibrations on Intelligent Completion Components of Gas Injector Wells**. Rio de Janeiro, 2017. 90p. Dissertação de Mestrado - Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro

Reinjection of produced gas is a well-known technique of enhanced oil recovery. In offshore fields, the production units do not always have the proper infrastructure to export the produced gas to shore. In these cases, if the gas volumes are too high, reinjecting it into the reservoir may require elevated flow rates, increasing the risk of mechanical failures due to flow induced vibration on the well completion equipment. This problem may be even more critical in the case of injector wells with intelligent completion systems, which are monitored and controlled with the aid of electrical and optical cables running along the injection tubing. In many instances, to avoid fatigue damage in the intelligent completion equipment, the production unit has to be restricted to allowable rates. This work focus on the problem of flow induced vibration in injector wells equipped with intelligent completion systems. A real well has been modeled in order to perform computational fluid dynamic analysis and understand the turbulent flow near the discharge of the downhole inflow control valves. The problem was modeled using both the Averaged-Reynolds Navier-Stokes and Large Eddy Scale turbulent models. In the first, the flow is stationary and the variables are time-averaged. In the second model, transient analysis is performed considering only the large length scales. Combining the two models, the amplitudes and frequency spectra of the dynamic forces that excite the components of the injector well are estimated. In the case studied, a well with tubing of 4½" in a 9⅝" casing and with a maximum nominal gas injection flow rate of  $4.5 \times 10^6 \text{ m}^3/\text{d}$ , the dynamical loads on the critical intelligent completion components were estimated presenting amplitudes of the order of 10 N/m and frequency ranges up to 150 Hz, values that were considered safe for the operation of the analyzed well. The methodology developed in this work can be extended to model other configurations of high flow rate injector wells.

## Keywords

Flow induced vibrations; Intelligent completion; Computational fluid dynamics.



# Sumário

1	Introdução	16
1.1.	Completação Inteligente	17
1.2.	Motivação do Estudo	19
1.3.	Objetivo	20
1.4.	Organização do Trabalho	20
2	. Estudo de Caso	22
2.1.	Configuração das Colunas de Injeção Estudadas	22
2.2.	Fluidos de Injeção e Parâmetros do escoamento no Fundo	28
2.3.	Modelo Computacional	32
2.4.	Simplificações Geométricas	34
3	Dinâmica dos Fluidos Computacional	36
3.1.	Equações Diferenciais Governantes para Fluidos Newtonianos	36
3.1.1.	Conservação de Massa	36
3.1.2.	Conservação de Quantidade de Movimento Linear	37
3.2.	Método Numérico	38
3.2.1.	Discretização	39
3.2.2.	Esquemas de Interpolação	41
3.3.	Acoplamento Velocidade-Pressão	44
3.4.	Solução das Equações Algébricas	45
4	Turbulência	46
4.1.	Reynolds-Averaged Navier-Stokes	48
4.1.1.	Modelo de Turbulência <b>Realizable <math>\kappa - \epsilon</math></b>	51
4.1.2.	Funções de Parede	52
4.2.	Large-Eddy Simulation	53
5	. Avaliação de Convergência de malha e métodos de discretização	56
5.1.	Malha Computacional	56
5.1.1.	Convergência da Malha	57

5.1.2. Qualidade da Malha	60
5.1.3. Testes de Esquemas de Interpolação	62
6 . Resultados	65
6.1. Análises em RANS	65
6.2. Análises em LES	73
7 Conclusões	81
8 Referências	83
Apêndice A Método GAMG	86
Apêndice B Formulação do Modelo de Turbulência <i>Realizable</i> $\kappa - \epsilon$	87
Apêndice C Modelo de Submalha de Uma Equação da Viscosidade Turbulenta	89

## Lista de Figuras

Figura 1.1 - Desenvolvimento de indústria offshore [2]	16
Figura 1.2 - Produção de petróleo em 10 anos [3]	17
Figura 1.3 – Esquemático de um modulador de Completação Inteligente.	18
Figura 1.4 - Linhas de controle revestidas por um material polimérico. O conjunto é chamado de <i>flatpack</i> .	18
Figura 2.1 – Modelagem em CAD do Módulo de Injeção de CI analisado	25
Figura 2.2 - Protetor de cabos.	25
Figura 2.3 - Mandril de PDG presente no módulo de CI.	26
Figura 2.4 - Válvula ICV utilizada nas análises numéricas.	26
Figura 2.5 - Detalhe do flow trim no modelo digital (CAD) da válvula ICV utilizada na completação inteligente do “Poço A”	28
Figura 2.6 - Detalhe do flow trim da válvula ICV utilizada na completação inteligente de um “Poço B”	28
Figura 2.7 - Visualização do escoamento com um $Re=2000$ em torno de um cilindro [13].	31
Figura 2.8 - Válvula ICV 4 ½” e acondicionamento das linhas de controle em seu corpo.	32
Figura 2.9 - Fluxograma básico para análises em CFD.	33
Figura 2.10 - Trecho do módulo de CI analisado.	33
Figura 2.11 - Geometria simplificada utilizada nas simulações CFD. Nota-se, conforme indicado anteriormente, a análise numérica foi realizada considerando-se apenas uma linha de controle.	35
Figura 3.1 - Volume de controle elementar com nó central $P$ , faces $n$ , $s$ , $e$ , $w$ , $b$ e $t$ e nós vizinhos $N$ , $S$ , $E$ , $W$ , $B$ e $T$ . [29]	39
Figura 3.2 - Direção do escoamento no domínio discretizado [18].	42
Figura 3.3 - Direção do escoamento no domínio discretizado utilizado no esquema LUD.	43
Figura 3.4 - Perfis de interpolação utilizados no esquema QUICK [18].	44
Figura 4.1 - Grau de modelagem em função do custo computacional dos métodos de modelagem da turbulência [27].	47

Figura 4.2 - Domínio da modelagem e resolução das escalas de turbulência em RANS e LES [43]	48
Figura 4.3 - Função de parede que substitui o efeito da subcamada viscosa (viscous sublayer) e a camada de amortecimento (buffer layer) [43].	52
Figura 5.1 - Vista frontal ao modelo discretizado (modelo Poço A).	57
Figura 5.2 - Refinamento da malha 2 na região do Choke, onde ocorrem maiores gradientes das variáveis.	58
Figura 5.3 - Planos nos quais foram obtidos os campos de pressão e velocidade de forma a avaliar a qualidade da malha.	58
Figura 5.4 - Magnitude da velocidade nos planos "a" e "b"	59
Figura 5.5 - Pressão relativa nos planos "a" e "b"	59
Figura 5.6 - Qualidade ortogonal das malhas para as válvulas: (a) Modelo Poço A; e (b) Modelo Poço B. De acordo com recomendações da Ansys, o valor mínimo deste parâmetro deve ser igual a 0,05.	61
Figura 5.7 - Skewness das malhas para as válvulas: (a) Modelo Poço A; e (b) Modelo Poço B. De acordo com recomendações da Ansys, o valor máximo para este parâmetro deve ser igual a 0,95.	62
Figura 5.8 - Planos nos quais foram obtidos os campos de velocidade de forma a avaliar os algoritmos de interpolação.	63
Figura 5.9 - Magnitude da velocidade no Plano "c" para os diferentes métodos de interpolação.	64
Figura 5.10 - Magnitude da velocidade no Plano "d" para os diferentes métodos de interpolação.	64
Figura 6.1 - Contornos de pressão relativa em um plano longitudinal a válvula (Modelo "Poço A"). Vazões de (a) 3,5 e (b) 4,5 MMm <sup>3</sup> /d. A legenda com escala de cores apresenta a pressão relativa, ou seja, razão da pressão pela massa específica (Pa·m <sup>3</sup> kg).	66
Figura 6.2 - Contornos da magnitude da velocidade em um plano longitudinal à válvula. Vazões de (a) 3,5 e (b) 4,5 MMm <sup>3</sup> /d (Modelo "Poço A"). A legenda com escala de cores apresenta a magnitude da velocidade (ms).	66
Figura 6.3 - Contornos de pressão em um plano longitudinal à válvula (Modelo "Poço B") na vazão de 4,5 MMm <sup>3</sup> /d. A legenda com escala de cores apresenta a pressão relativa, ou seja, razão da pressão pela massa específica (Pa·m <sup>3</sup> kg).	66

Figura 6.4 - Contornos da magnitude da velocidade em um plano longitudinal à válvula Modelo “Poço B” na vazão de 4,5 MMm <sup>3</sup> /d. A legenda com escala de cores apresenta a magnitude da velocidade (ms).	67
Figura 6.5 - Vetores da magnitude de velocidade para o Modelo “Poço A” nas vazões de injeção de 3,5 (esquerda) e 4,5 MMm <sup>3</sup> /d (direita).	68
Figura 6.6 - Contornos da energia cinética turbulenta para o Modelo “Poço A” nas vazões de injeção de 3,5 (esquerda) e 4,5 MMm <sup>3</sup> /d (direita).	69
Figura 6.7 - Contornos da energia cinética turbulenta (coluna da esquerda) e vetores de velocidade (coluna da direita) para válvula Modelo “Poço B” na vazão de injeção de 4,5 MMm <sup>3</sup> /d.	70
Figura 6.8 - Locais nos quais sondas de amostragem foram posicionadas (Modelos “Poço A” e “Poço B”).	71
Figura 6.9 - Magnitude das componentes y e z da velocidade, para uma vazão de 3,5MMm <sup>3</sup> /d nas regiões próximas as linhas de controle (Modelo “Poço A”).	72
Figura 6.10 - Magnitude das componentes y e z da velocidade, para uma vazão de 4,5MMm <sup>3</sup> /d nas regiões próximas as linhas de controle (Modelo “Poço A”).	72
Figura 6.11 - Distribuição da velocidade transversal ( $U = U_y^2 + U_z^2$ ) avaliadas na sonda 2, para vazões de 3,5 e 4,5 MMm <sup>3</sup> /d para o caso do Poço A e de 4,5 MMm <sup>3</sup> /d no caso do Poço B	73
Figura 6.12 - Planos para posicionamento das sondas de amostragem	74
Figura 6.13 - Localização das sondas nos planos escolhidos para amostragem. A esquerda, localização das sondas no plano 1. A direita, localização das sondas nos demais planos.	74
Figura 6.14 - Magnitude das componentes transversais da velocidade ( $U = U_y^2 + U_z^2$ ).	76
Figura 6.15 - Forças resultantes, por unidade de comprimento, exercidas nas linhas de controle.	78
Figura 6.16 - Frequência dos vórtices gerados pelo escoamento transversal as linhas de controle.	78
Figura 6.17 - Densidade espectral de potência das flutuações da velocidade transversal devido a turbulência na saída da válvula (Modelo “Poço A”) para a vazão de injeção de 4,5 MMm <sup>3</sup> /d.	79
Figura 6.18 - Posicionamento da linha de controle na Válvula de Controle de Fluxo analisada.	80
Figura A.0.1 - Ciclo em V do método GAMG [39]	86

## Lista de Tabelas

Tabela 2.1 - Componentes do módulo de CI analisado para o “Poço A”	24
Tabela 2.2 - Componentes do módulo de CI analisado para os “Poços B e C”	24
Tabela 2.3 - Dimensões dos furos oblongos de abertura das válvulas do “Poço A” (Fonte: Petrobras).	27
Tabela 2.4 - Dados dos fluidos de injeção (Fontes: Petrobras e análise da PUC-Rio pelo método AGA 8).	29
Tabela 2.5 - Dimensões dos furos oblongos de abertura das válvulas dos “Poços B e C”.	34
Tabela 5.1 - Características da malha.	57
Tabela 5.2 – Diferença relativa, em percentual, da malha 2 em relação a malha 3 para as curvas referenciadas pelas letras "a" e "b".	60
Tabela 5.3 - Erro relativo, em percentual, dos diferentes esquemas de interpolação para os planos “c” e “d”.	63
Tabela 6.1 - Posicionamento das sondas no domínio	75
Tabela 6.2 - Valores típicos de literatura para os coeficientes em questão.	76
Tabela 6.3 - Frequências naturais dos primeiros modos (flexionais) de vibração das linhas de controle nos trechos AB e BC.	80

## Lista de Símbolos

$a_i$	Constantes na equação geral de conservação
$b$	Constante na equação geral de conservação
$A$	Área da seção transversal
$D$	Condutância
$D_h$	Diâmetro hidráulico
$f$	Frequência
$F$	Caudal Mássico
$g$	Aceleração da gravidade
$ICV$	<i>Interval Control Valve</i>
$M$	Número de Mach
$p$	Pressão
$Per$	Perímetro da região molhada
$Re$	Número de Reynolds
$S$	Termo de fonte na equação geral de conservação
$S_c$	Termo constante na equação de discretização do termo de fonte
$S_p$	Coefficiente linear na equação de discretização do termo de fonte
$St$	Número de Strouhal
$t$	Tempo
$VCF$	Válvula de Controle de Fluxo
$\Gamma$	Coefficiente de difusão na equação geral de conservação
$\varepsilon$	Taxa de Dissipação de energia cinética turbulenta
$\kappa$	Energia cinética turbulenta
$\nu$	Viscosidade cinemática molecular
$\nu_t$	Viscosidade cinemática turbulenta
$\mu$	Viscosidade absoluta molecular
$\mu_t$	Viscosidade absoluta turbulenta
$\rho$	Massa específica
$\tau$	Tensor de Tensões
$\tau_\omega$	Tensão cisalhante na parede
$\emptyset$	Variável dependente na equação geral de conservação
$\omega$	Frequência de dissipação característica

# 1 Introdução

Em meados da década de 60, apesar das descobertas de importantes campos de petróleo em terra, como Carmópolis, em Sergipe e Miranga, na Bahia, dois terços do consumo de petróleo brasileiro eram importados. Desta forma, devido as dificuldades de encontrar campos de petróleo em terra, capazes de elevar significativamente a produção, a Petrobras decidiu iniciar as explorações no mar, como já vinha ocorrendo nos litorais marítimos da Califórnia e do Golfo do México. [1].

Após diversas tentativas de exploração offshore mal sucedidas ou sem potencial de suprir a demanda de consumo interno, descobriu-se, em 1973, na Bacia de Campos, o Campo de Garoupa, com reservas estimadas em torno de 100 milhões de barris. Desta forma, vislumbrando a possibilidade de produzir petróleo em volumes capaz de viabilizar a autossuficiência brasileira, os investimentos foram direcionados para a indústria *offshore* [1].

Deste então, o descobrimento de novas jazidas de hidrocarbonetos no mar está ocorrendo em águas cada vez mais profundas, como ilustrado na Figura 0.1. Portanto, proporcionalmente aos maiores desafios tecnológicos ao explorar óleo e gás em águas profundas, estão os investimentos necessários para a execução do mesmo.

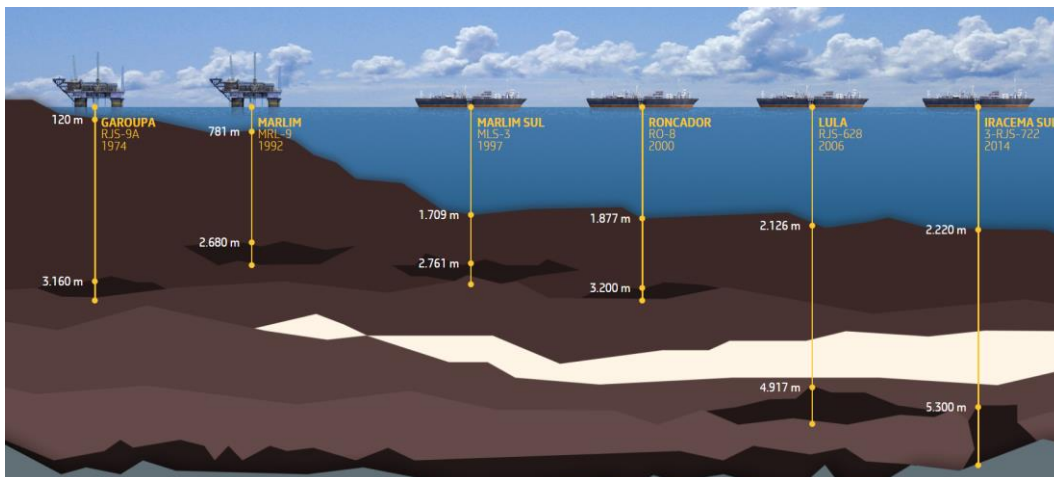
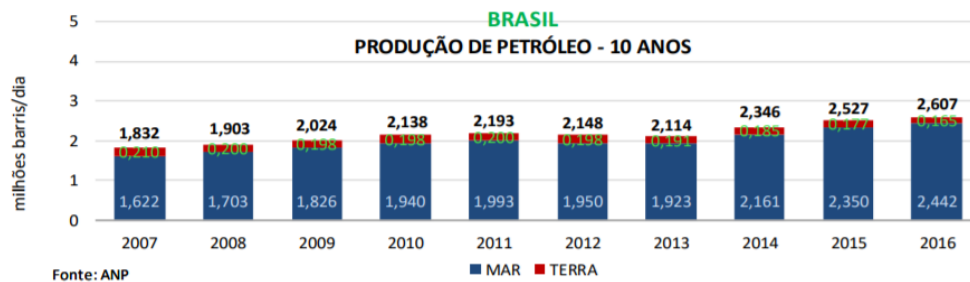


Figura 0.1 - Desenvolvimento de indústria offshore [2]



Em 2016, como apresentado na Figura 0.2, a produção média diária de produção de petróleo e LGN foi de 2,44 milhões de barris, onde, aproximadamente, 93% da produção fora a realizada devido a campos *offshore* [3].



**Figura 0.2 - Produção de petróleo em 10 anos [3]**

No entanto, de acordo com Labastie [4], a média mundial do fator de recuperação (FR) é e torno de 35%, ou seja, para cada barril de óleo produzido, cerca de dois barris ficam retidos no reservatório.

Portanto, devido aos altos custos dos reservatórios em águas profundas e a necessidade de um acréscimo no FR, diversas técnicas estão sendo aplicadas pela a indústria a fim de aumentar a produtividade do reservatório.

Dentre as técnicas, destaca-se o sistema de completação inteligente (CI), prática na qual é capaz de coletar, transmitir e analisar, em tempo real, dados da produção, ou injeção, e do reservatório [4], a partir de equipamentos elétricos e hidráulicos, visando aumentar o FR dos reservatórios.

## 1.1 Completação Inteligente

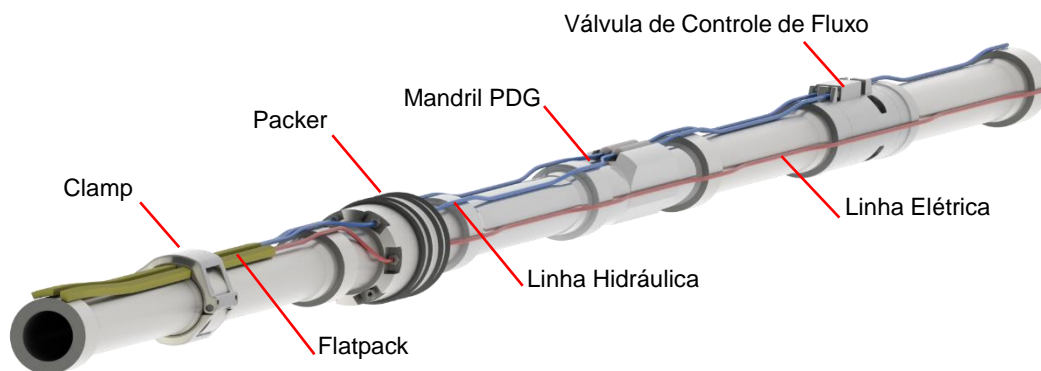
A completação de um poço pode ser definida como as operações e atividades de instalação de equipamentos necessários para iniciar a produção do mesmo. Quanto aos aspectos técnico e operacional, deve-se buscar otimizar a vazão de produção (ou de injeção) e tornar a completação a mais permanente possível, ou seja, aquela que minimize a necessidade de intervenções futuras para a manutenção do poço (as chamadas operações de *workover*). [5]

Desta forma, considerando a grande complexidade das operações de *workover* nos campos *offshore*, a tecnologia de completação inteligente vem sendo amplamente desenvolvida devido a possibilidade de reduzir a frequência de intervenções, além de aumentar o índice de recuperação do reservatório, principalmente em poços com múltiplas zonas ou multilaterais.

O sistema de CI pode ser aplicado em diferentes tipos de completação, ou seja, o sistema é aplicável em completação seca ou molhada, poços abertos ou

com revestimento canhoneado, completações simples ou seletiva. No entanto, devido ao custo inicial elevado para instalação dos equipamentos que forma um modulado de CI, o sistema possui um maior potencial de aplicação em campos *offshore* com múltiplas zonas, de forma a controlar cada zona produtora, ou injetora, individualmente.

A transmissão de potência elétrica, ou hidráulica, aos equipamentos de um sistema de CI, ilustrado na Figura 0.3, são realizadas a partir tubos metálicos de 1/4" de diâmetro. Portanto, as linhas de controle são de vital importância para o funcionamento do modulado de CI e uma eventual falha pode comprometer todo o sistema. Nas regiões a montante e jusante ao modulado de CI, as linhas metálicas são revestidas por uma camada polimérica, formando um conjunto solidário denominado de *flatpack*, ilustrado na Figura 0.4, que tem como função protegê-las de danos durante a instalação, e operação, do poço.



**Figura 0.3 – Esquemático de um modulado de Completação Inteligente.**



**Figura 0.4 - Linhas de controle revestidas por um material polimérico. O conjunto é chamado de *flatpack*.**

A conexão entre os segmentos de linhas de controle presentes no módulo de CI e as revestidas com *flatpack* utilizadas nos poços são realizadas por meio de conectores elétricos, ou hidráulicos. Para evitar danos aos componentes, os conectores são instalados no poço alojados em um mandril, chamados de *Splice Sub*.

Em seguida, as linhas de metálicas são conectadas ao *Packer*, componente responsável em isolar a região anular das diferentes zonas de produção ou injeção. Portanto, o *Packer* deve ser projetado de forma a permitir a passagem das linhas de controle pelo seu interior sem comprometer a vedação do mesmo.

Após passagem pelo *Packer*, as linhas são acopladas aos sensores de pressão e temperatura de fundo de poço, também conhecidos como *Permanent Downhole Gauge* (PDG). Este equipamento verifica, em tempo real, os valores de pressão e temperatura do espaço da coluna e anular das diferentes zonas presentes no poço. Assim como os conectores, o mesmo deve ser alojado em um mandril quando instalado no poço.

Por último, tem-se as válvulas de controle de fluxo (VCF). Este equipamento, que pode ser atuado a partir de potência elétrica ou hidráulica, tem como função controlar o fluxo de óleo produzido, ou injetado, em cada zona. O mesmo, também conhecido como *Interval Control Valve* (ICV), pode ser do tipo aberto/fechado ou com diferentes estágios de abertura.

A região na qual ocorre a mudança do escoamento da região do anular para a coluna, também conhecida como *flow trim*, apresenta altas velocidades devido à redução de área imposta ao escoamento. Portanto, no ponto de vista estrutural, este é um local sujeito a diversos tipos de falhas, como erosão e/ou incrustação em suas partes ou danos devido a vibração induzida por escoamento.

## 1.2 Motivação do Estudo

No processo de extração de óleo do reservatório, há uma dissipação da energia primária causada pela descompressão dos fluidos e resistências encontradas pelos mesmos ao fluírem em direção aos poços de produção. Portanto, o consumo da energia primária, ao longo sua vida produtiva, reflete-se na perda de pressão do reservatório e, conseqüentemente, redução na produtividade [8].

Para o cenário das explorações no Pré-Sal, com teores significativos de CO<sub>2</sub>, a injeção do gás produzido como método avançado de recuperação ganha destaque. Considerando as muitas limitações para recuperação avançada em

ambientes *offshore*, o processo de recuperação para esses campos deveria tirar vantagem dos únicos recursos abundantes disponíveis: a água do mar e o gás produzido. Dessa maneira, o processo de combinar esses recursos na injeção alternada de água e gás (WAG) é considerado uma boa opção [9].

No entanto, conforme relatado em estudo realizado anteriormente [10], a injeção de uma composição de gás a altas vazões aumenta o potencial de falha dos componentes presentes na CI devido a vibração induzida pelo escoamento.

### **1.3 Objetivo**

A fim de verificar o possível potencial de dano aos equipamentos do modulado de CI, principalmente das linhas de controle, considerando as vazões e características do poço sugeridas pela Petrobras, realizou-se um estudo da dinâmica dos fluidos computacional (CFD – *Computational Fluid Dynamics*) utilizando o *software* OpenFOAM, pacote que, além de possuir código aberto, permite o uso de diversos recursos avançados de CFD.

Posteriormente, os resultados fornecidos pelas análises descritas nesta dissertação serão combinados com análises estruturais, em elementos finitos, do modulado de forma a determinar a vida a fadiga do sistema. Estas etapas não serão discutidas neste texto.

### **1.4 Organização do Trabalho**

O capítulo 2 apresenta as condições iniciais e de contorno do problema, fornecidos pela Petrobras. A partir destes dados, são tomadas as principais premissas e hipóteses para a análise numérica.

Em seguida, no capítulo 3, tem-se uma breve revisão a respeito da fluidodinâmica computacional, mostrando as diferentes metodologias de discretização utilizadas neste trabalho para a solução do problema.

O capítulo 4 discute sobre características do fenômeno de turbulência e principais modelos numéricos utilizados para sua avaliação. Como, para o trabalho proposto, é de grande importância o comportamento do espectro de velocidade, foram utilizados neste trabalho análises considerando os modelos de RANS (*Reynolds Averaged Navier-Stokes*) e LES (*Large Eddy Simulation*).

O capítulo 5 mostra as análises preliminares, em RANS, a fim de verificar a convergência da malha e teste de diferentes algoritmos de interpolação.

No capítulo 6 são discutidos os resultados obtidos para as análises em RANS e LES para os diferentes cenários propostos pela Petrobras.

Por fim, no capítulo 7, são apresentadas as conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

## 2 Estudo de Caso

Neste capítulo são apresentados os dados necessários para as análises numéricas, ou seja, são identificadas as características geométricas do poço e modulado de CI, pressão e temperatura do fundo do poço, além da composição e vazões de injeção do gás.

### 2.1 Configuração das Colunas de Injeção Estudadas

O estudo baseou-se no esquema dos Poços denominados como “Poço A”, do campo 01, “Poço B”, do campo 02, e “Poço C”, do campo 03. Todos os campos são pertencentes ao Pré-Sal e cujo sequenciamento de montagem (*Tally*) foram fornecidos pela Petrobras. Para execução do trabalho, considerou-se que os poços possuem trajetória vertical.

O “Poço A” encontra-se em lâmina de água de 2034 m e com profundidade final de 5865 m. O poço possui três módulos de completação inteligente (CI). O trecho da coluna no intervalo superior, do qual faz parte o Módulo 1 de CI, instalado entre dois *Packers*, tem comprimento total de 167,8 m. O trecho no intervalo intermediário, que contém o Módulo 2 de CI, também instalado entre dois *Packers*, possui comprimento de 105,8 m. O trecho da coluna no intervalo inferior, do qual faz parte o Módulo 3 de CI, tem comprimento total de 35,4 m e está fixo no revestimento por meio de um *Packer* instalado na sua extremidade superior. Os módulos de CI superior, intermediário e inferior, com comprimentos de 13,913, 15,900 e 12,741 m, estão instalados nas profundidades de 5289, 5459 e 5571 m. Os três módulos de CI encontram-se no trecho do revestimento de 9<sup>5</sup>/<sub>8</sub>” 53,5 lb/pé (drift de 8,379”).

O “Poço B”, que se encontra em lâmina d’água de 2131 m e com profundidade final de 5075 m, possui dois módulos de CI. O trecho da coluna no intervalo superior, do qual faz parte o Módulo 1 de CI, instalado entre dois *Packers*, tem comprimento total de 109,4 m. O trecho da coluna no intervalo inferior, do qual faz parte o Módulo 2 de CI, tem comprimento total de 127,6 m e está fixo no revestimento por meio de um *Packer* instalado na sua extremidade superior. Os

módulos de CI superior e inferior, com comprimentos de 13,019 e 12,906 m, estão instalados nas profundidades de 4827 e 4940 m. Os dois módulos de CI encontram-se no trecho do revestimento de 9<sup>5</sup>/<sub>8</sub>" 53,5 lb/pé (drift de 8,379").

Já o "Poço C", que se encontra em lâmina d'água de 2022 m e com profundidade final de 5813 m, possui três módulos de CI. O trecho da coluna no intervalo superior, do qual faz parte o Módulo 1 de CI, instalado entre dois *Packers*, tem comprimento total de 176,6 m. O trecho no intervalo intermediário, que contém o Módulo 2 de CI, também instalado entre dois *Packers*, possui comprimento de 159,2 m. O trecho da coluna no intervalo inferior, do qual faz parte o MÓDULO 3 de CI, tem comprimento total de 36,5 m e está fixo no revestimento por meio de um *Packer* instalado na sua extremidade superior. Os módulos de CI superior, intermediário e inferior, com comprimentos de 20,692, 17,096 e 14,343 m, estão instalados nas profundidades de 5433, 5613 e 5775 m. Os três módulos de CI encontram-se no trecho do revestimento de 9 <sup>7</sup>/<sub>8</sub>" 66,9 lb/pé (drift de 8,5").

Adicionalmente às informações fornecidas por meio dos *tallys* de montagem dos poços, foi realizada uma visita da equipe da PUC-Rio às instalações da fornecedora do módulo de CI para observar *in loco* o posicionamento das linhas de controle. Nesta ocasião foram obtidas dimensões adicionais dos componentes de CI que ainda não haviam sido disponibilizadas pela Petrobras. As informações obtidas na visita técnica foram incorporadas às análises.

O módulo de CI objeto da análise para o poço injetor do Campo 01 é detalhado na Tabela 0.1. Ele representa o sistema de CI instalado no intervalo intermediário da completação. Entretanto, o protetor de cabos, que não faz parte do sequenciamento de montagem do "Poço A", foi incluído de forma a reproduzir-se no estudo a montagem apresentada, durante visite técnica.

Os componentes dos módulos de CI analisados para o "Poço B" e "Poço C", dos Campos 02 e 03, respectivamente, são apresentados na Tabela 0.2. Utilizou-se na análise destes poços os mesmos desenhos e modelos digitalizados (CAD e Elementos Finitos) do Protetor de Cabos (*Splice-Sub*), Mandril de PDG e Válvula empregados nas simulações do "Poço A". As diferenças entre o módulo de CI dos poços estão não só no posicionamento do Protetor de Cabos mas na presença de um tubo curto de 4 <sup>1</sup>/<sub>2</sub>" abaixo do *Packer* (topo do módulo) e no tubo de produção de 4 <sup>1</sup>/<sub>2</sub>" que tornam tanto os módulos de CI quanto as colunas de injeção destes poços estruturalmente mais flexíveis do que o do Campo 01.

**Tabela 0.1 - Componentes do módulo de CI analisado para o “Poço A”**

Nº	COMPONENTE	MEDIDA (mm)	MAX OD (mm)	ID (mm)
1	Protetor de cabos - 5 1/2" - 23 lb/pé	370	182,3	98,5
2	Mandril PDG duplo (anular e coluna) - 4 1/2" - 13,5 lb/pé	2.410	160,5	98,2
3	Válvula ICV - 4 1/2" - 13,5 lb/pé	3.762	181,0	95,3
4	Tubo Curto - 4 1/2" - 13,5 lb/pé	1.210	126,2	98,5
5	Redução - 4 1/2" - 13,5 lb/pé cx x 5 1/2" - 23 lb/pé pin	1.176	139,7	98,5
6	Tubo de Produção - 5 1/2" - 23 lb/pé	12.400	156,4	118,6

**Tabela 0.2 - Componentes do módulo de CI analisado para os “Poços B e C”**

Nº	COMPONENTE	MEDIDA (mm)	MAX OD (mm)	ID (mm)
1	Tubo Curto - 4 1/2" - 13,5 lb/pé	1.210	126,2	98,5
2	Mandril PDG duplo (anular e coluna) - 4 1/2" - 13,5 lb/pé	2.410	160,5	98,2
3	Válvula ICV - 4 1/2" - 13,5 lb/pé	3.762	181,0	95,3
4	Tubo Curto - 4 1/2" - 13,5 lb/pé	1.210	126,2	98,5
5	Protetor de cabos - 4 1/2" - 23 lb/pé	370	182,3	98,5
6	Tubo Curto - 4 1/2" - 13,5 lb/pé	1.210	126,2	98,5
7	Tubo de Produção - 4 1/2" - 13,5 lb/pé	12.400	126,2	98,5

A Figura 0.1 apresenta o modelo do módulo de CI do “Poço A” cujos componentes estão listados na Tabela 0.1. O comprimento total do conjunto é de 21,3 m. As Figuras 2.2 – 2.4 mostram em detalhe os componentes do módulo, respectivamente o protetor de cabos (*splice-sub*), o mandril de PDG e a válvula.

As dimensões dos furos oblongos de abertura da válvula utilizada no “Poço A” foram informadas pela Petrobras e reproduzidos na Tabela 0.3. A válvula ICV estudada possui quatro conjuntos de sete furos ao longo de geratrizes defasadas de 90°. O sétimo furo pode ser aberto parcialmente com uma largura de 6,9 mm, adicionando uma oitava posição de estrangulamento do fluxo e permitindo a injeção com uma razão de área em relação à seção transversal interna da válvula de 62% (razão de área acumulada).





**Figura 0.1 – Modelagem em CAD do Módulo de Injeção de CI analisado**



**Figura 0.2 - Protetor de cabos.**



**Figura 0.3 - Mandril de PDG presente no módulo de CI.**



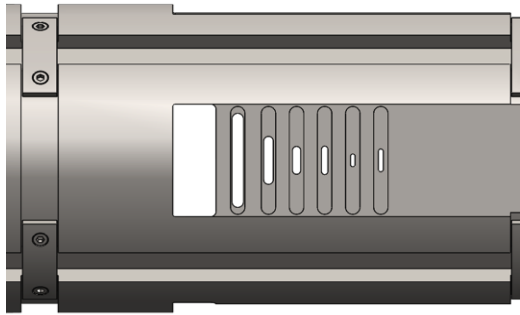
**Figura 0.4 - Válvula ICV utilizada nas análises numéricas.**

**Tabela 0.3 - Dimensões dos furos oblongos de abertura das válvulas do “Poço A” (Fonte: Petrobras).**

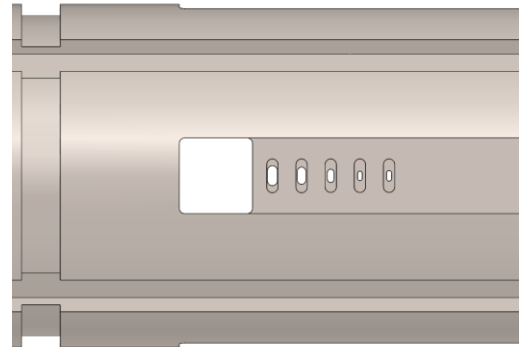
FURO	LARGURA (mm)	COMPRIMENTO (mm)	RAIO DE ADOÇAMENTO (mm)	ÁREA (mm <sup>2</sup> )	RAZÃO DE ÁREA (%)
1	13,2	2,8	1,4	35,2	2,0
2	7,4	2,5	1,3	17,3	3,0
3	16,5	3,6	1,8	56,0	6,2
4	16,3	4,6	2,3	69,8	10,1
5	27,8	5,3	2,6	142	18,2
6	54,6	6,4	3,2	338	37,0
7	65,2	17,0	1,3	1105	99,0

A Figura 0.5 apresenta detalhes do modelo em CAD da válvula, em particular do *flow trim* que foi empregado nos estudos de dinâmica dos fluidos computacional descritos posteriormente. O módulo de CI já montado que foi apresentado pela fornecedora durante a visita à sua base em Macaé possuía uma válvula com *flow trim* diferente do descrito na Tabela 0.3. A Figura 0.6 apresenta um detalhe da furação da válvula montada apresentada durante visita técnica. As dimensões desta furação foram medidas pela equipe da PUC-Rio. Do ponto de vista das análises numéricas estrutural e de dinâmica dos fluidos, as diferenças entre os dois modelos não acarretam variações significativas nos resultados das análises para os injetores com CI dos “Poços A e B”. Para o “Poço C” não há informações específicas sobre o *flow trim* das suas válvulas de CI. Desta forma, assumiu-se *flow trim* similar ao do “Poço B”.

Observa-se também que as linhas metálicas de ¼” são revestidas por um tubo de PTFE (Teflon®) reforçado por material cerâmico (até 25%), com diâmetro externo e interno de, respectivamente, 7,0 e 9,0 mm ( $\pm 0,3$  mm). A forma como as linhas de controle revestidas são acondicionadas e fixadas em rasgos laterais no corpo da válvula, particularmente próximo à sua descarga onde os efeitos locais do escoamento (vorticidades) responsáveis pela indução da vibração nestas linhas são mais acentuados.



**Figura 0.5 - Detalhe do flow trim no modelo digital (CAD) da válvula ICV utilizada na completção inteligente do "Poço A"**



**Figura 0.6 - Detalhe do flow trim da válvula ICV utilizada na completção inteligente de um "Poço B"**

## 2.2

### Fluidos de Injeção e Parâmetros do Escoamento no Fundo

Na onde  $\rho$  e  $\mu$  são a massa específica e viscosidade dinâmica do fluido, respectivamente, nas condições de pressão e temperatura de fundo,  $V$  é a velocidade média do fluido, coluna ou anular, e  $D_h$  é o diâmetro hidráulico, definido de acordo com a Equação 2.2.

Tabela 0.4 são apresentadas a composição e propriedades dos gases de injeção considerados no presente estudo referente ao "Poço A" e aos demais poços injetores. Nela, podem ser observadas as variações nas propriedades da composição devido as condições termodinâmicas nas quais o fluido será injetado. Ou seja, considerando uma vazão volumétrica nominal de 4,5 MMm<sup>3</sup>/d, têm-se uma vazão volumétrica no fundo de 0,112 m<sup>3</sup>/s, com massa específica e viscosidade de fundo iguais a 640 kg/m<sup>3</sup> e 0,234 cP, respectivamente.

Desta forma, ao avaliar o número de Reynolds ( $Re$ ), razão entre as forças de inércia pelas viscosas, definido de acordo com a equação 2.1, para escoamentos na coluna ou anular, observa-se valores na ordem de  $10^6$ , ou seja, o escoamento deve ser caracterizado como totalmente turbulento (o escoamento em tubos é considerado turbulento para números de Reynolds superiores a 2.300 [11-12]). Os modelos de turbulência utilizados nas análises em CFD serão discutidos no Capítulo 4.

$$Re = \frac{\rho U D_h}{\mu} \quad (2.1)$$

onde  $\rho$  e  $\mu$  são a massa específica e viscosidade dinâmica do fluido, respectivamente, nas condições de pressão e temperatura de fundo,  $V$  é a velocidade média do fluido, coluna ou anular, e  $D_h$  é o diâmetro hidráulico, definido de acordo com a Equação 2.2.

**Tabela 0.4 - Dados dos fluidos de injeção (Fontes: Petrobras e análise da PUC-Rio pelo método AGA 8).**

Casos Estudados		Poço Piloto			Poço B			Poço A	
Vazão Nominal	Injeção (MMm3/d)	0,5	2,3	3,5	2,0	3,0	3,5	3,5	4,5
Condições de Fundo	Pressão (kgf/cm2)	500	500	500	800	800	800	794	801
	Temperatura (°C)	70	70	70	41,5	41,5	41,5	41,1	41,9
Tubo/Válvula	OD Coluna (pol.)	3,5	3,5	3,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5
	ID Coluna (pol.)	2,992	2,992	2,992	3,92	3,92	3,92	3,92	3,92
	OD Revestimento (pol.)	7,000	7,000	7,000	9,625	9,625	9,625	9,625	9,625
	ID Revestimento (pol.)	6,094	6,094	6,094	8,535	8,535	8,535	8,535	8,535
	OD Válvula na Descarga (pol.)	4,575	4,575	4,575	7,126	7,126	7,126	7,126	7,126
	Área da Parede do Tubo (m2)	1,67E-03	1,67E-03	1,67E-03	2,47E-03	2,47E-03	2,47E-03	2,47E-03	2,47E-03
	Área Escoamento Tubo (m2)	4,54E-03	4,54E-03	4,54E-03	7,79E-03	7,79E-03	7,79E-03	7,79E-03	7,79E-03
	Área do Anular Tubo (m2)	1,26E-02	1,26E-02	1,26E-02	2,67E-02	2,67E-02	2,67E-02	2,67E-02	2,67E-02
Área do Anular na Descarga da Válv. (m2)	8,21E-03	8,21E-03	8,21E-03	1,12E-02	1,12E-02	1,12E-02	1,12E-02	1,12E-02	
Composição do Gás	CO2	82,45%	29,05%	29,05%	16,00%	16,00%	16,00%	45,37%	45,37%
	H2S	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%
	Nitrogênio	0,11%	0,58%	0,58%	0,83%	0,83%	0,83%	0,23%	0,23%
	Metano	12,80%	55,63%	55,63%	66,41%	66,41%	66,41%	38,65%	38,65%
	Etano	4,65%	7,17%	7,17%	6,24%	6,24%	6,24%	6,05%	6,05%
	Propano	0,00%	4,72%	4,72%	7,21%	7,21%	7,21%	5,49%	5,49%
	i-Butano	0,00%	0,75%	0,75%	0,95%	0,95%	0,95%	1,01%	1,01%
	n-Butano	0,00%	1,38%	1,38%	1,60%	1,60%	1,60%	2,26%	2,26%
	i-Pentano	0,00%	0,25%	0,25%	0,68%	0,68%	0,68%	0,36%	0,36%
	n-Pentano	0,00%	0,40%	0,40%	0,04%	0,04%	0,04%	0,51%	0,51%
	n-Hexano	0,00%	0,05%	0,05%	0,04%	0,04%	0,04%	0,00%	0,00%
n-Heptano	0,00%	0,02%	0,02%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	
Outros	< 0,01%	< 0,01%	< 0,01%	< 0,01%	< 0,01%	< 0,01%	< 0,01%	< 0,01%	
Total	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	
Condições Padrão (1 atm / 15 °C)	Massa Molecular	39,8	27,9	27,9	25,0	25,0	25,0	33,0	33,0
	Densidade (kg/m3)	1,66	1,16	1,16	1,04	1,04	1,04	1,38	1,38
	Vazão Nominal (Nm3/s)	5,79	26,6	40,5	23,1	34,7	40,5	40,5	52,1
	Vazão Mássica (kg/s)	9,61	31,0	47,1	24,2	36,3	42,3	55,9	71,8
Condições de Fundo	Densidade (kg/m3)	752	437	437	464	464	464	640	640
	Viscosidade (cP)	0,0796	0,0486	0,0486	0,0860	0,0860	0,0860	0,234	0,234
	Coefficiente de Expansão Adiabática	1,26	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24
	Velocidade do Som (m/s)	300	357	357	360	360	360	313	313
Escoamento (fundo)	Vazão Volumétrica no Fundo (m3/s)	0,0128	0,0710	0,108	0,0521	0,0782	0,0912	0,0873	0,112
	Velocidade do Fluido no Tubo (m/s)	2,82	15,6	23,8	6,69	10,0	11,7	11,2	14,4
	Número de Reynolds no Tubo	2,0E+06	1,1E+07	1,6E+07	3,6E+06	5,4E+06	6,3E+06	3,1E+06	3,9E+06
	Velocidade do Fluido no Anular (m/s)	1,56	8,64	13,1	4,66	6,99	8,16	7,80	10,0
	Número de Reynolds no Anular	5,7E+05	3,0E+06	4,6E+06	9,0E+05	1,3E+06	1,6E+06	7,6E+05	9,8E+05
	Número de Mach no Tubo	0,01	0,04	0,07	0,02	0,03	0,03	0,04	0,05

$$D_h = \frac{4A}{Per} \quad (2.2)$$

sendo  $A$  e  $P$  a área transversal e perímetro molhado no qual ocorre o escoamento.

Avaliando o número de Mach ( $M$ ), razão entre a velocidade média relativa do fluido e velocidade do som no meio, como definido na Equação 2.3, observa-se que seus valores médios são da ordem de 0.05. De acordo com a literatura [11-12], a compressibilidade do fluido deve ser considerada para  $M$  a partir de 0.30, ou seja, o escoamento pode ser caracterizado como incompressível. Por hipótese, considera-se que o domínio está em equilíbrio térmico e, portanto, a transferência de calor pode ser desprezada.

No entanto, após passagem do fluido pelo *flow trim*, o mesmo é acelerado devido ao escoamento em áreas menores. Portanto, após resolução do problema,

a hipótese de incompressibilidade deve ser verificada considerando o maior número de Mach do modelo estudado.

$$M = \frac{U_f}{U_s} \quad (2.3)$$

onde  $U_f$  e  $U_s$  são as velocidades do fluido e do som no meio, respectivamente.

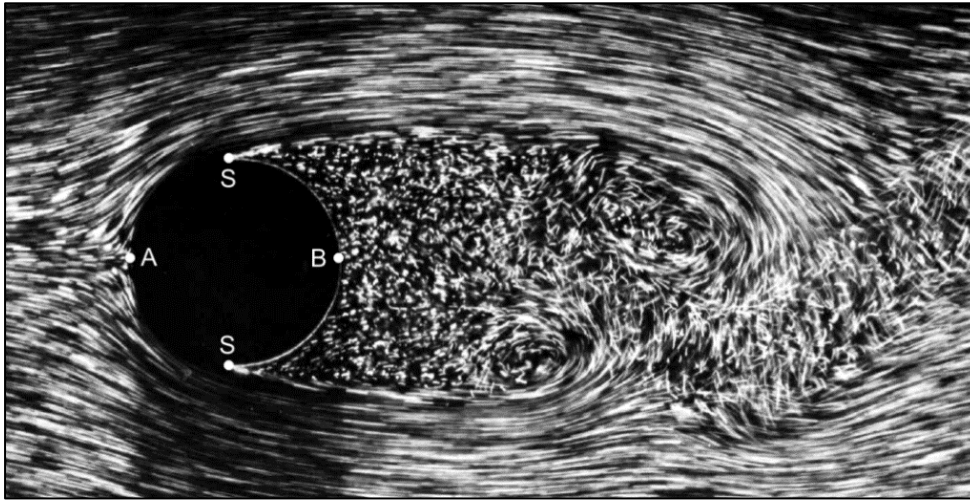
Quanto às condições de contorno, definidas no software de CFD, utilizou-se velocidade prescrita e gradiente de pressão nulo na entrada do domínio (interno a tubulação), gradiente de velocidade nulo e pressão relativa nula na saída do domínio (anular), condições de não deslizamento nas paredes e  $\kappa$  e  $\mathcal{E}$  definidos conforme recomendado pelo software.

Desta forma, após caracterização do escoamento, torna-se importante destacar os efeitos da vibração induzida pelo escoamento devido aos desprendimentos de vórtices após a passagem de um fluido no entorno de uma estrutura. Essas vibrações podem levar a estrutura à falha por fadiga ou por ruptura estática. Portanto, à medida que uma corrente de fluido se aproxima das linhas de controle, o fluxo se divide em dois, escoando em torno da geometria das linhas. Camadas limites viscosas se desenvolvem a partir do ponto de estagnação frontal (ponto "A" da Figura 0.7) enquanto o fluido estiver em contato com a parede externa das linhas. A geometria das linhas gera um gradiente de pressão adverso que age sobre o perfil viscoso da camada limite provocando a separação do fluido da parede externa nos pontos de separação (pontos "S" da Figura 0.7) presentes em ambos os lados. O campo de pressões ao longo das linhas de controle tem seu valor máximo no ponto de estagnação e seu valor mínimo na região localizada atrás dos pontos de separação. O arco na base das linhas de controle entre os dois pontos de separação engloba uma região de separação onde o fluxo sofre uma recirculação devida ao gradiente de pressões, nessa região ocorre a formação dos vórtices.

Este mecanismo de vibração induzida pelo escoamento ocorre em todo corpo submerso a um meio no qual ocorre o fluxo cruzado com o mesmo. No entanto, diferentes geometrias possuem diferentes comportamento sob este tipo de excitação. Desta forma, a fim de quantificar este efeito em cada geometria, tem-se o número de Strouhal ( $St$ ), número adimensional definido de acordo com a Equação (2.4), que descreve a geometria do corpo.

$$St = f \frac{D_h}{U} \quad (2.4)$$

onde  $f$  é a frequência dos vórtices gerados pelo escoamento,  $D_h$  é o comprimento característico do corpo, no caso de um cilindro, seu diâmetro, e  $U$  é a velocidade a montante do cilindro.



**Figura 0.7 - Visualização do escoamento com um  $Re=2000$  em torno de um cilindro [13].**

Portanto, conforme indicado na Figura 0.8, a simetria da válvula é comprometida devido a passagem de três linhas de controle por um lado e uma linha de controle por outro. Entretanto, segundo referências na literatura [14-15], cilindros submetidos a um escoamento cruzado apresentam número de Strouhal de aproximadamente 0,2 para a faixa de números de Reynolds relevantes neste estudo, enquanto conjuntos de cilindros posicionados lateralmente apresentam número de Strouhal de aproximadamente 0,1. O primeiro caso corresponde ao de uma única linha de controle no rasgo lateral da válvula, e o segundo ao de um conjunto de linhas de controle dispostas em um mesmo rasgo. Sendo assim, espera-se que as frequências dos vórtices gerados pelo escoamento cruzado em uma linha de controle isolada seja de, em média, duas vezes superior à das produzidas em torno de um conjunto de tubos posicionados lado a lado. Logo, como será apresentado posteriormente, as análises foram realizadas considerando apenas uma linha de controle, devido a maior criticidade da mesma.

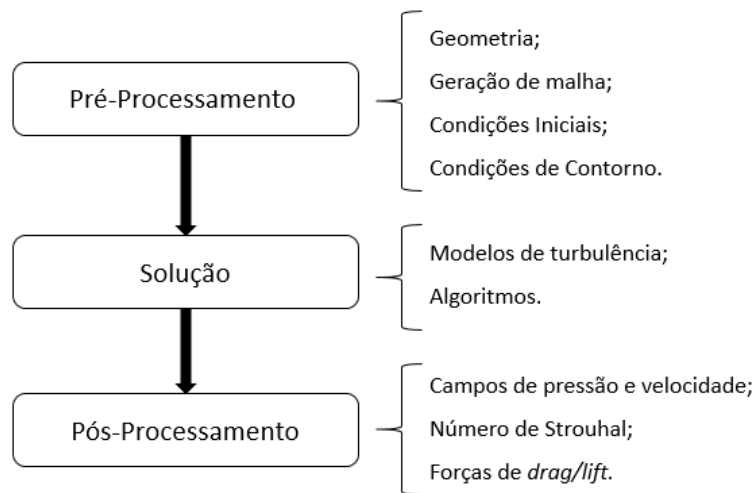


**Figura 0.8 - Válvula ICV 4 ½” e acondicionamento das linhas de controle em seu corpo.**

### **2.3 Modelo Computacional**

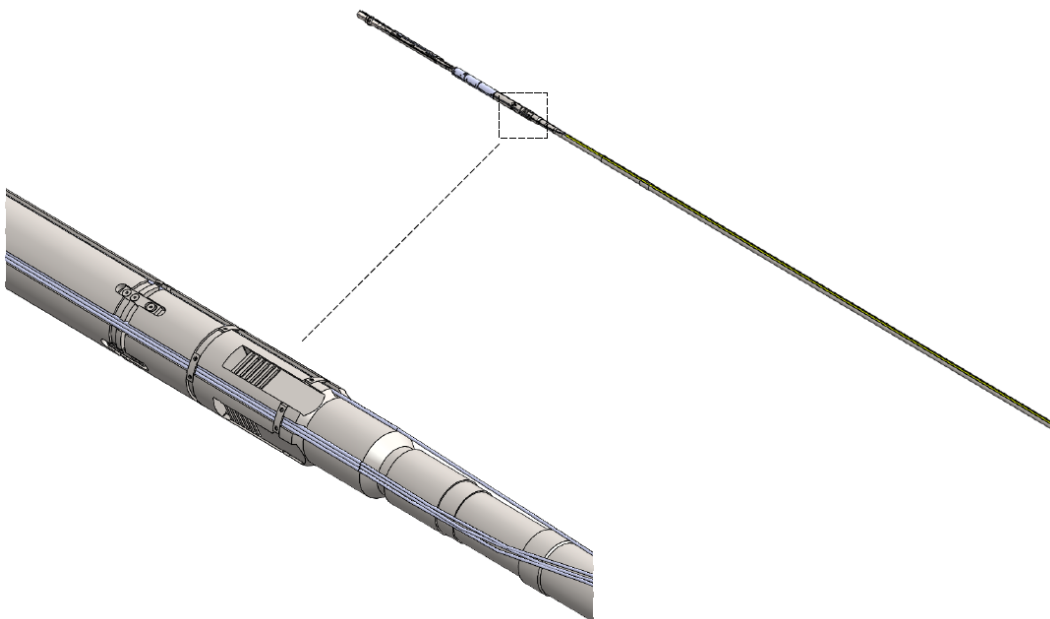
O fluxograma da simulação numérica de CFD, conforme apresentado na Figura 0.9, pode ser dividida em três etapas: (i) o pré-processamento, que inclui a geração de geometria e malha, configuração de parâmetros do escoamento, condições iniciais e de contorno; (ii) a solução propriamente dita, que consiste na obtenção da solução numérica das equações que modelam matematicamente o escoamento; (iii) o pós-processamento, que consiste na visualização, processamento e análise dos resultados. Nestas três etapas, os códigos utilizados foram o SolidWorks® e Ansys® (para a geração da geometria e malha da válvula, respectivamente), o OpenFOAM® (para pré-processamentos e solução propriamente dita), e o Paraview® (para visualização dos resultados).





**Figura 0.9 - Fluxograma básico para análises em CFD.**

Para as análises da dinâmica do escoamento, foi retirada uma seção da coluna de injeção a fim de reduzir o custo computacional no processo da geração de malha sem que ocorram perdas nos resultados numéricos. O domínio computacional, apresentado na Figura 0.10, corresponde a um trecho de 2,0 m do módulo de CI intermediário apresentado na Tabela 0.1.



**Figura 0.10 - Trecho do módulo de CI analisado.**

As dimensões dos furos oblongos de abertura da válvula utilizada no “Poço A” foram informadas pela Petrobras e reproduzidos na Tabela 0.3. Apesar da Válvula apresentar sete rasgos (totalizando oito posições para o controle do fluxo),

as análises de injeção foram realizadas considerando a VCF completamente aberta.

A Figura 0.5 apresenta detalhes do modelo em CAD da válvula, em particular do *flow trim* que foi empregado nos estudos de dinâmica dos fluidos computacional modelados a partir de informações cedidas pela Petrobras. A Figura 0.6 apresenta um detalhe da furação da válvula montada pela fornecedora em sua base. As dimensões destes furos foram medidas pela equipe da PUC-Rio (ver Tabela 0.5) e empregadas nas simulações específicas para os “Poços A, B e C”. Do ponto de vista das análises numéricas estrutural e de dinâmica dos fluidos, as diferenças entre os dois modelos não acarretam variações significativas nos resultados das análises para os injetores com CI dos campos de injeção estudados.

**Tabela 0.5 - Dimensões dos furos oblongos de abertura das válvulas dos “Poços B e C”.**

FURO	LARGURA (mm)	COMPRIMENTO (mm)	RAIO DE ADOÇAMENTO (mm)	ÁREA (mm <sup>2</sup> )	RAZÃO DE ÁREA (%)
1	4,6	3,2	1,6	13	0,7%
2	5,1	3,2	1,6	14	1,5%
3	7,4	3,2	1,6	22	2,7%
4	8,6	3,2	1,6	25	4,1%
5	9,1	4,1	2,0	34	6,0%
6	39	33	2,8	1300	78.0%

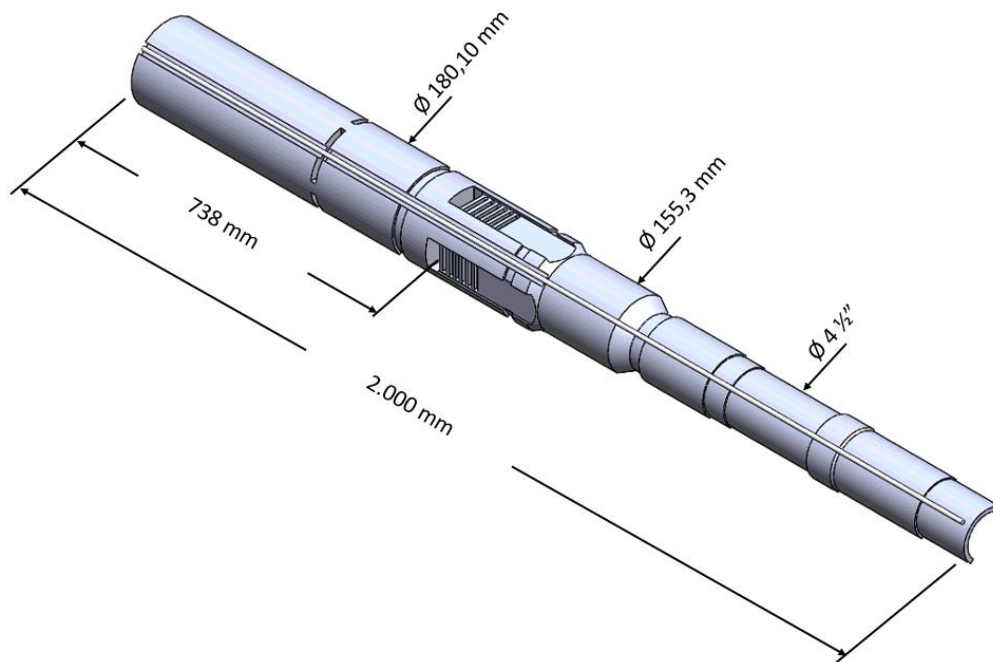
## 2.4 Simplificações Geométricas

Como comentado anteriormente, o comprimento do domínio computacional utilizado foi igual a 2,0 m. Segundo a ANSI/ISA 75.02 [16], espera-se que o escoamento se torne completamente desenvolvido em trechos retos iguais a  $6D_h$  ( $D_h$  - diâmetro hidráulico, definido na sequência por meio da Equação 2.2). Portanto, considerando o espaço anular da configuração analisada, o comprimento escolhido é satisfatório.

A fim de aproveitar a simetria azimutal do componente, a malha fora gerada em uma seção de 180° do modelo. Esta simplificação, representada na Figura 0.11, impõe uma significativa economia em termos de custo computacional, possibilitando o devido refinamento da malha nas regiões mais críticas, como os

rasgos de passagem do fluido. Observa-se que a linha de controle não foi suprimida do modelo.

Devido a injeção da composição de gases a alta vazão (3,5 e 4,5 MMm<sup>3</sup>/d) e geometria do componente, espera-se que a separação da camada limite aconteça predominantemente nas saídas dos rasgos de passagem de fluidos. Desta forma, esta região exige um maior refinamento da malha computacional a fim de evitar erros numéricos na avaliação dos campos de velocidade e pressão, utilizados posteriormente na determinação do espectro de excitação provocados na válvula.



**Figura 0.11 - Geometria simplificada utilizada nas simulações CFD. Nota-se, conforme indicado anteriormente, a análise numérica foi realizada considerando-se apenas uma linha de controle.**

## 3 Dinâmica dos Fluidos Computacional

A dinâmica dos fluidos computacional (CFD, do inglês *Computational Fluid Dynamics*) é uma parte da mecânica dos fluidos na qual avalia o escoamento, ou demais processos fluidodinâmicos, a partir da solução numérica das equações de conservação que modelam o sistema, em um domínio discreto.

Neste capítulo são enunciados os princípios da modelagem numérica da dinâmica dos fluidos, entre os quais destacam-se equações de conservação de massa e quantidade de movimento, além da discretização do domínio de acordo com o método de volumes finitos.

### 3.1 Equações Diferenciais Governantes para Fluidos Newtonianos

As equações de conservação são deduzidas para expressar a variação de uma determinada grandeza física, como massa, energia e quantidade de movimento linear em um volume de controle proposto.

Conforme apresentado no Capítulo 2, para o caso estudado, as equações governantes devem considerar um escoamento isotérmico, incompressível, monofásico, turbulento e Newtoniano. A modelagem numérica do escoamento turbulento será discutida de forma mais detalhada no Capítulo 4.

Desta forma, no texto são desenvolvidas apenas as equações utilizadas para a resolução do escoamento através da VCF. Portanto, o software solucionou, basicamente, as equações de conservação de massa e Navier-Stokes.

#### 3.1.1 Conservação de Massa

Segundo a lei de conservação de energia, a quantidade total de energia em um sistema isolado permanece constante, ou seja, a energia é transferida entre diversos sistemas, no entanto, não é possível criá-la ou destruí-la.

A equação de conservação de massa pode ser escrita conforme apresentado na equação (3.1). Nesta, observa-se que o fluxo de massa, por

unidade de volume ( $\nabla \cdot \rho \mathbf{U}$ ) somadas à variação temporal da massa específica  $\left(\frac{\partial \rho}{\partial t}\right)$  é igual a zero.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \mathbf{U} = 0 \quad (3.1)$$

sendo,  $\rho$  a massa específica,  $\mathbf{U}$  o vetor velocidade atravessando e  $t$  o tempo.

Como o escoamento apresenta número de Mach inferior a 0.3, o mesmo pode ser modelado como incompressível. Desta forma, a equação (3.1) pode ser simplificada conforme indicado pela equação (3.2). Isto é, o fluxo líquido volumétrico é nulo.

$$\nabla \cdot \mathbf{U} = 0 \quad (3.2)$$

### 3.1.2 Conservação de Quantidade de Movimento Linear

A equação de conservação de quantidade de movimento linear, em sua forma diferencial, conforme apresentada na equação (3.3), pode ser obtida aplicando a segunda lei de Newton a uma partícula infinitesimal, ou seja, a aceleração da partícula é igual ao somatório das forças externas sobre a mesma.

O termo  $\left(\frac{D\mathbf{U}}{Dt}\right)$  corresponde à aceleração total da partícula, considerando efeitos das acelerações convectiva e local, enquanto os termos  $(\rho \mathbf{g})$ ,  $(\nabla p)$  e  $(\nabla \cdot \boldsymbol{\tau})$  indicam as forças de corpo, pressão e viscosa, respectivamente, exercidas sobre a partícula.

$$\rho \frac{D\mathbf{U}}{Dt} = \rho \mathbf{g} - \nabla p + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} \quad (3.3)$$

sendo  $\mathbf{g}$  o campo gravitacional,  $p$  a pressão e  $\boldsymbol{\tau}$  o tensor de tensões viscosas.

Considerando um fluido Newtoniano e um escoamento compressível, isto é, aplicando-se a lei constitutiva para um fluido Newtoniano, no qual a tensão viscosa é diretamente proporcional a taxa de deformação de um elemento de fluido, a equação de quantidade de movimento linear, conhecida como equação de Navier-Stokes, em notação vetorial, pode ser escrita conforme equação (3.4).

$$\nabla \cdot \left[ \mu \left( \nabla \vec{U} + (\nabla \vec{U})^T - \frac{2}{3} \lambda \nabla \cdot \vec{U} \right) \right] \quad (3.4)$$

Para escoamentos incompressíveis, o termo  $\nabla \cdot \mathbf{U}$ , de dilatação do elemento de fluido, é igual a zero, devido a equação da continuidade. Desta forma, a equação

de Navier-Stokes a ser resolvida para o caso estudado resume-se a forma apresentada na equação (3.5).

$$\rho \frac{DU}{Dt} = \rho \mathbf{g} - \nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{U} \quad (3.5)$$

### 3.2 Método Numérico

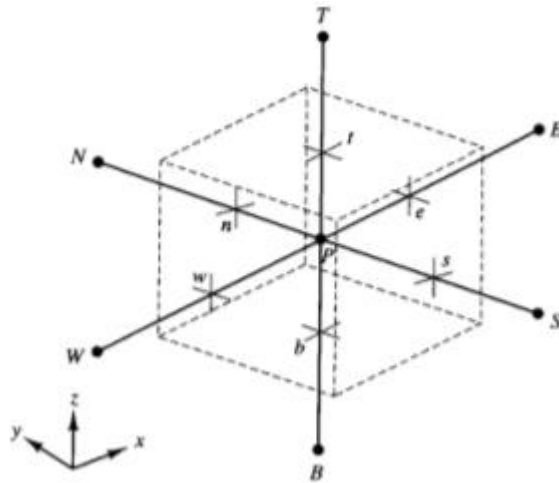
As equações de conservação apresentadas na seção 0 possuem solução analítica apenas para escoamentos simplistas e ideias. Desta forma, para escoamentos mais complexos, faz-se necessário o uso de métodos numéricos para determinar as propriedades do escoamento em cada ponto e instantes de tempo discreto.

O método numérico de volumes finitos consiste em dividir o domínio espacial de interesse em um número finito de volumes de controle (metodologia presente em diversos *softwares* como Fluent® e OpenFOAM®) no qual cada volume de controle é associado a um ponto nodal.

Considerando o volume de controle apresentado na Figura 0.1 e o fluxo de uma propriedade  $\phi$  através do mesmo, é possível obter o valor de  $\phi_P$  em função de seus vizinhos, conforme representado pela equação (3.6). De acordo com Patankar [16], os coeficientes  $a_i$  são referentes a difusão e convecção de  $\phi$ , enquanto o coeficiente  $b$  é referente a um termo de fonte, discutido na seção 0.

$$a_P \phi_P = a_N \phi_N + a_S \phi_S + a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_T \phi_T + a_B \phi_B + b \quad (3.6)$$

O método de volumes finitos consiste na integração das equações governantes no volume de controle elementar, logo tem-se o princípio de conservação integral (de massa, quantidade de movimento, energia, etc.) perfeitamente satisfeito para quaisquer grupos de volumes de controle, e, conseqüentemente, todo o domínio.



**Figura 0.1 - Volume de controle elementar com nó central  $P$ , faces  $n, s, e, w, b$  e  $t$  e nós vizinhos  $N, S, E, W, B$  e  $T$ . [29]**

### 3.2.1 Discretização

As equações que governam os fenômenos de transporte são formalmente idênticas. Desta forma, estas podem ser representadas por uma variável genérica  $\phi$  (esta pode assumir valores de velocidade, energia interna, energia cinética turbulenta, etc.) e escritas por uma única equação diferencial geral (equação 3.7).

Nesta, o termo  $\left(\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t}\right)$  corresponde a taxa de variação temporal de  $\phi$  por unidade de volume,  $(\nabla \cdot (\rho\mathbf{U}\phi))$  e  $(\nabla \cdot (\Gamma \nabla\phi))$  correspondem ao fluxo líquido convectivo e difusivo de  $\phi$ , respectivamente, e  $S(\phi)$  corresponde a taxa de variação de  $\phi$  devido a fontes.

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\mathbf{U}\phi) = \nabla \cdot (\Gamma \nabla\phi) + S(\phi) \quad (3.7)$$

onde  $\Gamma$  é o coeficiente de difusão associado a  $\phi$ . Esta grandeza também poderá assumir diferentes funções de acordo com a equação de conservação a ser analisada.

Integrando a equação (3.7) em um volume de controle ( $V_p$ ) e um intervalo de tempo ( $\Delta t$ ) e alterando-se a ordem de interpolação dependendo do termo, tem-se:

$$\int_t^{t+\Delta t} \left[ \frac{\partial}{\partial t} \int_{V_P} \rho \phi dV + \int_{V_P} \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \phi) dV - \int_{V_P} \nabla \cdot (\Gamma \nabla \phi) dV \right] dt \quad (3.8)$$

$$= \int_t^{t+\Delta t} \left( \int_{V_P} S(\phi) dV \right) dt$$

Aplicando-se o teorema de Gauss, para transformar as integrais de volume em integrais de superfícies, nos termos convectivo e difusivo obtém-se os fluxos avaliados nas faces dos volumes de controle, conforme apresentado nas equações (3.9) e (3.10). Posteriormente, somam-se as integrais resultantes em todo o volume de controle.

$$\int_{V_P} \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \phi) dV = \oint_{\delta V} dS \cdot (\rho \mathbf{U} \phi) = \sum_f S \cdot (\rho \mathbf{U})_f \phi_f = \sum_f F \phi_f \quad (3.9)$$

$$\int_{V_P} \nabla \cdot (\Gamma \nabla \phi) dV = \oint_{\delta V} dS \cdot (\Gamma \nabla \phi) = \sum_f S \cdot (\rho \Gamma)_f S \cdot (\nabla \phi)_f \quad (3.10)$$

onde o termo  $F = S \cdot (\rho \mathbf{U})_f$  representa a taxa mássica através da face  $f$ . A variável  $S$  representa o vetor normal a área da face do volume de controle.

A partir da formulação apresentada pelas equações acima, têm-se a avaliação da propriedade de interesse nas faces do volume de controle. No entanto, conforme apresentado na seção 0, o sistema de equações algébricas é resolvido para os pontos nodais do volume de controle. Desta forma, há a necessidade da aplicação de métodos de interpolação [28]. Os métodos utilizados na análise de escoamento da VCF serão discutidos na seção 0.

A respeito do termo de fonte ( $S(\phi)$ ), Patankar [17] descreve a importância da linearização do mesmo devido o sistema de equações gerado pelo método de discretização de volumes finitos não permitir equações de ordens superiores e a maior facilidade de tratamento do termo de fonte como linear quando comparado a termo constante. O termo de fonte linearizado é apresentado na equação (3.11).

$$\int_{V_P} S(\phi) dV = \int_{V_P} (S_C + S_P \phi) dV = S_C V_P + S_P \phi V_P \quad (3.11)$$

onde os termos  $S_C$  é o termo constante da fonte e  $S_P$  é o coeficiente linear de  $\phi_P$ . Obrigatoriamente,  $S_P < 0$ .

Desta forma, considerando as integrações no volume de controle infinitesimal, a equação (3.8) pode ser reescrita conforme apresentado na equação (3.12).



$$\int_t^{t+\Delta t} \left[ \left( \frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} \right)_P V_P + \sum_f F\phi_f - \sum_f S \cdot (\rho\Gamma)_f S \cdot (\nabla\phi_f) \right] dt \quad (3.12)$$

$$= \int_t^{t+\Delta t} (S_C V_P + S_P \phi_P V_P) dt$$

### 3.2.2 Esquemas de Interpolação

Uma questão importante a ser tratada em qualquer método numérico são as funções de interpolação utilizadas. Considerando o truncamento na série de Taylor, maiores acurácias numéricas podem ser atingidas usando esquemas de ordem mais altas, contudo, o aumento da ordem de interpolação pode causar problemas de instabilidades numéricas e soluções fisicamente irreais com o surgimento de oscilações.

Desta forma, segundo Patankar [16] e Malalasekera [17], a escolha do esquema de interpolação espacial devem seguir algumas propriedades, nas quais, destacam-se a conservação do fluxo de  $\phi$  na interface dos volumes de controle, ou seja, fluxo na saída de um volume de controle deverá ser igual a entrada em seu adjacente, coeficientes da equação de discretização devem ser positivos e, para em casos de problemas convectivos, o esquema deve ser influenciado pela direção do escoamento, assim como seus efeitos nos pontos nodais adjacentes.

Dentre os diversos métodos utilizados na literatura, neste trabalho optou-se pelo uso dos esquemas *Upwind*, de 1ª ordem, *Second Order Upwind* e *QUICK*, de 2ª ordem.

A respeito do termo transiente, presente nas simulações em LES, optou-se pelo uso da metodologia Crank-Nicolson, de 2ª ordem, conforme explicado na seção 0.

#### 3.2.2.1 Esquema Upwind

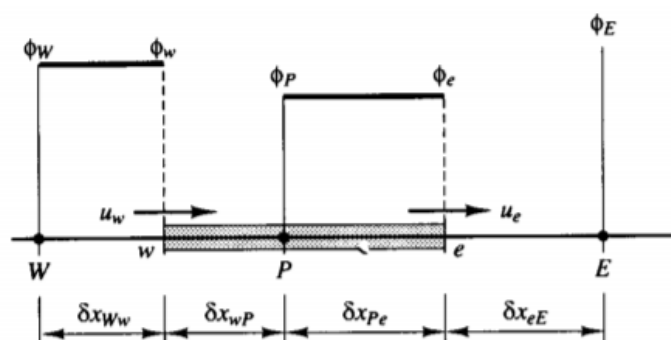
Quando comparado ao esquema CDS, para escoamentos convectivos, o esquema *Upwind*, proposto por Spalding, resolve a deficiência do aparecimento de coeficientes negativos na equação de discretização (equação 3.6), e a incapacidade de identificar a direção do fluxo. Ou seja, dado um escoamento, conforme representado na Figura 0.2, o método *Upwind* reconhece a maior

influência do ponto nodal  $W$ , em relação ao ponto nodal  $P$ , no fluxo através da face  $w$ .

Portanto, para o caso ilustrado, o valor de  $\phi$  nas faces do volume de controle são iguais ao valor de  $\phi$  no ponto nodal a montante. Desta forma garante-se a conservação dos fluxos na face, todos os coeficientes positivos e a utilização da direção do fluxo.

$$\phi_w = \phi_W \quad (3.13)$$

$$\phi_e = \phi_P \quad (3.14)$$



**Figura 0.2 - Direção do escoamento no domínio discretizado [18].**

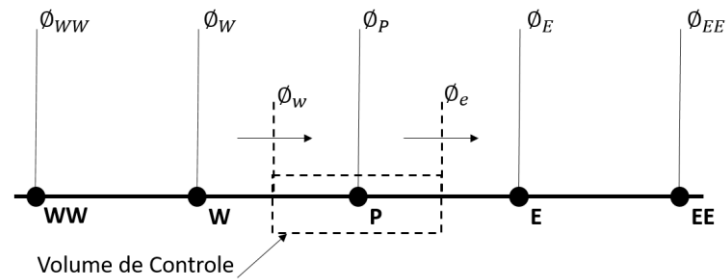
No entanto, o esquema *Upwind* possui acurácia de 1ª ordem, conseqüentemente, em casos multidimensionais no qual a malha não está alinhada com a direção do escoamento, há a possibilidade da ocorrência de falsa difusão, erro numérico introduzido na solução devido a interpolação.

O erro numérico tende a diminuir de acordo com o refinamento da malha, no entanto, para que o mesmo não ocorra, malhas extremamente refinadas deverão ser geradas, inviabilizando a solução devido ao alto custo computacional.

### 3.2.2.2 Esquema Upwind Linear

O método *Upwind* Linear (LUD, do inglês Linear Upwind Differencing), parte das mesmas premissas utilizadas no método *Upwind*, contudo, a função de interpolação é truncada no termo de segunda ordem da série de Taylor. Por esta razão, este esquema também é conhecido como *Upwind* de segunda ordem.

Este esquema utiliza uma diferenciação finita de três pontos a montante do ponto nodal  $P$  para avaliação dos fluxos nas faces, conforme volume de controle representado na Figura 0.3.



**Figura 0.3 - Direção do escoamento no domínio discretizado utilizado no esquema LUD.**

Desta forma, considerando escoamento na direção indicada, os valores de  $\phi$  nas faces do volume de controle podem ser descritos de acordo com as equações 3.15 e 3.16. Nestas, observa-se que, assim como o *Upwind*, o esquema LUD depende a direção do fluxo.

$$\phi_w \approx \frac{3\phi_W - \phi_{WW}}{2} \quad (3.15)$$

$$\phi_e = \frac{3\phi_P - \phi_W}{2} \quad (3.16)$$

### 3.2.2.3 Esquema QUICK

O método QUICK (do inglês, Quadratic Upstream Interpolation for Convective Kinetics), assim como o esquema LUD, utiliza uma interpolação com dois pontos a montante do ponto nodal do volume de controle. Contudo, neste método, a interpolação entre os pontos nodais e fluxo na face é realizado por meio de uma função quadrática (Figura 0.4).

As equações 3.17 e 3.18 apresentam a avaliação dos fluxos nas faces do volume de controle considerando a formulação proposta.

$$\phi_w \approx \frac{6\phi_W + 3\phi_P - \phi_{WW}}{8} \quad (3.17)$$

$$\phi_e \approx \frac{6\phi_P + 3\phi_E - \phi_W}{8} \quad (3.18)$$

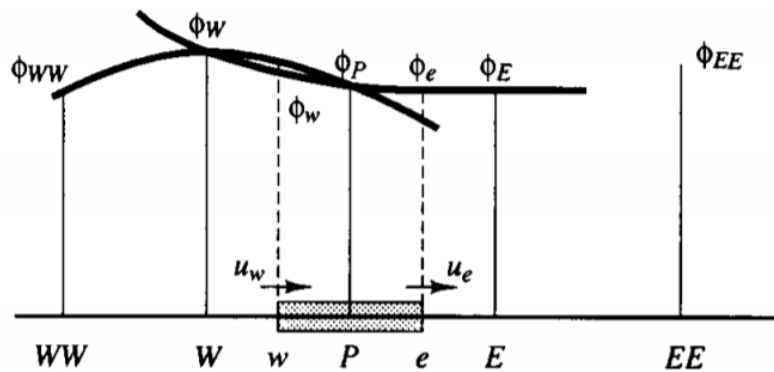


Figura 0.4 - Perfis de interpolação utilizados no esquema QUICK [18].

### 3.2.2.4 Esquema Crank-Nicolson

Caso o termo transiente do modelo não seja desprezado, a equação 3.6 pode ser reescrita conforme apresentado na equação 3.19, considerando um caso unidimensional. Nesta, as constantes  $\phi_i$  e  $\phi_i^0$  representam o valor da variável  $\phi$  nos instantes de tempo atual e anterior.

$$\begin{aligned} a_P \phi_P = & a_E [f \phi_E + (1 - f) \phi_E^0] + a_W [f \phi_W + (1 - f) \phi_W^0] \\ & + [a_P^0 - (1 - f) a_E - (1 - f) a_W] \phi_P^0 \end{aligned} \quad (3.19)$$

Sendo assim, dependendo do valor da variável  $f$ , o problema transiente poderá ser resolvido por diferentes metodologias. As três formulações amplamente adotadas em CFD são:

- $f = 0$  – Euler explícito;
- $f = 0,5$  – Crank-Nicolson;
- $f = 1$  – Euler totalmente implícito.

Desta forma, conforme recomendado por Patankar [17], o método de Crank-Nicolson foi utilizado nas simulações em LES pois apresenta uma melhor acurácia para pequenos avanços no tempo.

## 3.3 Acoplamento Velocidade-Pressão

Para determinar os campos de velocidade e pressão é necessário resolver as equações de conservação de massa e quantidade de movimento linear. Desta forma, faz-se necessário a utilização de algoritmos para resolver o acoplamento da velocidade e pressão respeitando equação da continuidade. Neste trabalho foram utilizados os códigos SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure Linked

Equations) [17] e PISO (Pressure Implicit Splitting of Operators) [30] para as análises em regime permanente e transiente, respectivamente.

### 3.4 Solução das Equações Algébricas

A discretização numérica das equações governantes do escoamento resultam em sistemas algébricos de  $n$  equações lineares que necessitam ser solucionados. Cada discretização de  $\phi$  conduz a uma equação na forma matricial do tipo

$$A\phi = b \quad (3.21)$$

onde a matriz  $A$  é composta pelos coeficientes  $a_i$  do esquema numérico de discretização,  $\phi$  é o vetor da propriedade nos nós a determinar e  $b$  o vetor relativo as fontes [29].

Para resolver este sistema, métodos diretos ou iterativos podem ser utilizados. Os métodos diretos (LU, Cholesky) fazem a inversão completa da matriz  $A$  no entanto apresentam elevado custo computacional. Já os métodos iterativos são baseados na transformação do sistema linear em um procedimento iterativo em que, a partir de uma estimativa inicial, pode conduzir a solução desejada. Como geram menor custo computacional, principalmente referente a memória, estes métodos são amplamente utilizados em CFD [25].

Para a solução dos sistemas algébricos gerados neste trabalho, utilizou o método GAMG (generalised geometric-algebraic multigrid), que utiliza o método Gauss-Seidel acoplado a um método Multigrid, conforme explicado no apêndice A, permite realocar os erros globais, usando sucessivamente malhas mais grosseiras. Por conseguinte, estes métodos baseiam-se no princípio de que os erros globais, de menor frequência, existentes em malhas mais refinadas podem ser representados numa malha mais grosseira, onde também estão acessíveis os erros locais de maior frequência. Assim sendo, a propagação das correções globais dá-se com maior eficácia em virtude de haver menor número global de células [19].

## 4 Turbulência

Conforme apresentado anteriormente, a injeção de fluidos com vazões iguais a 3,5 e 4,5 MMm<sup>3</sup>/d resulta em um escoamento turbulento. Portanto, a fim de avaliar os campos de pressão e velocidade na ICV, além de estimar o espectro de vibração nas linhas de controle devido as forças fluidodinâmicas, é necessário escolher um modelo de turbulência adequado ao caso estudado.

No entanto, antes de apresentar as particularidades de cada modelo de turbulência, faz-se importância uma breve introdução a respeito do assunto. Segundo dados da literatura [11], um escoamento interno torna-se turbulento com  $Re$  a partir de 2.300. Como apresentado pela equação (2.1), o significado físico do número de Reynolds é o quociente das forças de inércia ( $U^2 \rho$ ) por forças de viscosidade ( $\mu U / d_h$ ).

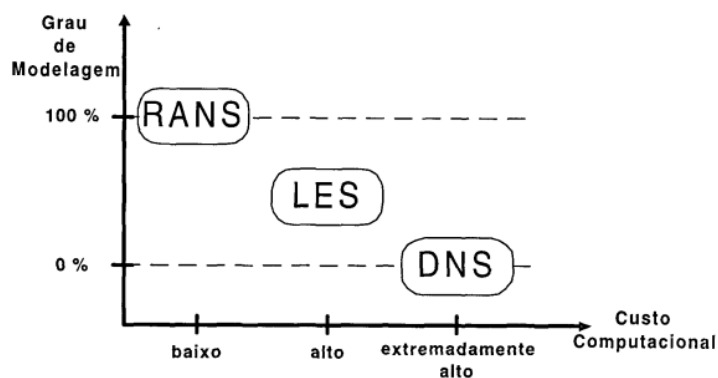
Desta forma, escoamentos laminares, ou seja, com baixo número de Reynolds, apresentam uma preponderância das forças viscosas às dinâmicas. Sendo assim, perturbações presentes no campo de velocidade, causadas, por exemplo, pela rugosidade do material ou perturbações geradas por fontes externas, são amortecidas pela viscosidade do fluido, impedindo assim sua propagação.

Entretanto, com o aumento do número de Reynolds, o amortecimento dos campos de velocidade, devido as forças viscosas, vão se tornando cada vez menor, até o momento no qual pequenas perturbações se amplificam no escoamento, tornando-o caótico, ou seja, o campo de velocidade passa a apresentar grandes variações, além de comportamento irregular, tanto no tempo quanto na posição.

De acordo com Kolmogorov [34], a partir da hipótese de cascata de energia, o escoamento turbulento apresenta uma variedade de escalas, no qual a energia cinética turbulenta produzida pelos vórtices de grandes escalas é sucessivamente transferida para os de menores escalas, até o momento que a energia do vórtice seja suficientemente pequena para ser dissipada pelas forças viscosas do escoamento. Consequentemente, a taxa de dissipação ( $\epsilon$ ) é, indiretamente, influenciada pelo campo de escoamento médio.

Portanto, turbulência é um movimento transiente tridimensional, no qual o estiramento dos vórtices causa flutuações da velocidade que se espalham por os comprimentos de onda, entre um mínimo determinado pelas forças viscosas e um máximo determinado pelas condições de contorno do escoamento [35].

Sendo assim, capturar a turbulência do escoamento a partir das simulações numéricas torna-se imprescindível para o presente estudo. Dentre as possibilidades de escolha de modelo numérico para prever computacionalmente a turbulência, destacam-se: a Simulação Numérica Direta (Direct Numerical Simulation, DNS), Simulação de Grandes Escalas (Large Eddy Simulation, LES) e as equações médias de Reynolds (Reynolds Averaged Navier-Stokes, RANS). Estes métodos estão representados na Figura 0.1 de acordo com seu grau de modelagem e custo computacional.



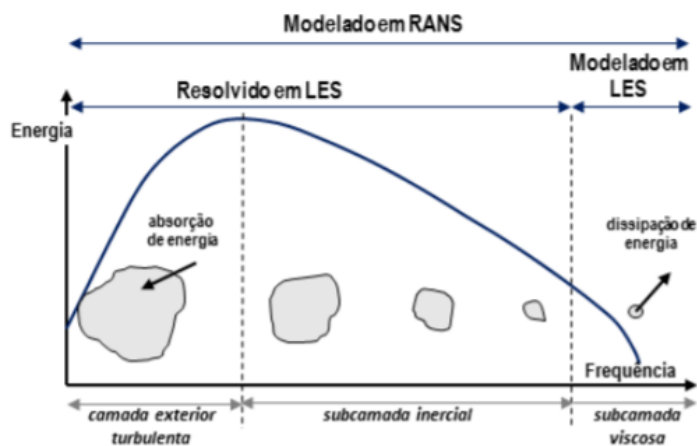
**Figura 0.1 - Grau de modelagem em função do custo computacional dos métodos de modelagem da turbulência [27].**

O objetivo da DNS é a solução de todas as escalas turbulentas presentes, ou seja, todo o espectro de frequência de turbulência. Desta forma, a malha deve ser suficientemente refinada para a solução das menores escaladas do movimento, resultando no campo completo do escoamento turbulento, tridimensional e transiente. No entanto, como o número de escalas a serem resolvidos é uma função crescente de  $Re$ , esta técnica, segundo Rodi [38], é aplicável em casos com geometria simples e  $Re$  inferiores a  $10^4$ . Todavia, esta técnica é a que melhor representa, em termos estatísticos, os escoamentos turbulentos. Porém, a necessidade de soluções de escoamentos com maiores  $Re$ , nos quais a técnica DNS é proibitiva, levam aos métodos de LES e RANS, técnicas que fazem a decomposição das equações governantes em um campo médio ou filtrado e um campo de flutuações.

A Figura 0.2 esquematiza o domínio de aplicação dos modelos RANS e LES, dentro de um espectro genérico de escalas de turbulência. Como pode ser

observado, o modelo LES resolve diretamente as maiores escalas de turbulência (menor frequência) e aproxima as menores escalas de turbulência (maior frequência). Por sua vez, os modelos RANS aproximam todo o espectro de escalas de turbulência, o que os torna mais imprecisos, porém menos dispendiosos computacionalmente [29].

Desta forma, neste capítulo serão brevemente discutidas as metodologias RANS e LES a fim de mostrar suas particularidades e aplicabilidade no estudo de caso proposto.



**Figura 0.2 - Domínio da modelagem e resolução das escalas de turbulência em RANS e LES [43]**

#### 4.1 Reynolds-Averaged Navier-Stokes

Os modelos RANS são interessantes em aplicações nas quais o analista está interessado em algumas propriedades do escoamento, como as forças médias exercidas em um determinado corpo, por exemplo.

Este é formulado a partir do princípio que as propriedades do escoamento turbulento oscilam aleatoriamente em torno de um valor médio, ao longo do domínio, conforme representado pela equação (4.1). Este procedimento é chamado de decomposição de Reynolds.

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (4.1)$$

onde  $\bar{\phi}$  é o valor médio no tempo da quantidade  $\phi$  e  $\phi'$  é a variação em torno do valor médio de  $\phi$ .

Ao aplicar a decomposição de Reynolds a todas as quantidades do escoamento, presentes nas equações de Navier-Stokes, e realizando a seguir um



procedimento de média sobre as equações resultantes, obtém-se as equações para a descrição do movimento médio, conforme indicado pelas equações (4.2) e (4.3) [36].

$$\nabla \cdot (\mathbf{U}) = 0 \quad (4.2)$$

$$\rho \frac{D\bar{u}}{Dt} + \nabla \cdot (\rho \bar{U}\bar{U}) = -\nabla \bar{p} + \mu \nabla^2 \bar{U} - \nabla \cdot (\overline{\rho U U}) \quad (4.3)$$

A formulação RANS é semelhante à forma original das equações de Navier-Stokes, exceto pelo termo  $-\overline{\rho U U}$ , resultado do processo do método de Reynolds devido a turbulência do escoamento. Este termo atua como tensão sobre o movimento médio resolvido e é chamado tensor de Reynolds:

$$\tau_{ij} = -\overline{\rho u'_i u'_j} \quad (4.4)$$

A introdução do tensor de Reynolds nas equações de conservação aumenta o número de incógnitas e, conseqüentemente, impossibilita a resolução do sistema matemático. Desta forma, faz-se necessário a formulação de alguma hipótese adicional sobre as novas incógnitas, as tensões de Reynolds, baseando-se em evidências experimentais ou raciocínio intuitivo, a fim de obter o fechamento do problema.

Como, em um escoamento turbulento, as forças de inércia são superiores as forças viscosas, com exceção das regiões próximas as paredes devido a condição de não deslizamento, os menores turbilhões, na escala dissipativa, não afetam diretamente os maiores turbilhões, responsáveis pelo transporte de quantidade de movimento. Conseqüentemente, as tensões turbulentas são, aproximadamente, independentes da viscosidade, simplificando a tarefa de modelar as tensões de Reynolds, pois permite substituir variáveis de alta ordem nas equações com média de Reynolds por funções das variáveis dependentes presentes nas próprias equações.

Uma abordagem bastante utilizada para modelagem do tensor de Reynolds é o conceito introduzido por Boussinesq. O tensor de Reynolds livre de traço é modelado utilizando uma analogia a lei de Stokes, isto é, sendo proporcional a taxa de deformação do escoamento médio, conforme indicado pela equação (4.5)

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} + \frac{1}{3} \overline{\rho u'_k u'_k} \delta_{ij} = \mu_t \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (4.5)$$

onde  $\mu_t$  é a viscosidade turbulenta,  $\delta_{ij}$  é o delta de Kroneker e  $\kappa$  é a energia cinética turbulenta. O termo  $\left(\kappa = \frac{1}{2}\overline{u'_k u'_k}\right)$  pode é interpretado como a pressão dinâmica associada aos vórtices.

A equação (4.5) pode ser reescrita conforme indicado pela equação (4.6).

$$-\rho\overline{u_i u_j} = \mu_t \left( \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho \kappa \delta_{ij} \quad (4.6)$$

A respeito da viscosidade turbulenta, cabe ressaltar que a mesma é uma função do escoamento, não uma propriedade. Na região próxima a parede, a viscosidade turbulenta ( $\mu_t$ ) é desprezível em relação a viscosidade absoluta  $\mu$ . Essa região é chamada de sub-camada laminar. Em regiões distantes da parede, a tem-se a viscosidade turbulenta ordens de grandeza superior a viscosidade absoluta.

Esta hipótese dá origem ao ramo da modelagem conhecido como modelos de viscosidade turbulenta, em alusão ao efeito prático da turbulência em aumentar a difusão no escoamento [45]. Portanto, diferentes modelos têm sido propostos para avaliação da viscosidade turbulenta, a qual é modelada por  $(\mu_t \sim \rho V_c l_c)$ , sendo  $V_c$  e  $l_c$  as velocidades e comprimento característico, respectivamente. Cada um apresenta um grau de complexidade diferente e com uma abrangência diferentes. Os modelos podem ser classificados como modelos algébricos, ou de zero equações diferenciais, de uma equação diferencial, duas equações diferenciais e  $n$  equações diferenciais.

Os modelos de zero equações não acrescentam nenhuma equação de transporte para o cálculo de viscosidade turbulenta. A velocidade característica é avaliada em função do gradiente de velocidade médio, e utilizam equações algébricas para estimar uma escala de comprimento, comprometendo a generalização do modelo.

Nos modelos de uma equação diferencial, resolve-se uma equação diferencial para uma quantidade turbulenta, normalmente energia cinética turbulenta. No entanto, estes modelos são limitados devido à falta de uma equação explícita para a escala de comprimento.

Nos modelos de duas equações diferenciais, dois parâmetros turbulentos são utilizados para expressar a viscosidade turbulenta e são obtidos a partir de equações diferenciais de transporte modeladas. Geralmente, um dos parâmetros é a energia cinética turbulenta, a qual definirá a escala de velocidade, e o segundo parâmetro deve fornecer a escala de comprimento característica dos turbilhões

contendo energia. Dentre os diversos modelos para estimar este parâmetro, uma variedade de modelos é baseada na dissipação de energia característica turbulenta, onde  $l_c \approx \frac{V_c^2}{\varepsilon}$ .

#### 4.1.1

##### Modelo de Turbulência *Realizable* $\kappa - \varepsilon$

Dentre os diversos modelos disponíveis, este trabalho optou-se pelo uso do modelo *Realizable*  $\kappa - \varepsilon$ , modelo com custo computacional inferior aos da família  $\kappa - \omega$  e boa performance para escoamentos com rotação e curvaturas nas linhas de corrente, além de situações de separação da camada limite e gradiente de pressão adverso.

Este método segue a formulação do método  $\kappa - \varepsilon$  padrão [40] para a energia cinética turbulenta ( $\kappa$ ), no entanto, define a viscosidade turbulenta de forma a garantir que o tensor de Reynolds seja realizável. Quando aplicado em conjunto com funções de parede, descritas na seção 0, o mesmo apresenta resultados bem robustos.

Este método avalia a viscosidade turbulenta (equação 4.7) como função da energia cinética turbulenta e sua taxa de dissipação, conforme representado nas equações (4.8) e (4.9).

$$\mu_t = C_\mu \frac{\kappa^2}{\varepsilon} \rho \quad (4.7)$$

sendo  $C_\mu$ , conforme discutido mais detalhadamente no apêndice B, um parâmetro dependente do escoamento de forma a garantir a que o tensor de Reynolds seja realizável.

As equações diferenciais de transporte exatas de  $\kappa$  e  $\varepsilon$  são obtidas a partir de manipulações das equações de Navier-Stokes. O modelo realiza o fechamento do problema através das equações (4.9) e (4.10).

$$\frac{\partial(\rho\kappa)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\kappa u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\kappa} \right) \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right] + P_\kappa + P_b - \rho\varepsilon - Y_M + S_\kappa \quad (4.8)$$

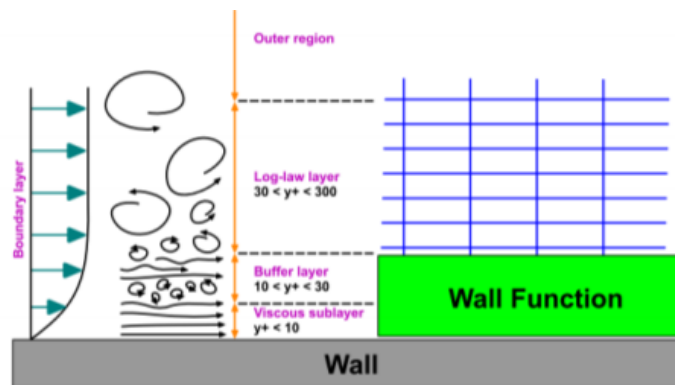
$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\varepsilon u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\varepsilon + \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{\kappa + \sqrt{v\varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{\kappa} C_{3\varepsilon} P_b + S_\varepsilon \quad (4.9)$$

As constantes do modelo [39] são iguais a:  $C_1 = 1.44$ ;  $C_2 = 1.90$ ,  $\sigma_\kappa = 1.0$ ;  $\sigma_\varepsilon = 1.2$ . Os demais itens são apresentados no Apêndice E.

### 4.1.2 Funções de Parede

A camada limite turbulenta registra importantes gradientes de velocidade, em virtude da dissipação viscosa que nela ocorre. Por esse motivo, o conhecimento rigoroso das propriedades do escoamento junto de uma superfície sólida obriga a utilização de malhas muito refinadas nessa região. Se esse conhecimento não for preponderante para a aplicação em curso, é possível fazer uso de funções de parede são aproximações do escoamento nas regiões de fronteira.

A camada limite pode ser dividida em três partes distintas [46], denominadas de subcamada viscosa, onde o transporte por difusão é predominante; camada de amortecimento, em que os transportes difusivo e viscoso são da mesma ordem de magnitude; e região turbulenta, em que o transporte turbulento é predominante. Estas são caracterizadas pela distância adimensional ( $y^+$ ) (Equação 4.10).



**Figura 0.3 - Função de parede que substitui o efeito da subcamada viscosa (viscous sublayer) e a camada de amortecimento (buffer layer) [43].**

$$y^+ = \frac{u_\tau y}{\nu} \quad (4.10)$$

onde  $u_\tau$  é a velocidade de fricção, definida por  $\sqrt{\frac{\tau_\omega}{\rho}}$ , sendo  $\tau_\omega$  a tensão na parede.

Como pode ser observado na Figura 0.3, a primeira camada é válida para valores de  $y^+$  inferiores a 5, a segunda camada para  $y^+$  entre 5 e 30 e a última para valores entre 30 e 300 [46].

A função de parede, propriamente dita, aplicada a região turbulenta, é obtida utilizando o modelo de comprimento de mistura de Prandtl. Portanto, para o modelo de turbulência utilizado,  $y^+$  deve ter valor superior a 30.

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln(y^+) + C \quad (4.11)$$

sendo  $U^+ = \frac{U}{u_\tau}$ , e  $\kappa$  a constante de Von Karman com valor usual de 0,41.

Todavia, a tensão turbulenta não é conhecida. No entanto, no núcleo turbulento a produção de energia cinética turbulenta se equilibra com a sua dissipação e pode ser demonstrado que  $\frac{c_s}{\rho} = c_\mu \kappa^{1/2}$ , logo, a lei de parede pode ser reescrita conforme indicado pela equação (4.12).

$$U^* = \frac{1}{\kappa^*} \ln(E^* y^*) \quad (4.12)$$

onde,  $U^* = \frac{U \kappa^{1/2}}{u_\tau^2}$ ,  $y^* = \frac{y \kappa^{1/2}}{\nu}$ ,  $\kappa^* = C_\mu^{1/4} \kappa$ ,  $E^* = C_\mu^{1/4} E$ , sendo E a constante de *log law*, usualmente definida igual a 9 [49].

## 4.2 Large-Eddy Simulation

A simulação de grandes escalas é uma metodologia intermediária à simulação numérica direta e à clássica abordagem de Reynolds. A abordagem LES se iniciou com os trabalhos do meteorologista Smagorinsky [48] com o intuito de simular apenas as grandes escalas dos escoamentos atmosféricos. Nesta técnica, não se faz a decomposição em um campo médio e respectivas flutuações, conforme discutido na metodologia RANS, no entanto, aproveitando-se desta ideia, faz-se a separação das altas e baixas frequências, ou seja, removem-se os pequenos vórtices, de alta frequência, e soluciona, a partir de métodos matemáticos, os vórtices de baixa frequência.

Este método baseia-se, principalmente, na hipótese da física do escoamento ser dominada pelos maiores vórtices, pois estes transportam maior parte da quantidade de movimento e energia, principalmente nas regiões de recirculação, pois possuem comportamento fortemente influenciado pela geometria. Para um escoamento com alto número de Reynolds, os pequenos turbilhões apresentam pouca influência ao escoamento médio e possuem comportamento universal, dessa forma, podem, teoricamente, serem modelados.

Sendo assim, como o trabalho proposto tem como objetivo verificar a vibração induzida nas linhas de controle, faz-se necessário a simulação das estruturas de vorticidade não estacionárias e, portanto, às flutuações que essas estruturas produzem.

Portanto, a premissa de filtrar o escoamento a fim de diminuir o custo computacional parece intuitiva e de fácil manuseio, no entanto, em LES, os

cálculos são necessariamente tridimensionais e transientes, aumentando consideravelmente o custo computacional da análise. Desta forma, é comum utilizar as análises em RANS como condição inicial para os casos em LES, reduzindo o custo para a convergência do problema.

A metodologia de simulação de grandes escalas consiste de três passos distintos. Inicialmente, realiza-se uma operação de filtragem nas equações de Navier-Stokes, a fim de remover as menores escalas espaciais. Por conseguinte, as informações relacionadas as menores escalas do escoamento são destruídas, no entanto as equações resultantes descrevem o efeito da interação entre as diferentes escalas do escoamento. Estes termos, devido à semelhança com as tensões de Reynolds, para o caso RANS, são chamados de tensões de Reynolds de escala submalha ou, simplesmente, tensões de submalha. Em seguida, deve-se aplicar um modelo físico para resolução das tensões de submalha. Por fim, realiza-se a solução numérica das equações fechadas para o campo das grandes escalas.

Logo, para a execução do método, é necessário definir as variáveis a serem computadas. Para tal, realiza-se um filtro espacial de forma que a resposta tenha apenas os termos desejados. A equação (4.13) demonstra uma grandeza filtrada considerando um caso unidimensional.

$$\bar{\vartheta}(\bar{x}, t) = \int G(\bar{x} - \xi, \bar{x}') \vartheta(\bar{x}, t) d\xi \quad (4.13)$$

onde  $G(\bar{x} - \xi, \bar{x}')$  é uma função de filtro,  $\bar{\vartheta}(\bar{x}, t)$  e  $\vartheta(\bar{x}, t)$  são os campos de velocidade filtrados e original, respectivamente.

Os filtros mais comuns para a função  $G(\bar{x} - \xi, \bar{x}')$  são os filtros *Top-Hat*, utilizado em diversos softwares de volumes finitos, como o OpenFOAM® para resolução de modelos de turbulência LES, Gaussiano e *Cutoff*.

Considerando o filtro com boas propriedades, as equações de Navier-Stokes podem ser reescritas conforme equação (4.14), considerando fluido Newtoniano e incompressível.

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} \rho + \frac{\partial \bar{u}_i \bar{u}_j}{\partial x_j} \rho = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial}{\partial x_j} \tau_{ij} \quad (4.14)$$

onde  $\tau_{ij}$ , conhecido como tensor de submalha, é definido de acordo com a equação (4.15).

$$\tau_{ij} = (\bar{u}_i \bar{u}_j - \bar{u}_i \bar{u}_j) \rho \quad (4.15)$$

Portanto, assim como na metodologia em RANS, deve-se modelar o tensor de submalha para solucionar o problema de fechamento da turbulência.

Para este estudo, utilizou-se o modelo submalha de uma equação nas análises a partir da metodologia LES. Nesse caso, o tensor é representado por um termo difusivo, cuja viscosidade é calculada a partir da energia cinética turbulenta da submalha, a qual, por sua vez, é solução de uma equação de transporte própria, conforme descrito no apêndice C.

## 5

# Avaliação de Convergência de malha e métodos de discretização

Considerando as premissas e modelos apresentados nos capítulos anteriores, neste são apresentados os resultados obtidos nas análises de convergência de malha e verificação de acurácia dos algoritmos selecionados.

### 5.1

#### Malha Computacional

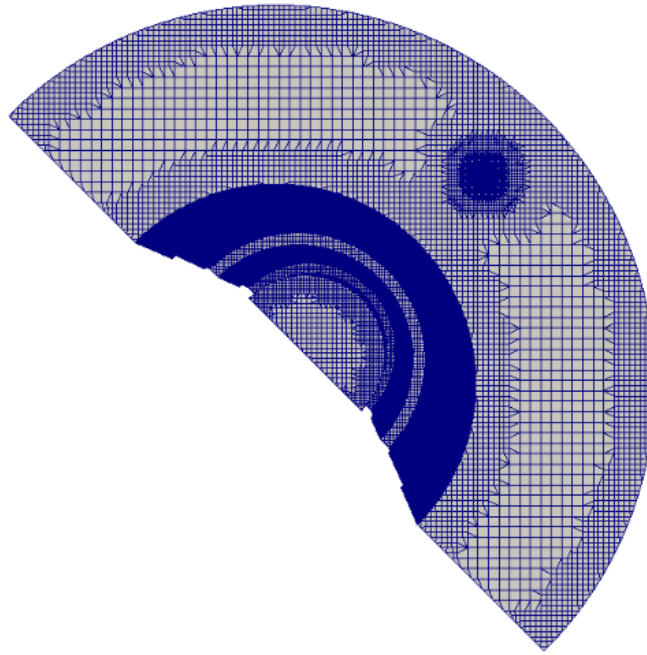
A malha computacional consiste na discretização do domínio em uma quantidade definida de volumes de controle, cada um associado a um ponto discreto onde as variáveis do problema são determinadas. Teoricamente, a solução exata é obtida quando este número tende a infinito.

Desta forma, uma malha mais refinada, ou seja, com uma quantidade maior de pontos torna a solução mais precisa. No entanto, quanto maior a quantidade de volumes de controle, maior o custo computacional. Portanto, a malha a ser escolhida deve ser a que apresenta resultados com precisão adequada e o menor custo computacional.

Devido a complexidade da geometria e compatibilidade entre o *software* para gerar a malha (Ansys Meshing ®) e o *software* utilizado para solucionar o sistema de equações (OpenFoam®), o tipo de malha escolhido foi o *CutCell*. As principais vantagens deste algoritmo são a possibilidade de gerar uma malha formada predominantemente por hexaédricos e uma maior velocidade de convergência na solução devido a estrutura da malha.

As análises de convergência da malha foram realizadas considerando injeção de fluido com vazão nominal de 4,5 MMm<sup>3</sup>/d. O modelo de turbulência utilizado fora o *Realizable*  $\kappa$ - $\epsilon$ .





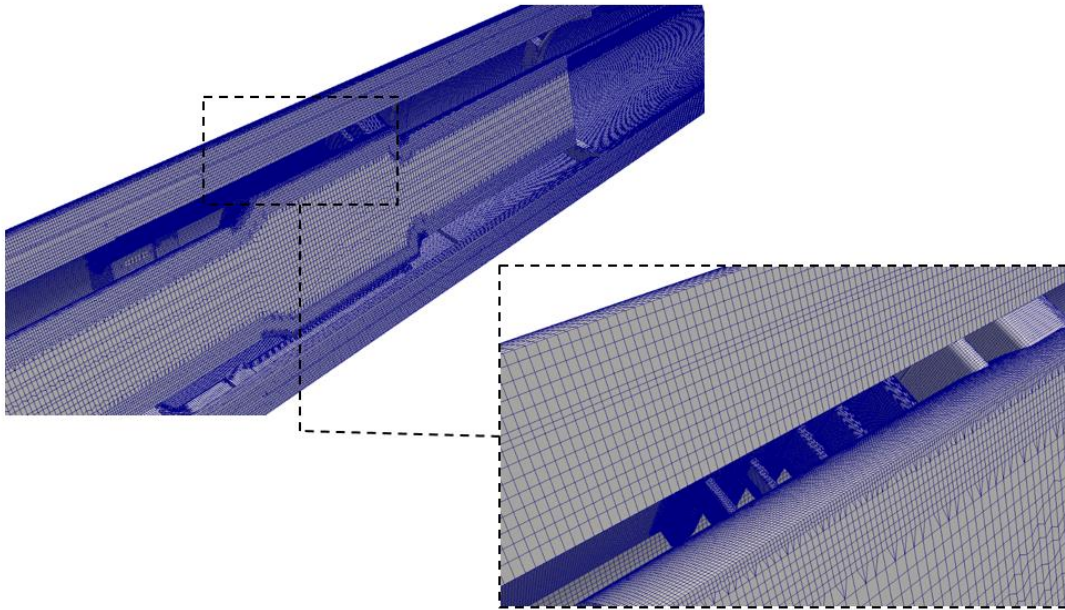
**Figura 0.1 - Vista frontal ao modelo discretizado (modelo Poço A).**

### 5.1.1 Convergência da Malha

Os testes de convergência de malha foram realizados em três diferentes modelos, conforme descrito na Tabela 0.1. Nesta é possível observar a queda de pressão na válvula após injeção do fluido e a média da magnitude da velocidade na saída do domínio (anular). O refinamento da malha foi feito junto as paredes, no entorno da linha de controle e nas regiões próximas ao *Flow Trim* devido aos maiores gradientes das variáveis nestes locais, como mostrado na Figura 0.2 onde espera-se encontrar as maiores estruturas vorticiais.

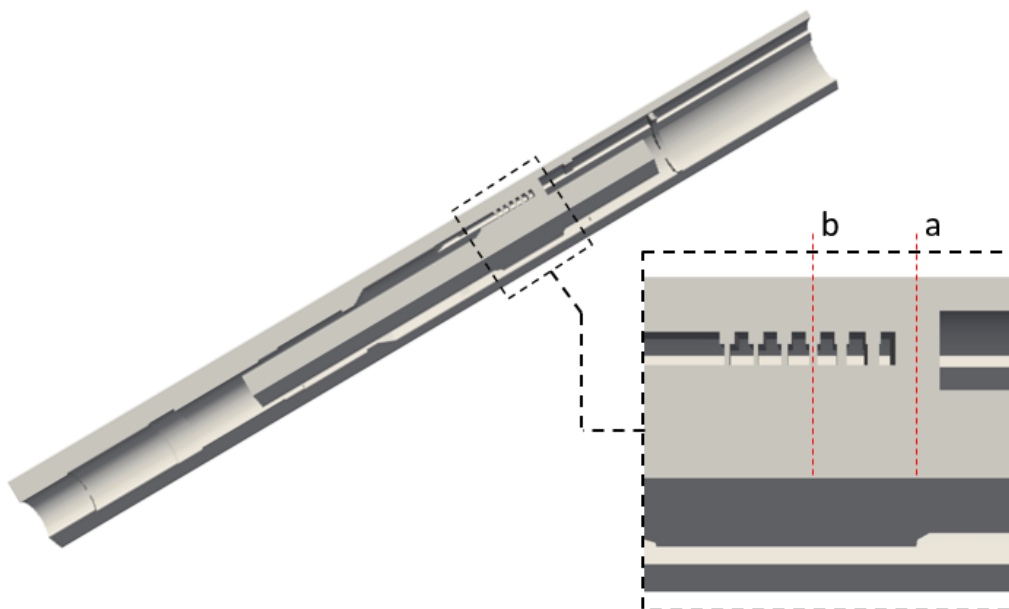
**Tabela 0.1 - Características da malha.**

Malha	Número de VCs	Pressão Entrada (Pa)	Velocidade Saída (m/s)
1	6M	Divergiu	
2	11M	212,511	4,553
3	15M	213,491	4,647



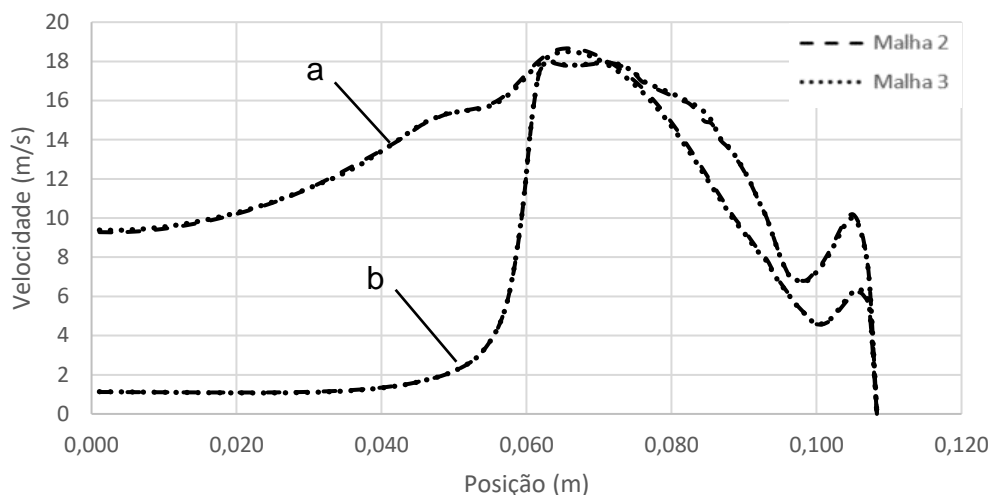
**Figura 0.2 - Refinamento da malha 2 na região do Choke, onde ocorrem maiores gradientes das variáveis.**

Os dados da Tabela 0.1 são globais, portanto, para melhor avaliar a qualidade de malha, investigou-se regiões onde os gradientes de velocidade são mais acentuados, isto é, em planos próximos ao *Flow Trim*, ilustrado na Figura 0.3.

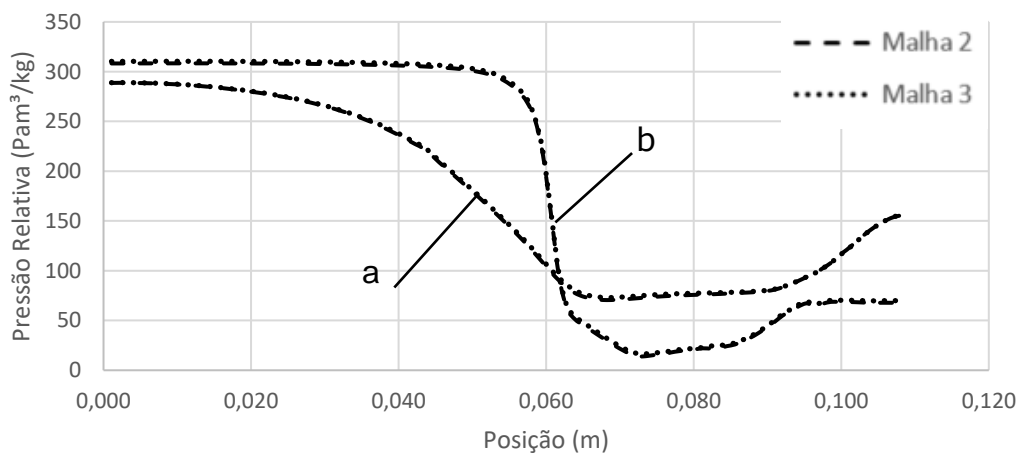


**Figura 0.3 - Planos nos quais foram obtidos os campos de pressão e velocidade de forma a avaliar a qualidade da malha.**

As Figuras 5.4 e 5.5 apresentam, ao longo das linhas “a” e “b” indicadas na Figura 0.3, os campos de velocidade e pressão. Observa-se pequenas variações entre as malhas, até mesmo nas regiões de gradientes mais acentuados. A Tabela 0.2 faz uma comparação quantitativa da diferença relativa média e máxima, em percentual, dos resultados da malha 2 apresentaram em relação a malha 3. Estes foram obtidos nos dois planos representados na Figura 0.3.



**Figura 0.4 - Magnitude da velocidade nos planos "a" e "b"**



**Figura 0.5 - Pressão relativa nos planos "a" e "b"**

A diferença relativa, em percentual, média e máxima são dados de acordo com as equações abaixo:

$$ER_{\text{médio}} = \frac{\sum_{i=1}^N \left( \frac{|X_i^2 - X_i^3|}{\max(|X^3|)} \right)}{N} \quad (5.1)$$

$$ER_{m\acute{a}x} = m\acute{a}x_{i=1}^N \left( \frac{|X_i^2 - X_i^3|}{m\acute{a}x(|X^3|)} \right) \quad (5.2)$$

Onde  $X_i^j$  corresponde aos pontos das curvas "a" ou "b", o índice  $i$  corresponde aos pontos da curva que vão de 1 a  $N$ , enquanto o índice  $j$  corresponde às malhas 2 ou 3. Observa-se, nas equações, que a malha 3 é utilizada como referência nos cálculos. Essas diferenças são apresentadas na Tabela 0.2.

**Tabela 0.2 – Diferença relativa, em percentual, da malha 2 em relação a malha 3 para as curvas referenciadas pelas letras "a" e "b".**

Planos	Erro Relativo (%)	Velocidade	Pressão Relativa
"a"	Erro Médio	0,55	0,37
	Erro Máximo	1,11	0,91
"b"	Erro Médio	0,25	0,66
	Erro Máximo	2,60	1,01

Tomando como padrão a malha 3, observa-se que o maior erro médio e máximo entre as malhas são respectivamente iguais a 0,55% e 2,60% para a magnitude da velocidade e 0,66% e 1,01% para a pressão.

Portanto, ao avaliar os perfis de velocidade e pressão em diferentes locais do modelo, *Inlet* e *Outlet*, além de curvas no *Flow Trim*, região com grandes gradientes, observa-se que os resultados apresentados são independentes a malha.

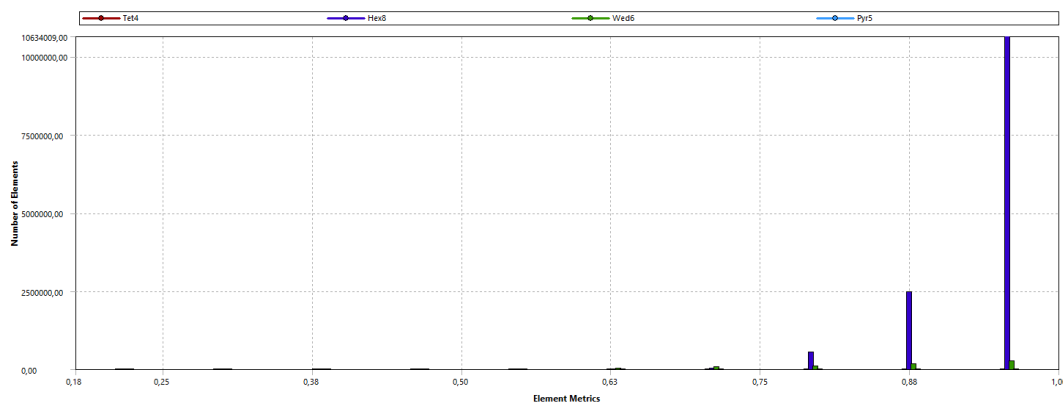
### 5.1.2 Qualidade da Malha

Para o caso da válvula aplicada ao Poço A, apesar da Malha 2 também fornecer um resultado independente a malha, como discutido na Seção 0, a Malha 3 foi escolhida devido as simulações posteriores do regime transiente da válvula, onde o tamanho da malha é utilizado como filtro para a resolução das escalas de turbulência devido a maior criticidade deste caso, conforme discutido posteriormente.

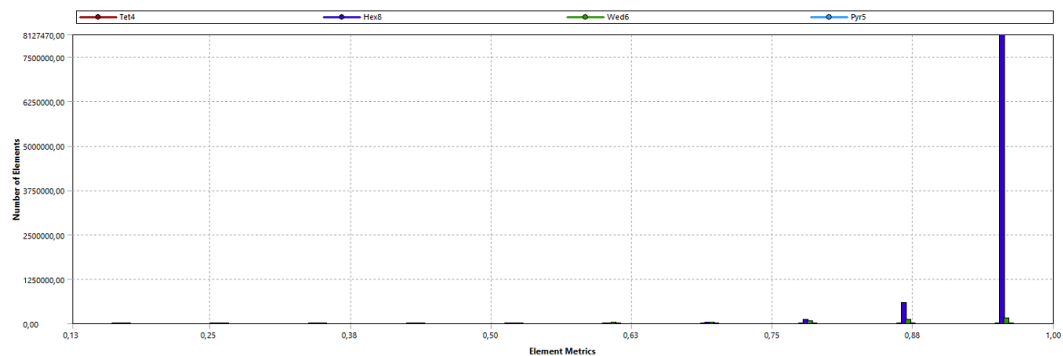
Para o Modelo do Poço B, como este caso apresentou um criticidade menor, conforme será discutido no Capítulo 6, realizou-se apenas as análises em RANS.

Desta forma, a malha possui um total de volumes de controle de, aproximadamente, 10M, seguindo as propriedades utilizadas na malha do Modelo do Poço A com o mesmo número de elementos.

No entanto, de acordo com a Ansys [9], além da convergência numérica, a malha deve seguir algumas recomendações de forma a melhorar a acurácia do modelo. Dentre estas, a qualidade ortogonal e o *skewness* da malha devem ser destacados. Malhas com baixa qualidade ortogonal podem sofrer com a difusão numérica de erros na solução do problema, enquanto altos índices de *skewness* podem afetar a acurácia da aproximação numérica dos fluxos entre as faces. As Figuras 5.6 e 5.7 apresentam os gráficos com a distribuição destes parâmetros nos modelos discretizado para as válvulas dos Poços A e B/C.

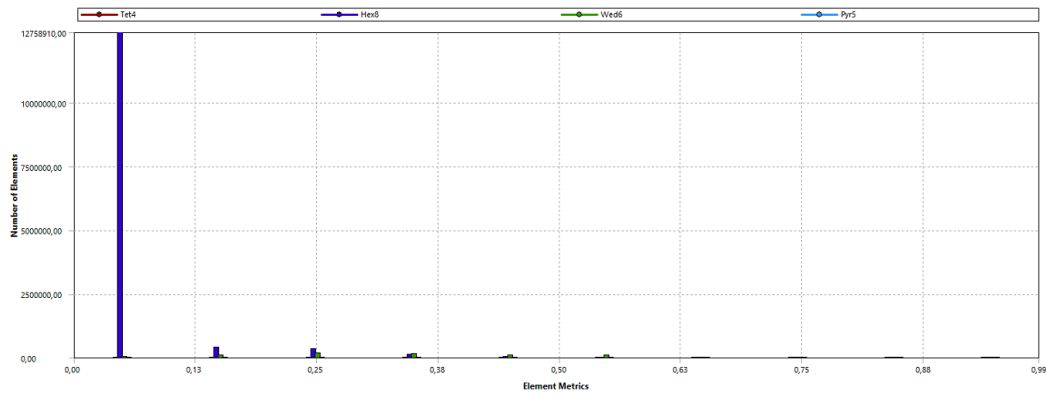


(a)

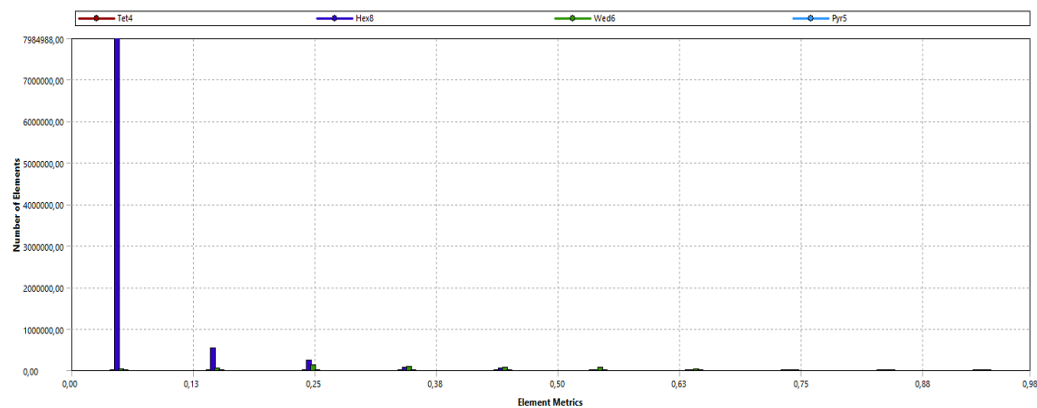


(b)

**Figura 0.6 - Qualidade ortogonal das malhas para as válvulas: (a) Modelo Poço A; e (b) Modelo Poço B. De acordo com recomendações da Ansys, o valor mínimo deste parâmetro deve ser igual a 0,05.**



(a)



(b)

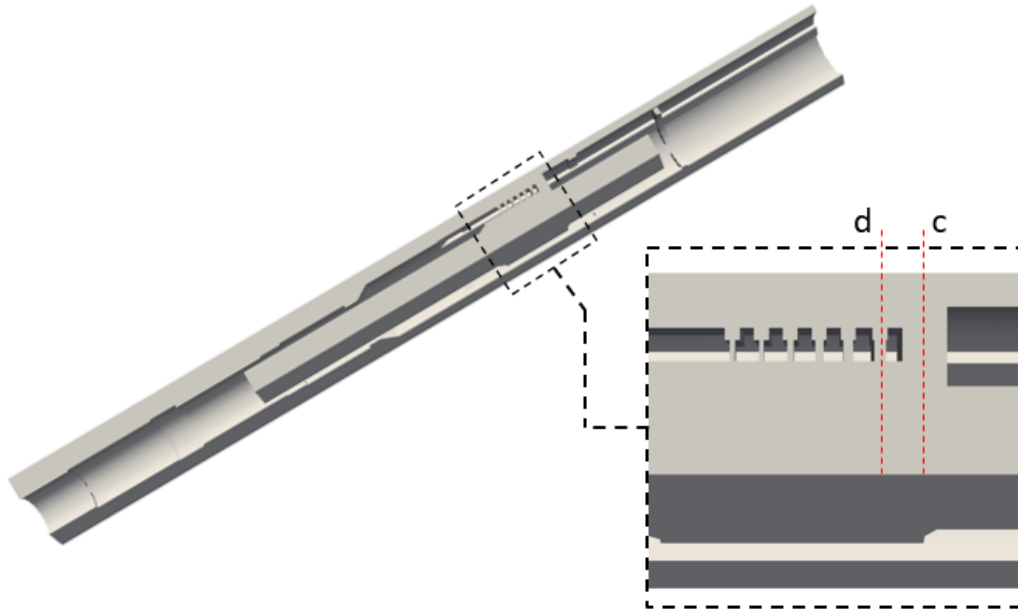
**Figura 0.7 - Skewness das malhas para as válvulas: (a) Modelo Poço A; e (b) Modelo Poço B. De acordo com recomendações da Ansys, o valor máximo para este parâmetro deve ser igual a 0,95.**

### 5.1.3 Testes de Esquemas de Interpolação

O termo mais crítico das equações constitutivas utilizadas, com relação a estabilidade numérica, é o advectivo. Este é o termo responsável por introduzir instabilidade e oscilações na solução se não for usado um esquema de interpolação adequado.

Para o presente estudo, foi realizada uma comparação para diferentes modelos de interpolação. Optou-se pelo uso dos esquemas *Upwind*, *Linear Upwind* e *QUICK*, conforme discutido no Capítulo 3.

Desta forma, a fim de observar o comportamento da velocidade na região do *flow trim* para os diferentes esquemas, realizou-se a amostragem nos planos representados pela Figura 0.8.



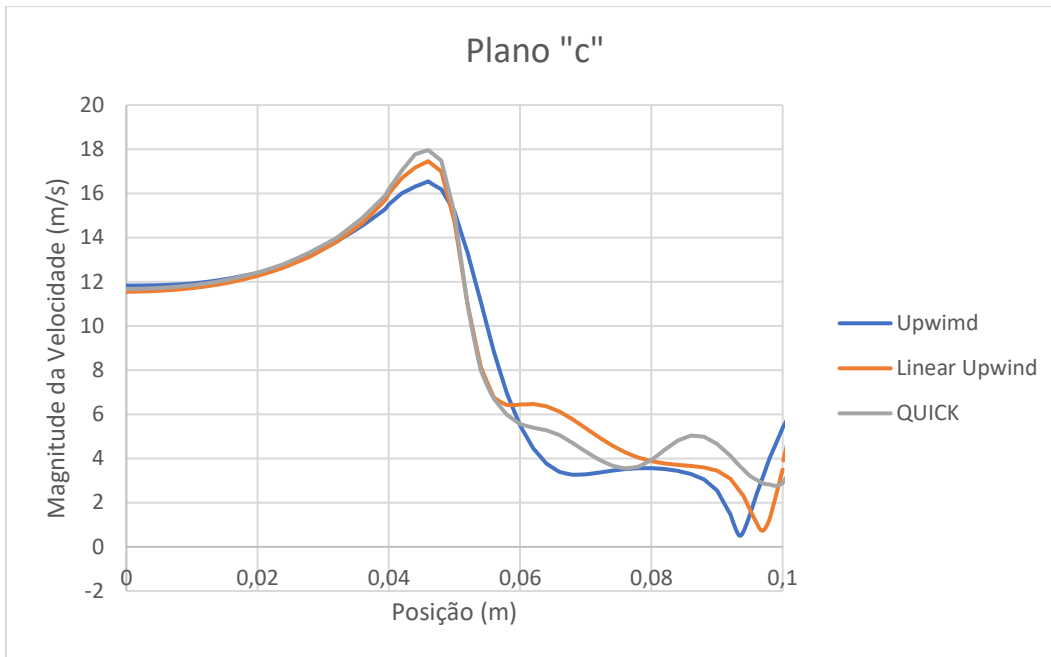
**Figura 0.8 - Planos nos quais foram obtidos os campos de velocidade de forma a avaliar os algoritmos de interpolação.**

De acordo com os resultados apresentados nas Figuras 5.9 e 5.10, observa-se o comportamento do campo de velocidade entre os diferentes modelos. Nestas, nota-se que os perfis de maior ordem apresentam maiores magnitudes de velocidade. A Tabela 0.3 apresenta os erros médio e máximo dos métodos LUD e QUICK em relação ao Upwind.

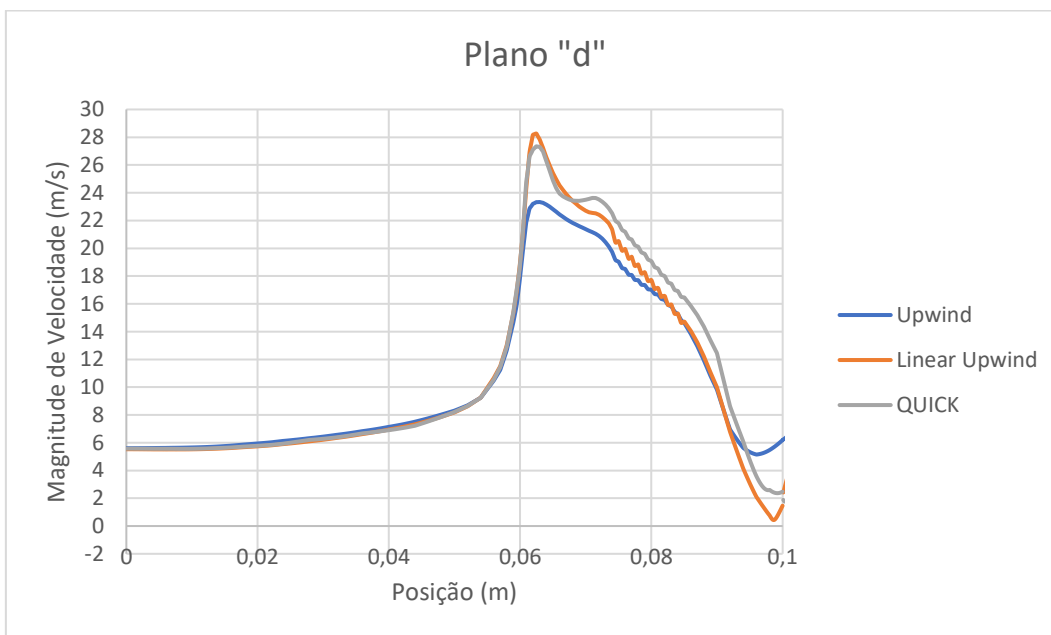
Por ser de primeira ordem, o método *Upwind* apresenta maiores erros numéricos devido a falsa difusão, conforme discutido no Capítulo 3, desta forma, não é recomendado o seu uso na análise. Desta forma, optou-se pelo uso do método Linear *Upwind*, de segunda ordem, pois apresentou melhor convergência que o esquema QUICK, com redução mais estável dos resíduos.

**Tabela 0.3 - Erro relativo, em percentual, dos diferentes esquemas de interpolação para os planos “c” e “d”.**

Planos	Erro Relativo (%)	Linear Upwind	QUICK
“c”	Erro Médio	5,08	5,04
	Erro Máximo	17,79	19,11
“d”	Erro Médio	22,54	17,24
	Erro Máximo	3,28	4,23



**Figura 0.9 - Magnitude da velocidade no Plano "c" para os diferentes métodos de interpolação.**



**Figura 0.10 - Magnitude da velocidade no Plano "d" para os diferentes métodos de interpolação.**



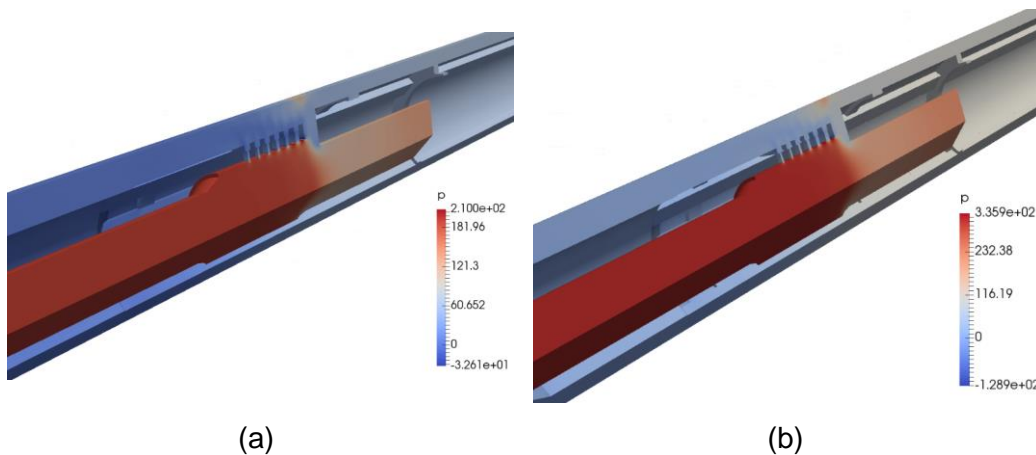
## 6 Resultados

Neste capítulo serão mostrados os resultados obtidos nas análises em RANS para os Poços A e B/C e LES para o Poço A, caso considerado mais crítico. Para as análises em RANS, são obtidos o comportamento médio das grandezas, enquanto que para a análise em LES, observa-se o comportamento transiente da turbulência.

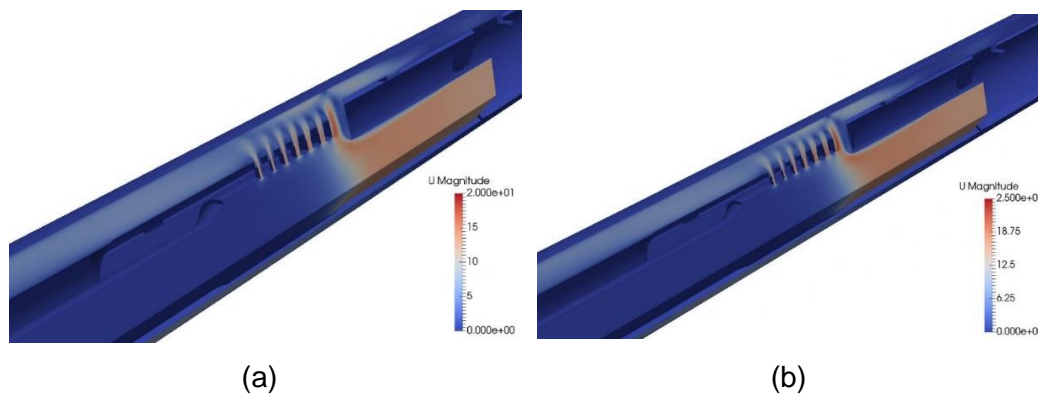
### 6.1 Análise RANS

Apesar da abordagem RANS fornecer apenas os valores médios, esta simulação permite estimar as velocidades médias e intensidades turbulentas envolvidas, de forma a ajudar na definição dos posicionamentos das sondas de amostragem para as simulações utilizando a metodologia LES.

As Figuras 6.1 e 6.2 apresentam, para a válvula do Caso “Poço A”, os contornos de pressão e velocidade para vazões de 3,5 e 4,5 MMm<sup>3</sup>/d, respectivamente. Observa-se, conforme esperado, maiores quedas de pressão e velocidades para o caso no qual são injetados 4,5 MMm<sup>3</sup>/d. No entanto, como a simulação fora realizada com a válvula na posição totalmente aberta, observa-se uma queda de pressão inferior a 6.895 Pa (~1 psi) para o fluido mudar de direção. Nota-se também a ocorrência de um calço hidráulico logo acima da descarga da válvula, validando a simplificação geométrica de não considerar no modelo numérico os componentes de CI instalados acima da válvula.

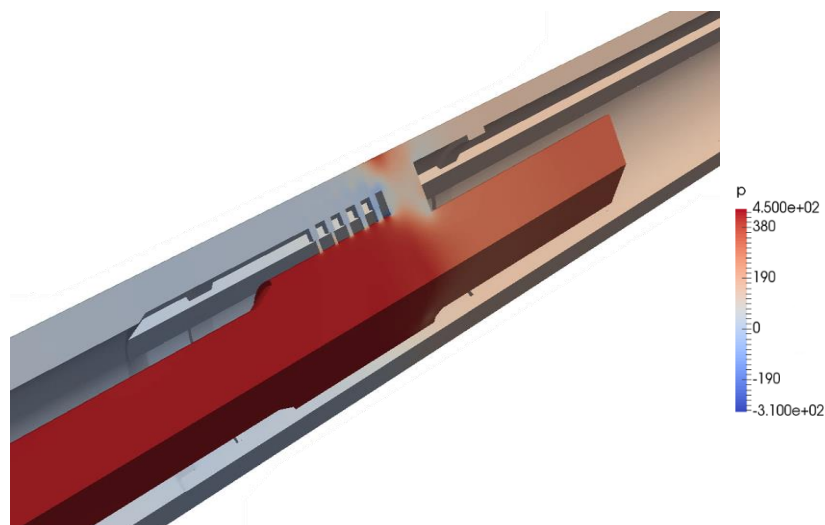


**Figura 0.1 - Contornos de pressão relativa em um plano longitudinal a válvula (Modelo “Poço A”). Vazões de (a) 3,5 e (b) 4,5 MMm<sup>3</sup>/d. A legenda com escala de cores apresenta a pressão relativa, ou seja, razão da pressão pela massa específica (Pa·m<sup>3</sup>/kg).**

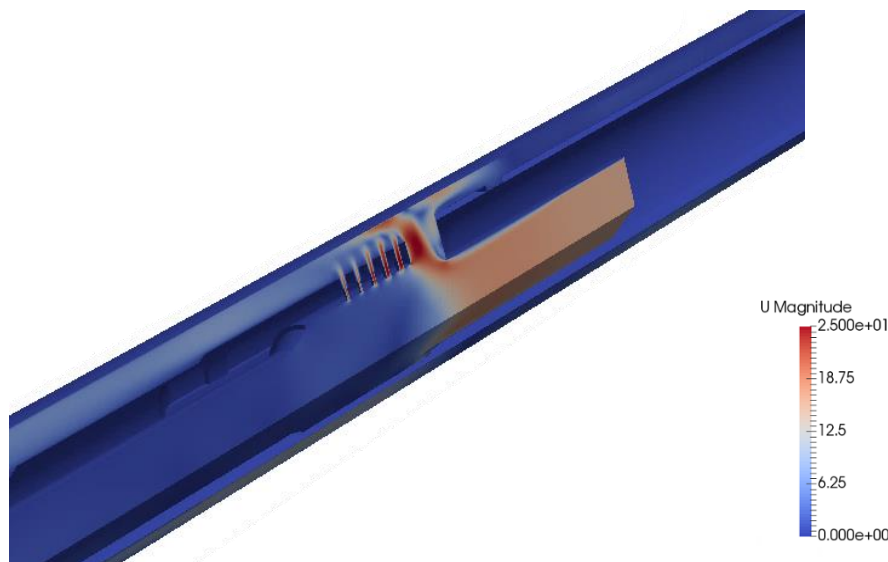


**Figura 0.2 - Contornos da magnitude da velocidade em um plano longitudinal à válvula. Vazões de (a) 3,5 e (b) 4,5 MMm<sup>3</sup>/d (Modelo “Poço A”). A legenda com escala de cores apresenta a magnitude da velocidade (m/s).**

Os contornos de pressão e velocidade para o Caso “Poço B” com vazão de 4,5 MMm<sup>3</sup>/d são apresentados nas Figuras 6.3 e 6.4 respectivamente.



**Figura 0.3 - Contornos de pressão em um plano longitudinal à válvula (Modelo “Poço B”) na vazão de 4,5 MMm<sup>3</sup>/d. A legenda com escala de cores apresenta a pressão relativa, ou seja, razão da pressão pela massa específica (Pa·m<sup>3</sup>/kg).**



**Figura 0.4 - Contornos da magnitude da velocidade em um plano longitudinal à válvula Modelo “Poço B” na vazão de 4,5 MMm<sup>3</sup>/d. A legenda com escala de cores apresenta a magnitude da velocidade (m/s).**

As Figuras 6.5 e 6.6 apresentam os vetores da magnitude da velocidade e energia cinética turbulenta em diferentes furos do *flow trim* da válvula do modelo “Poço A” (Tabela 3 da Seção 1). Observa-se que a situação na qual 4,5 MMm<sup>3</sup>/d são injetados pela coluna apresenta maiores intensidades na velocidade (20 e 25 m/s para 3,5 e 4,5 MMm<sup>3</sup>/d, respectivamente), conseqüentemente, um maior número de Reynolds, conforme a Equação (2.1), e na energia cinética turbulenta (40 e 55 m<sup>2</sup>/s<sup>2</sup> para 3,5 e 4,5 MMm<sup>3</sup>/d, respectivamente). Portanto, para injeções de 4,5 MMm<sup>3</sup>/d, o espectro de velocidade apresentará maiores frequências, desta forma, considerando um maior potencial de vibração neste caso, foram realizadas as simulações em LES. Nota-se também, em ambos os casos, o comportamento simétrico do escoamento e um número de Mach inferior a 0,08, validando a hipótese adotada de escoamento incompressível.

Vetores da magnitude da velocidade e energia cinética turbulenta para a válvula do modelo “Poço B” (*flow trim* apresentado na Tabela 2.5) são apresentados nas Figura 0.7. Nota-se que os perfis de velocidade e energia cinética turbulenta para os Poços A e B são bastante similares.

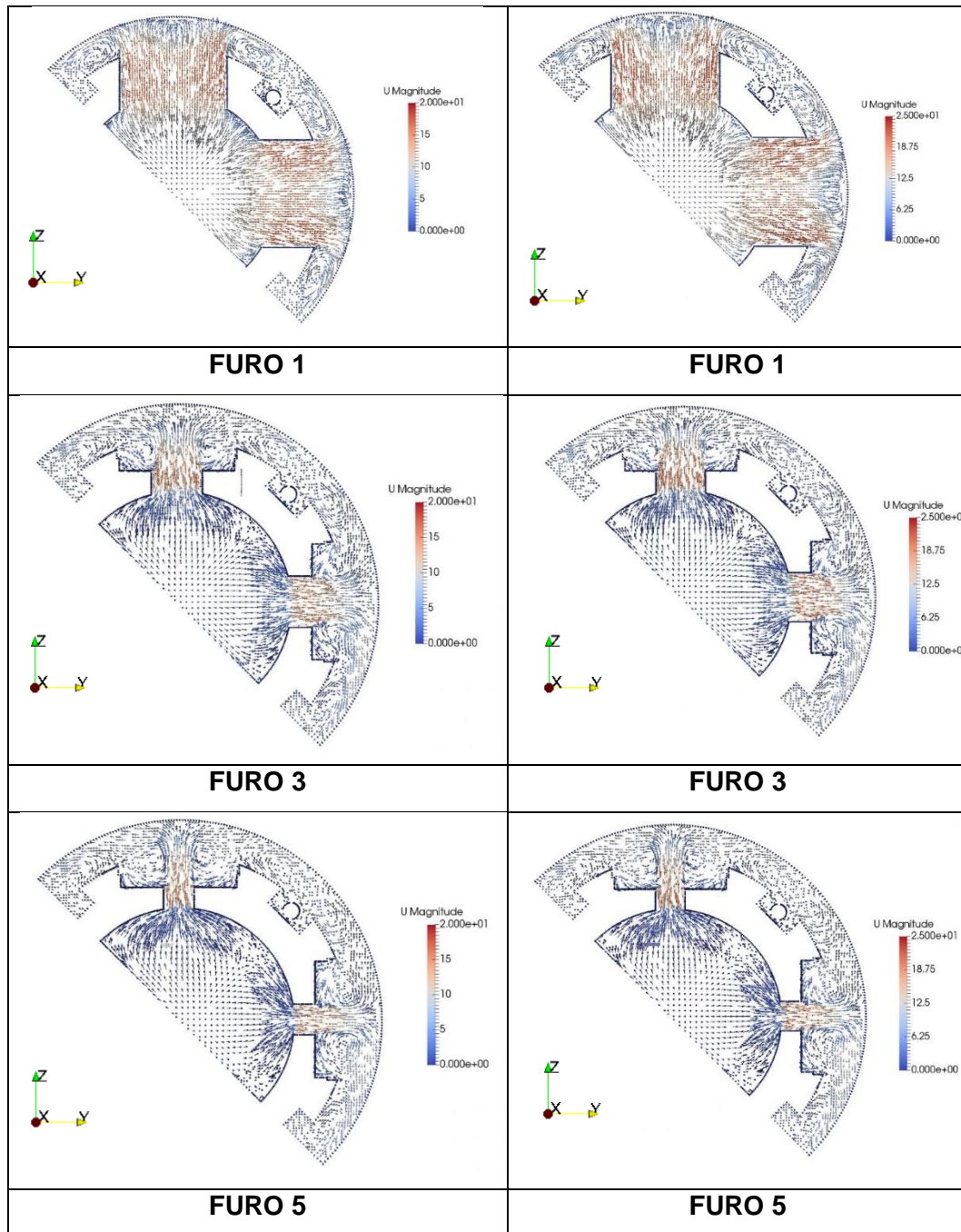


Figura 0.5 - Vetores da magnitude de velocidade para o Modelo “Poço A” nas vazões de injeção de 3,5 (esquerda) e 4,5 MMm³/d (direita).

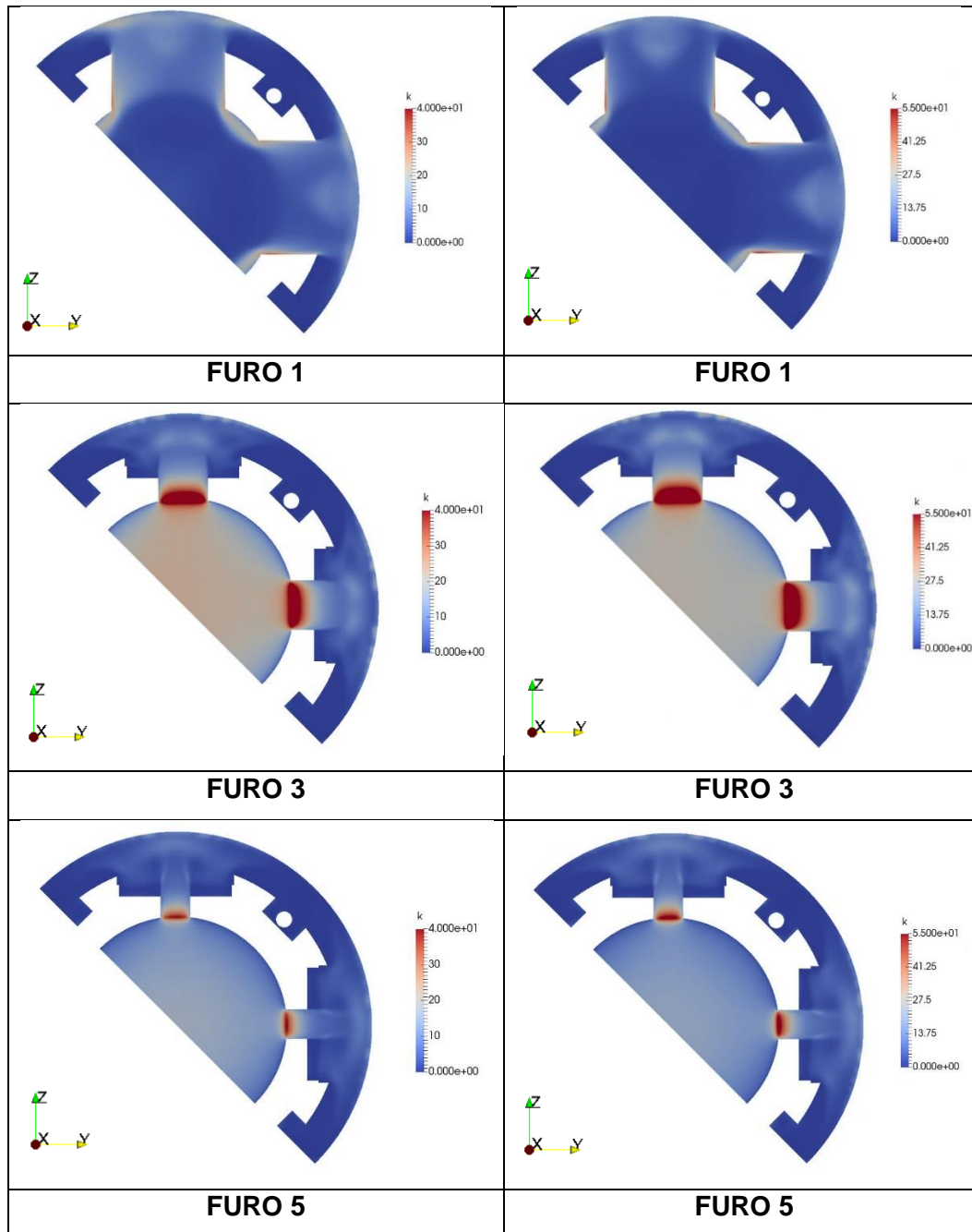


Figura 0.6 - Contornos da energia cinética turbulenta para o Modelo "Poço A" nas vazões de injeção de 3,5 (esquerda) e 4,5 MMm<sup>3</sup>/d (direita).

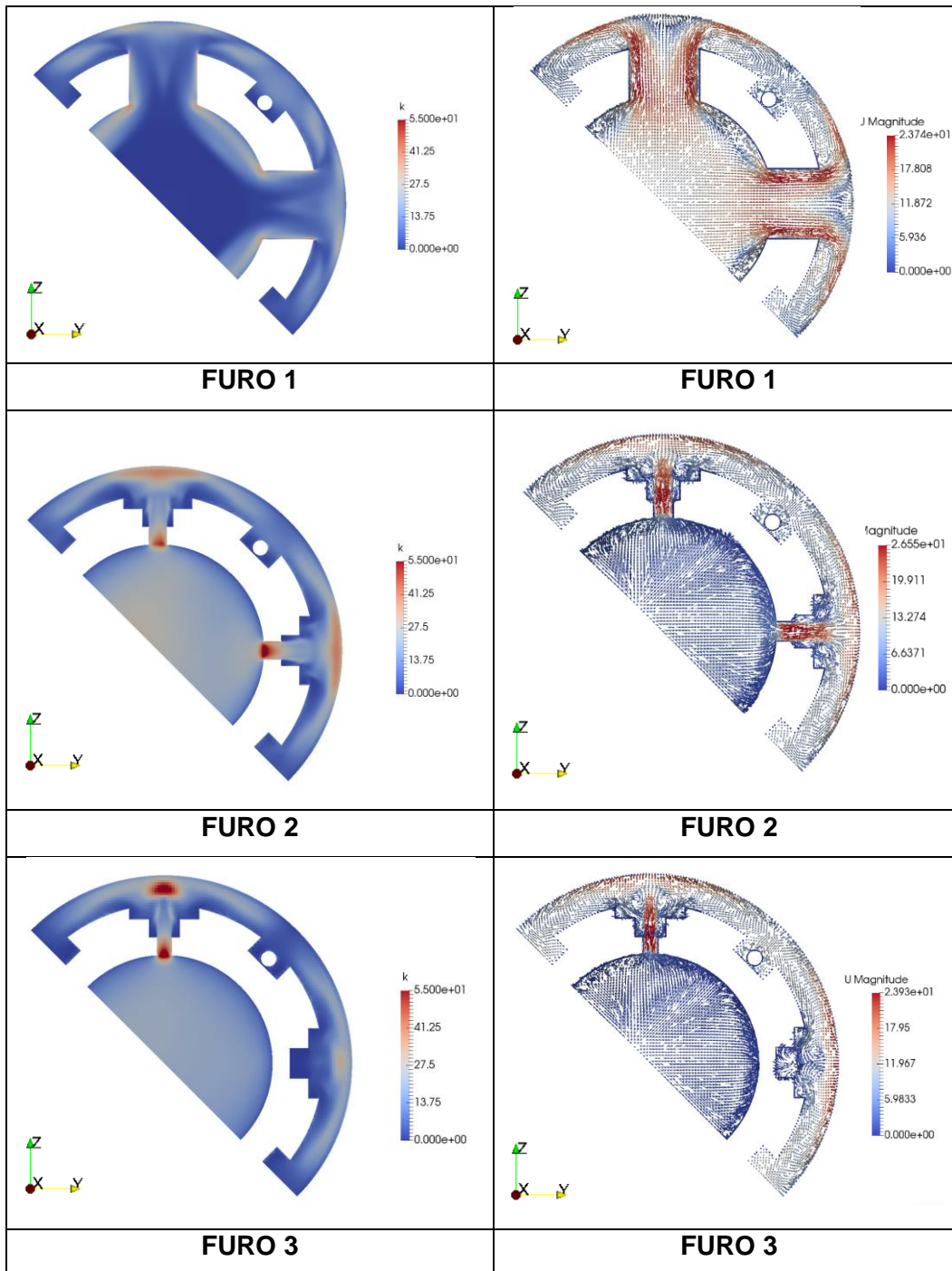
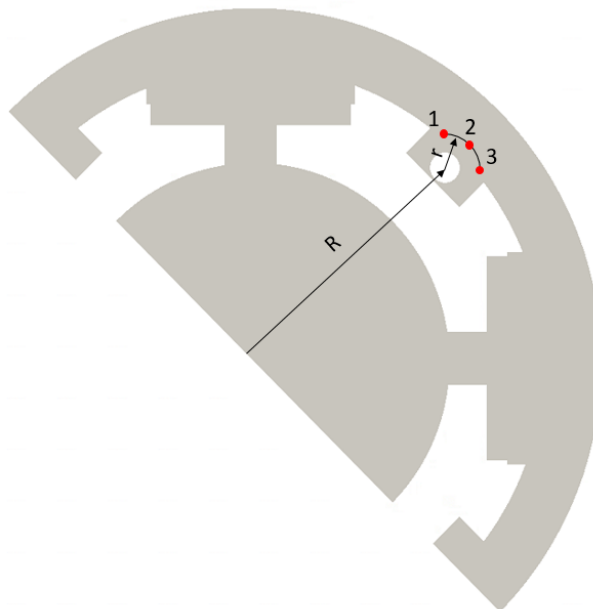


Figura 0.7 - Contornos da energia cinética turbulenta (coluna da esquerda) e vetores de velocidade (coluna da direita) para válvula Modelo “Poço B” na vazão de injeção de 4,5 MMm<sup>3</sup>/d.

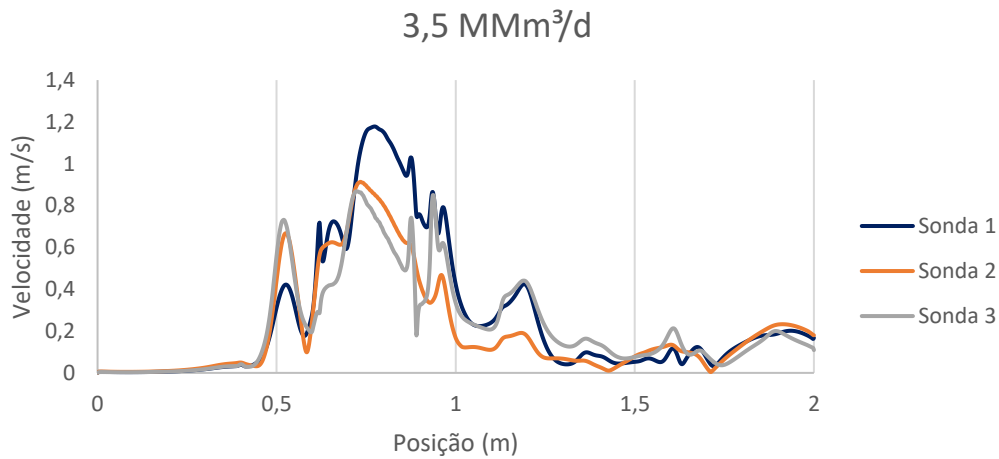
A fim de avaliar o comportamento e intensidade das componentes da velocidade transversais nas linhas de controle, linhas de amostragem foram posicionadas ao longo de todo o domínio e a uma distância radial, indicada como “r”, de 10 mm da mesma, conforme representado na Figura 0.8.



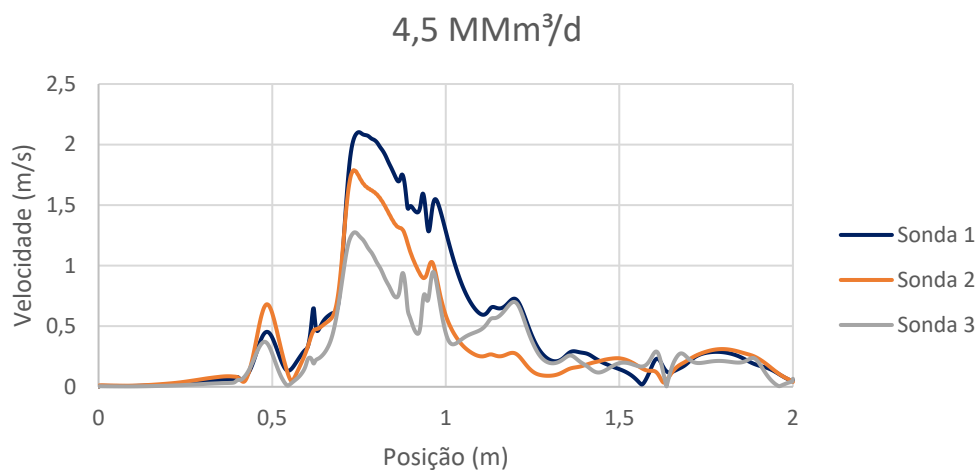
**Figura 0.8 - Locais nos quais sondas de amostragem foram posicionadas (Modelos “Poço A” e “Poço B”).**

Como pode ser observado nas Figuras 6.9 e 6.10, a intensidade das componentes de velocidade com direções transversais as linhas de controle são maiores nas regiões próximas aos rasgos de passagem de fluido. Com o desenvolvimento do escoamento, estes componentes da velocidade tendem a zero pois o escoamento se alinha com a direção longitudinal.

Avaliando o comportamento da velocidade nos casos estudados, conforme apresentado na Figura 0.11, observa-se maiores intensidades de velocidade em uma maior região para a válvula do Poço A, considerando injeção de 4,5 MMm<sup>3</sup>/d. Portanto, devido ao grande custo computacional das simulações em LES, as mesmas foram executadas para apenas para este caso mais crítico.

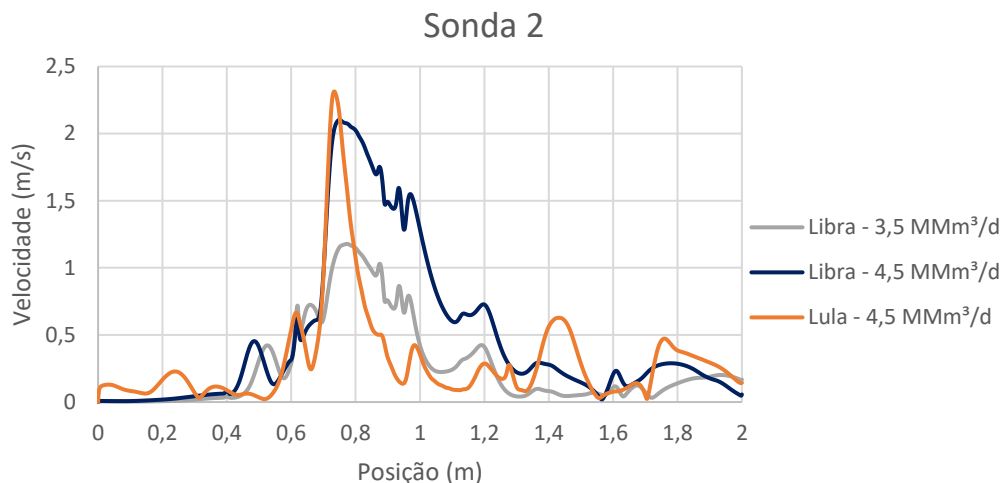


**Figura 0.9 - Magnitude das componentes y e z da velocidade, para uma vazão de 3,5MMm<sup>3</sup>/d nas regiões próximas as linhas de controle (Modelo “Poço A”).**



**Figura 0.10 - Magnitude das componentes y e z da velocidade, para uma vazão de 4,5MMm<sup>3</sup>/d nas regiões próximas as linhas de controle (Modelo “Poço A”).**



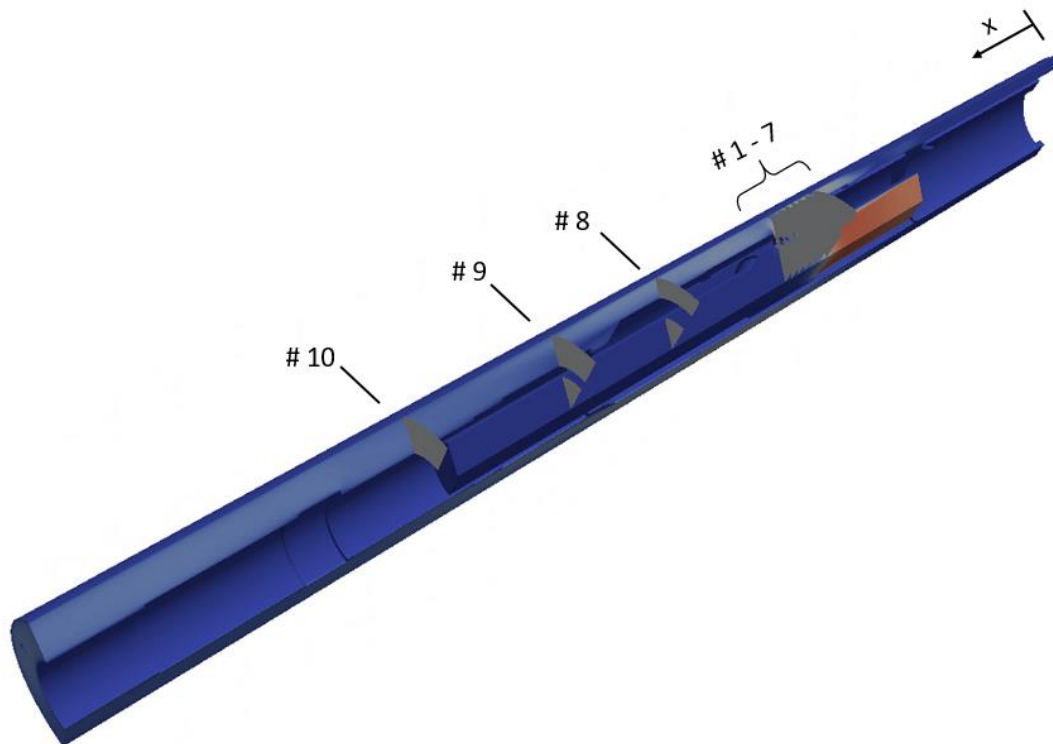


**Figura 0.11 - Distribuição da velocidade transversal ( $U = \sqrt{U_y^2 + U_z^2}$ ) avaliadas na sonda 2, para vazões de 3,5 e 4,5 MMm<sup>3</sup>/d para o caso do Poço A e de 4,5 MMm<sup>3</sup>/d no caso do Poço B**

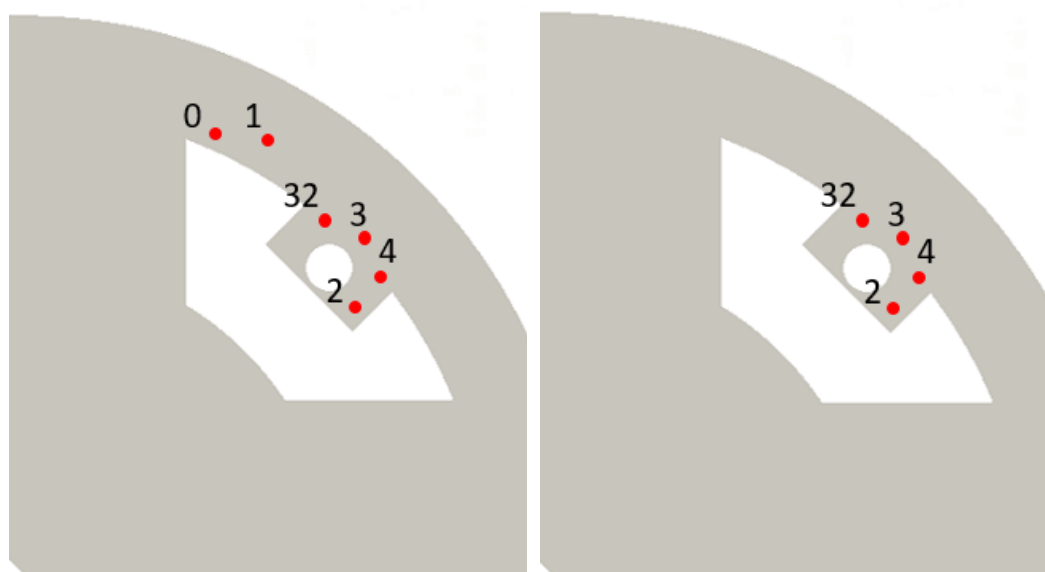
## 6.2 Análise LES

Baseando-se nos resultados apresentados nas simulações RANS anteriores, em RANS, foram definidos os locais de posicionamento das sondas de amostragem, conforme indicado na Figura 0.12. As sondas foram posicionadas em dez diferentes planos, sendo sete destes posicionados nos furos do *flow trim*, região com maior geração de vórtices. Os demais foram escolhidos de forma a avaliar o comportamento transiente da velocidade em regiões nas quais o escoamento tende ao desenvolvimento.

A Tabela 0.1 indica o posicionamento das sondas no domínio. Conforme mostrado na Figura 0.13, para o primeiro furo do *flow trim*, as sondas 0 e 1 foram posicionadas próximas a descarga da válvula de forma a observar as maiores magnitudes da velocidade. Para os demais planos, sondas foram posicionadas apenas no entorno das linhas de controle.



**Figura 0.12 - Planos para posicionamento das sondas de amostragem**



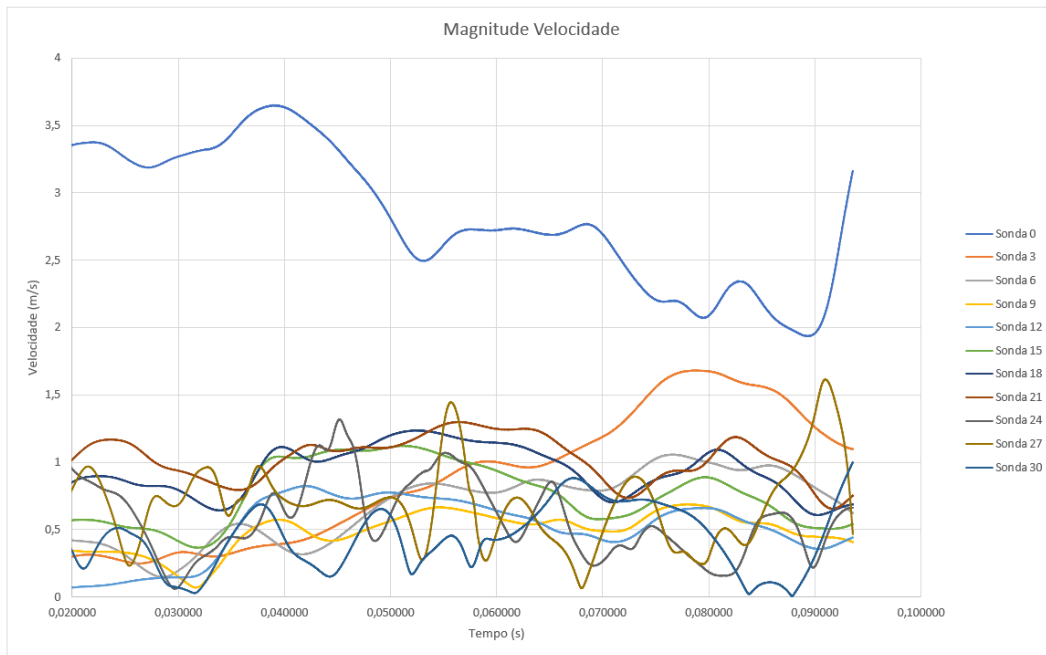
**Figura 0.13 - Localização das sondas nos planos escolhidos para amostragem. A esquerda, localização das sondas no plano 1. A direita, localização das sondas nos demais planos.**

Considerando uma vazão volumétrica de injeção igual a  $4,5 \text{ MMm}^3/\text{d}$ , a Figura 0.14 apresenta o comportamento da velocidade, na sonda 0, imediatamente após a saída do furo 1, e de sondas próximas a linha de controle,

para o intervalo de tempo analisado. Conforme esperado, observa-se uma maior magnitude da velocidade na saída do rasgo de passagem de fluido. No entanto, devido a geometria da HS-ICV, a qual protege as linhas de controle, os níveis da velocidade próximas as linhas de controle são reduzidas na ordem de 3 vezes, aproximadamente.

**Tabela 0.1 - Posicionamento das sondas no domínio**

# Sonda	x(m)	y (m)	z (m)
0	0,700	0,04000	0,08500
1	0,700	0,05000	0,08500
2	0,700	0,06626	0,05212
3	0,700	0,06626	0,06626
4	0,700	0,06919	0,05919
5	0,720	0,06626	0,05212
6	0,720	0,06626	0,06626
7	0,720	0,06919	0,05919
8	0,737	0,06626	0,05212
9	0,737	0,06626	0,06626
10	0,737	0,06919	0,05919
11	0,752	0,06626	0,05212
12	0,752	0,06626	0,06626
13	0,752	0,06919	0,05919
14	0,768	0,06626	0,05212
15	0,768	0,06626	0,06626
16	0,768	0,06919	0,05919
17	0,783	0,06626	0,05212
18	0,783	0,06626	0,06626
19	0,783	0,06919	0,05919
20	0,799	0,06626	0,05212
21	0,799	0,06626	0,06626
22	0,799	0,06919	0,05919
23	1,050	0,06626	0,05212
24	1,050	0,06626	0,06626
25	1,050	0,06919	0,05919
26	1,250	0,06626	0,05212
27	1,250	0,06626	0,06626
28	1,250	0,06919	0,05919
29	1,500	0,06626	0,05212
30	1,500	0,06626	0,06626
31	1,500	0,06919	0,05919
32	0,700	0,05919	0,06919
33	0,720	0,05919	0,06919
34	0,737	0,05919	0,06919
35	0,752	0,05919	0,06919
36	0,768	0,05919	0,06919
37	0,783	0,05919	0,06919
38	0,799	0,05919	0,06919
39	1,050	0,05919	0,06919
40	1,250	0,05919	0,06919
41	1,500	0,05919	0,06919



**Figura 0.14 - Magnitude das componentes transversais da velocidade ( $U = \sqrt{U_y^2 + U_z^2}$ ).**

Desta forma, após obter o campo de velocidades em regiões próximas as linhas de controle, utilizou-se valores típicos da literatura para os coeficientes de arrasto e sustentação ( $C_d$  e  $C_l$ ) em torno de cilindros, conforme representado na Tabela 0.2.

**Tabela 0.2 - Valores típicos de literatura para os coeficientes em questão.**

Coeficiente de Arrasto ( $C_d$ )	1,1
Coeficiente de Sustentação ( $C_l$ )	0,0
Número de Strouhal	0,2

No entanto, no caso estudado, o cilindro não se encontra livre no espaço, mas sob o efeito da proximidade de uma parede. Pode-se considerar, em termos práticos, que apenas  $C_l$  sofrerá uma alteração significativa, assumindo valores próximos a 0,6 [2].

As forças de arrasto e sustentação (por unidade de comprimento de cabo) podem então ser calculadas de acordo com as equações (6.1) e (6.2).

$$F_d = C_d D \rho U^2 / 2 \quad (6.1)$$

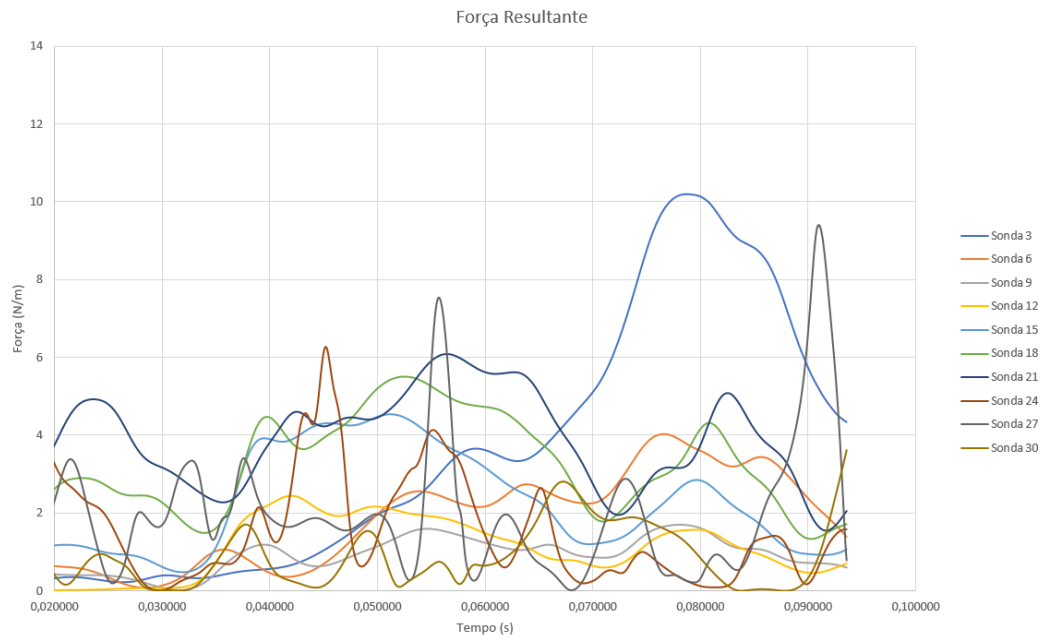
$$F_l = C_l D \rho U^2 / 2 \quad (6.2)$$

Sendo assim, a Figura 0.15 apresenta as forças resultantes, por unidade de comprimento, exercidas na linha de controle. Estes resultados serão inseridos nas análises de elementos finitos para posterior avaliação da vida em fadiga do componente.

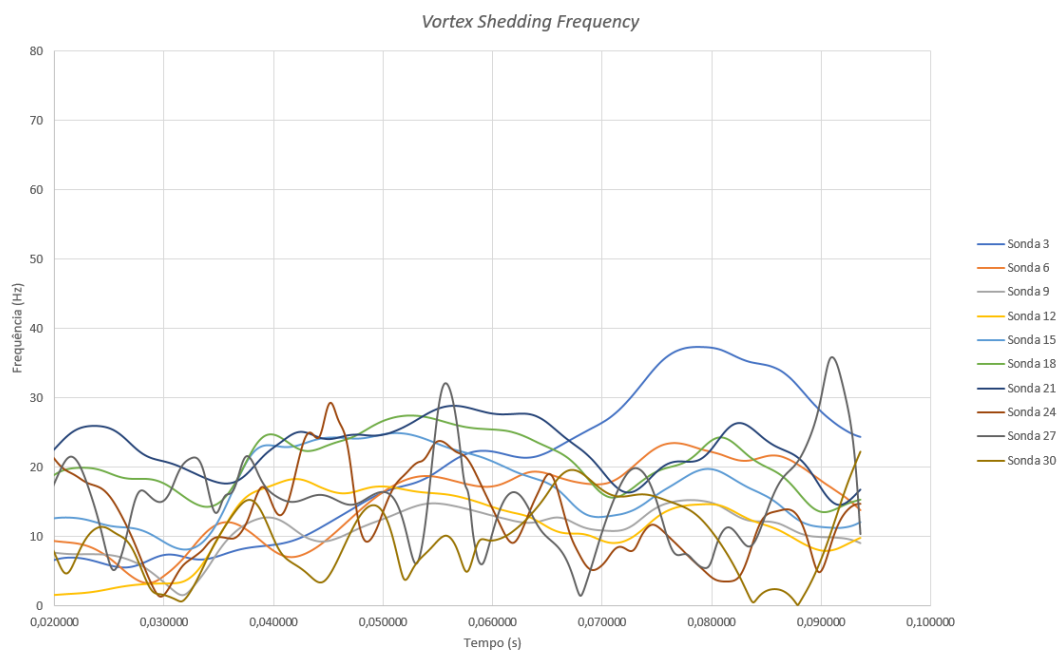
A Figura 0.16 mostra a frequência dos vórtices gerados pelo escoamento transversal as linhas de controle (Equação 2.4). Nota-se que a maior frequência induzida pelo escoamento é de, aproximadamente, 50 Hz. Valor consideravelmente inferior a frequência natural do trecho mais crítico da linha de controle, que é de aproximadamente 400 Hz. Cabe também notar que, conforme discutido na Seção 2, as frequências das flutuações turbulentas para a vazão de injeção de 4,5 MMm<sup>3</sup>/d através da válvula ICV-HB 4 ½” da Halliburton são muito menores do que as estimadas para a válvula HCM-A 3 ½” para vazão de injeção de 3,5 MMm<sup>3</sup>/d, caso estudado na primeira fase do projeto.

Após as análises em CFD, observou-se que as simplificações na geometria ao considerar a simetria e a hipótese de escoamento incompressível são válidas. Utilizando o modelo em RANS, observou-se maiores picos de velocidade e queda de pressão para o caso de injeção com vazão de 4,5 MMm<sup>3</sup>/d, conforme esperado. Portanto, devido aos resultados apresentados, as análises em LES foram realizadas para esta vazão, a fim de verificar a natureza turbulenta das grandes escalas do escoamento.

Nas sondas próximas as linhas de controle, é possível observar picos de velocidades, nas direções transversais ao tubo, de, aproximadamente, 3 m/s. Ao avaliar os espectros gerados por algumas sondas, observa-se frequências de até 200 Hz para quedas de 10 dB.



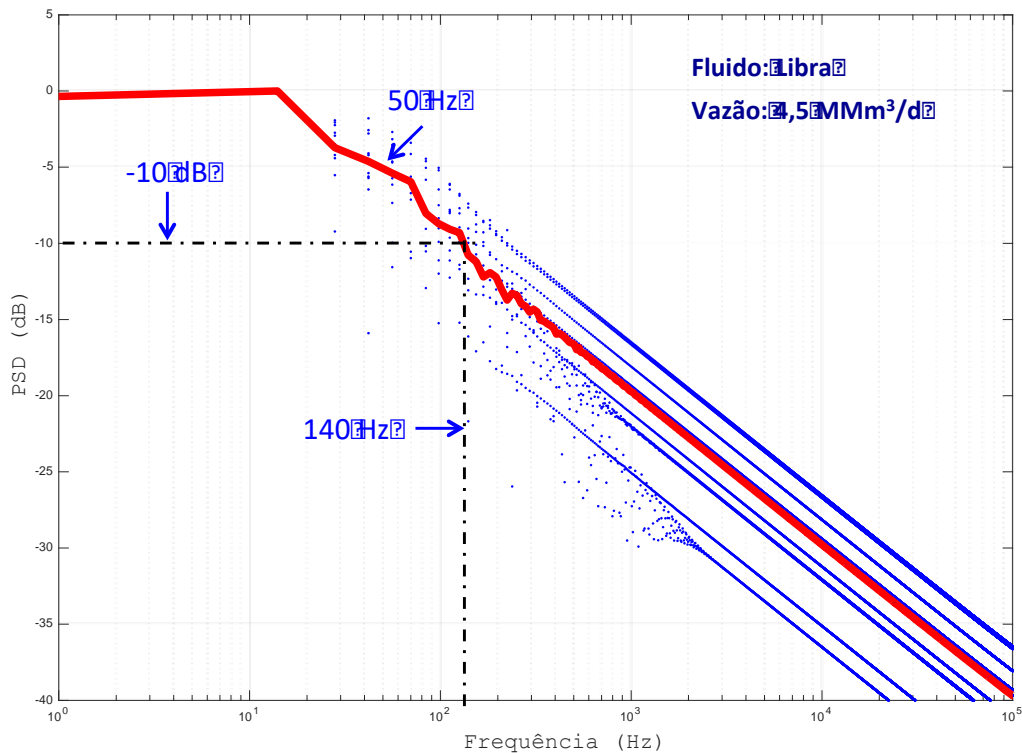
**Figura 0.15 - Forças resultantes, por unidade de comprimento, exercidas nas linhas de controle.**



**Figura 0.16 - Frequência dos vórtices gerados pelo escoamento transversal as linhas de controle.**

A Figura 0.17 apresenta a densidade espectral de potência calculada com base nas distribuições temporal e axial das velocidades transversais obtidas para as sondas 3, 6, 9, 12, 15, 18, 21, 24, 27 e 30 posicionadas sobre a linha de controle modelada na análise de CFD (Caso “Poço B” – 4,5 MMm<sup>3</sup>/d). A curva em vermelho representa a média da densidade espectral calculada tomando como base os

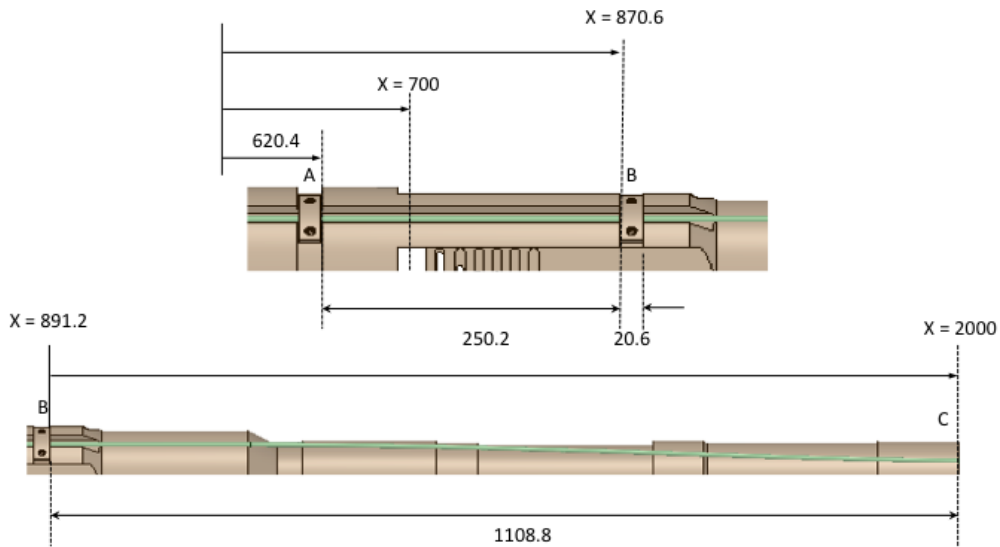
resultados apresentados na Figura 0.13 (exceto para a Sonda 0). Observa-se que a maior parte da energia turbulenta está abaixo de 140 Hz se considerado como frequência de corte aquela para a qual a amplitude da densidade espectral de potência cai  $-10$  dB, *i.e.* para uma amplitude correspondente a 10% do valor máximo.



**Figura 0.17 - Densidade espectral de potência das flutuações da velocidade transversal devido a turbulência na saída da válvula (Modelo “Poço A”) para a vazão de injeção de 4,5 MMm<sup>3</sup>/d.**

Concomitantemente, realizou-se um trabalho em elementos finitos a fim de identificar as frequências naturais das linhas de controle (Tabela 0.3), considerando os pontos de fixação disponibilizados pela fornecedora da VCF, conforme apresentado na Figura 0.18. Nesta análise, as foram consideradas as linhas de controle com e sem o revestimento polimérico de proteção.

Portanto, nota-se que as frequências naturais nas regiões próximas ao *flow trim*, de maior criticidade, são bastante superiores as apresentadas pelo escoamento. Desta forma, é considerado improvável que as linhas de controle, para os casos estudados, venha a falhar devido aos efeitos da vibração.



**Figura 0.18 - Posicionamento da linha de controle na Válvula de Controle de Fluxo analisada.**

**Tabela 0.3 - Frequências naturais dos primeiros modos (flexionais) de vibração das linhas de controle nos trechos AB e BC.**

MODO	AB - S/ CAPA	AB - C/ CAPA	BC - S/CAPA	BC - S/CAPA
1	518 Hz	444 Hz	26.4 Hz	22.6 Hz
2	1430 Hz	1220 Hz	72.6 Hz	62.4 Hz
3	2800 Hz	2400 Hz	142 Hz	122 Hz
4	4620 Hz	3970 Hz	235 Hz	202 Hz
5	6910 Hz	5930 Hz	352 Hz	302 Hz



## 7 Conclusões

O presente trabalho teve como objetivo analisar o comportamento do escoamento através de uma válvula de controle de fluxo de fundo de poço devido a injeção de gás a alta vazão na superfície.

Considerando a VCF na posição completamente aberta e, de acordo com dados fornecidos pela Petrobras, o gás, no fundo de poço pode ser considerado incompressível.

Desta forma, primeiramente, fez-se uma análise da convergência da malha utilizando o algoritmo *Upwind*. Após definição do número de elementos mínimos necessários, realizou-se um estudo para identificar a influência dos algoritmos de interpolação na solução.

Conforme análise dos resultados apresentada, os diferentes algoritmos utilizados (*Upwind*, *Linear Upwind* e *QUICK*) apresentaram diferença considerável quando comparados ao algoritmo *Upwind*, de primeira ordem. No entanto, observando o comportamento das respostas dos algoritmos de segunda ordem, observa-se um comportamento similar entre os métodos LUD e QUICK. No entanto, devido a uma melhor convergência, optou-se pelo uso do LUD para as análises posteriores.

Em seguida, realizou-se as análises em RANS, modelo que modela todas as escalas de turbulência, ou seja, não soluciona a parte transiente do escoamento, para diferentes vazões (3,5 e 4,5 MMm<sup>3</sup>/d) e para os dois diferentes modelos de VCF disponibilizados (“Poço A” e “Poço B”). Nestas, notou-se que o perfil de velocidade nas regiões próximas as linhas de controle são consideravelmente inferiores às magnitudes de velocidade logo após o *flow trim*. Portanto, espera-se que as vibrações induzidas devido à quebra de vórtices geradas pela linha de controle seja pequena quando comparado a frequência natural do mesmo componente.

No entanto, a fim de corroborar a afirmação acima, também foram realizadas simulações em LES com o intuito de observar o comportamento transiente do escoamento. Devido ao alto custo computacional deste modelo, as análises foram realizadas apenas para o *flow trim* utilizado no Poço A, avaliado com maior propensão às falhas devido a vibração.

Para avaliação dos efeitos do escoamento nas linhas de controle, diversas sondas foram posicionadas a fim de obter o comportamento transiente da velocidade. Após aquisição destes valores, fez a avaliação da frequência do escoamento utilizando o número de Strouhal, de acordo com dados da literatura, e através de uma transformada de Fourier, onde, para ambos os casos, foi possível confirmar a baixa frequência do escoamento.

Por fim, dadas as condições do poço e vazões de injeção, espera-se que, para as geometrias das VCF disponibilizadas na posição completamente aberta, as linhas de controle não sofram falhas devido a vibração.

Contudo, sugere-se para trabalhos futuros analisar o comportamento do escoamento com a VCF em posições intermediárias, conforme indicado pelo fornecedor. Estas configurações apresentarão maiores magnitudes no campo de velocidade e, portanto, aumentando o potencial de falhas devido a vibração.

Sugere-se também realizar o trabalho descrito para outras geometrias de VCF. Conforme relatado no texto, em escoamentos turbulentos, as grandes escalas sofrem grande influência da geometria do componente estudado. Desta forma, a priori, não é possível correlacionar os resultados obtidos nesta análise para válvulas fornecidas por outros fabricantes.

## 8

### Referências bibliográficas

- [1.] MORAIS, J. M, *Petróleo em Águas Profundas – Uma História Tecnológica da Petrobras na Exploração e Produção Offshore*, Ipea, 2013.
- [2.] Petrobras. Disponível em <<http://presal.hotsitespetrobras.com.br/tecnologias-pioneiras>>. Acesso em: 10/08/2017.
- [3.] MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA, *Boletim Anual de Exploração e Produção de Petróleo e Gás Natural*, Edição 04, 2017.
- [4.] LABASTIE, A., *Increasing Recovery Factors: A Necessity*, Journal of Petroleum Technology, 2011
- [5.] THOMAS, J. E., *Fundamentos de Engenharia de Petróleo*, Ed. Interciência, 2ª edição, 2004.
- [6.] BELLARBY, J., *Well Completion Design*, Elsevier, 2009.
- [7.] KONOPCZYNSKI, M., & AJAYI, A. (2004, January 1). *Design of Intelligent Well Downhole Valves for Adjustable Flow Control*. Society of Petroleum Engineers.
- [8.] ROSA, A. J., CARVALHO, R. S., XAVIER, J. A. D., *Engenharia de Reservatórios de Petróleo*, Ed. Interciência, 2006.
- [9.] JÚNIOR, G. A. G., *Estudo da Injeção de Água e Gás em um Reservatório com Características do Pré-Sal Brasileiro*, Dissertação de Mestrado, UFRN, 2016.
- [10.] Estudo do Efeito da Vibração Induzida pelo Escoamento nos Equipamentos de Completação Inteligente da Coluna de um Poço Injetor de Gás – Parte I: Análise Teórica, PUC-Rio, outubro 2012.
- [11.] FOX, R. W., PRITCHARD, P. J., MCDONALD, A. T., *Introdução a Mecânica dos Fluidos*, LTC, 8ª edição, 2014.
- [12.] WHITE, F. M., *Viscous Fluid Flow*, McGraw-Hill, 2<sup>nd</sup> Edition, 1991
- [13.] MATHIEU, J., SCOTT, J., *An Introduction to Turbulent Flow*, Cambridge University Press, 2000.
- [14.] LIENHARD, J. H., Synopsis of Lift, Drag, and Vortex Shedding Data for Rigid Circular Cylinders, *Technical Extension Service*, 1966.
- [15.] SUMMER, D., RICHARDS, M. D., AKOSILE, O.O., *Two Staggered Circular Cylinders of Equal Diameter in Cross-Flow*, Journal of Fluids and Structures, Volume 20, Issue 2, 2005.
- [16.] ANSI/ISA-75.02, Control Valve Capacity Test Procedures, 1996

- [17.] PATANKAR, S. V., *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, McGraw Hill, 1980.
- [18.] MALALASEKERA, W., VERTEEGER, H. K., *An Introduction to Computational Fluid Dynamics. The Finite Volume Method*, Logman Scientific & Technical, 1998.
- [19.] FERZIGER, J. H., PERIC, M., *Computational Methods for Fluid Dynamics*, Springer, 2002.
- [20.] HAUKE, G. *An Introduction to Fluid Mechanics and Transporte Phenomena*, Springer, 2006.
- [21.] BLAZEK, J. *Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications*, 1<sup>st</sup> Edition, Elsevier, 2001.
- [22.] MALISKA, C. R., *Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional*, LTC, 1995.
- [23.] HIRSCH, C. *Numerical Computation of External and Internal Flows*, Elsevier, 2007.
- [24.] JASAK, H., *Error Analysis and Estimation for the Finite Volume Method with Applications to Fluid Flows*, Tese de Doutorado, University of London, 1996.
- [25.] FAVERO, J. L., *Simulação de escoamentos Viscoelásticos: Desenvolvimento de uma Metodologia de Análise Utilizando o Software OpenFOAM e Equações Constitutivas Diferenciais*, Dissertação de Mestrado, UFRS, 2009.
- [26.] FAVERO, J. L., *Simulação de escoamentos Multifásicos Polidispersos Multivariados*, Tese de Doutorado, UFRJ, 2014.
- [27.] NALVARTE, G. A. Z., *Escoamento Turbulento em um Tubo com Obstrução Curvilínea*, Dissertação de Mestrado, PUC-Rio, 1998.
- [28.] DOS ANJOS, R. P., *Avaliação do Desempenho de Modelos de Turbulência em Hidrociclones Utilizando OpenFOAM*, Dissertação de Mestrado, UFRJ, 2016.
- [29.] BARRADAS, A. C. M., *Avaliação do Desempenho do OpenFOAM em estudos de Ventilação Natural*, Dissertação de Mestrado, Universidade de Coimbra, 2016.
- [30.] ISSA, R. I. *Solution of the implicitly discretised fluid flow equations by operator-splitting. Journal of Computational Physics*, v. 62, n. 1, p. 40 – 65, 1986. ISSN 0021-9991.
- [31.] OpenFOAM, *User Guide*, OpenFoam Foundation, 2012.
- [32.] HOLZMAN, T., *Holzmann-CFD*. Disponível em <<http://www.holzmann-cfd.de/index.php/en/numerical-schemes>>. Acesso em 15/07/2017
- [33.] NIECKELE, A. O., *Dinâmica dos Fluidos Computacional. Notas de aula*, 2016.
- [34.] POPE, S. B., *Turbulent Flows*, Cambridge University Press, 2000.

- [35.] NIECKELE, A. O., Turbulência. *Notas de aula*, 2016.
- [36.] WILCOX, D. C., *Turbulence Modeling for CFD*, DCW Industries, 1994.
- [37.] RODI, W., Mansour, N. N., *Low Reynolds Number  $\kappa - \epsilon$  Modeling With the Aind of Direct Simulation Data*, Journal of Fluids Engineering, Volume 119, 1997.
- [38.] REZENDE, A. L. T., *Análise numérica da bolha de separação do escoamento turbulento sobre placa fina inclinada*, Tese de Doutorado, PUC-Rio, 2009.
- [39.] FLUENT, Ansys Fluent 12.0 User's Guide.
- [40.] JONES, W. P., Launder, B. E., *The Prediction of Laminarization with Two-Equation Turbulence Model of Turbulence*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 15, 1972.
- [41.] LAUNDER, B. E., Spalding, D. B., *The Numerical Computation of Turbulence Flows, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Volume 3, 1974.
- [42.] MENTER, F. R., *Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications*, AIAA Journal, Volume 32, 1994.
- [43.] GUERRERO, J, *Introductory OpenFOAM® Course: A Crash Introduction to Turbulence Modeling in OpenFOAM®*, <<http://www.arek.pajak.info.pl/wp-content/uploads/2015/03/15turbulenceOF.pdf>>, Acesso em: 07/08/2017.
- [44.] VIESER, W., ESCH, T. E MENTER, F, *Heat Transfer Predictions using Advanced two-Equations Turbulence Models*, CFX Technical Memorandum: CFXVAL10/0602, 2002.
- [45.] ABRUNHOSA, J. D. M., NIECKELE, A. O., Avaliação do Desempenho de Diferentes Modelos de Turbulência para Predizer Escoamento em um Degrau, *Anais XV Congresso Brasileiro de Eng. Mecânica*, Águas de Lindóia, 1999.
- [46.] FREIRE, A. P. S., MENUT, P. P. M., SU, J., *Turbulência*, ABCM, 2002.
- [47.] ABRUNHOSA, J.D.M, *Simulação de Escoamento Turbulento Complexo com Modelagem Clássica e de Grandes Escalas*, Tese de Doutorado, PUC-Rio, 2003.
- [48.] SMAGORINSKY, J., *General Circulation Experiment with Primitive Equations*, Mon. Weather Rev., Volume 91, 1963.
- [49.] KLEIN, T. S., *The Development and Application of Two-Time-Scale Turbulence Models for Non-Equilibrium Flows*, Tese de Doutorado, University of Manchester, 2012.
- [50.] BEHRENS, T., *OpenFOAM's Basic Solvers for Linear Systems of Equations – Solvers, Preconditioners, Smoothers*, 2009.
- [51.] YOSHIZAWA, A., Horiuti, K., *A Statistically-Derived Subgrid-Scale Kinetic Energy Model for the Large-Eddy Simulation of Turbulent Flows*, Journal of the Physical Society of Japan, 54(8), 2834-2839, 1985.

## Apêndice A

### Método GAMG

Segundo Behrens [50], o método GAMG (generalised geometric-algebraic multigrid) é executado, no OpenFOAM®, segundo um ciclo do tipo V, conforme Figura A.0.1. Desta forma, as várias etapas iterativas podem ser sumariadas da seguinte forma:

1. É efetuado um número limitado de iterações do método Gauss-Seidel ao nível da malha original, de forma a suavizar os erros locais de maior frequência. Essa etapa é chamada de *pre-relaxation sweeps* pois é realizada antes de transformar a malha em uma mais grosseira, ou seja, com menor número de elementos.
2. Após diminuir número de elementos da malha, o resíduo é calculado e interpolado para as malhas mais grosseiras.
3. As correções dos erros globais são realizadas ao nível da malha mais grosseira. Etapa chamada de *multigrid*.
4. Em seguida, os resíduos gerados pela etapa anterior são interpolados para a malha mais refinada. Em seguida, é realizada uma etapa, chamada de *post-relaxation*, para corrigir os erros introduzidos pelo passo anterior.

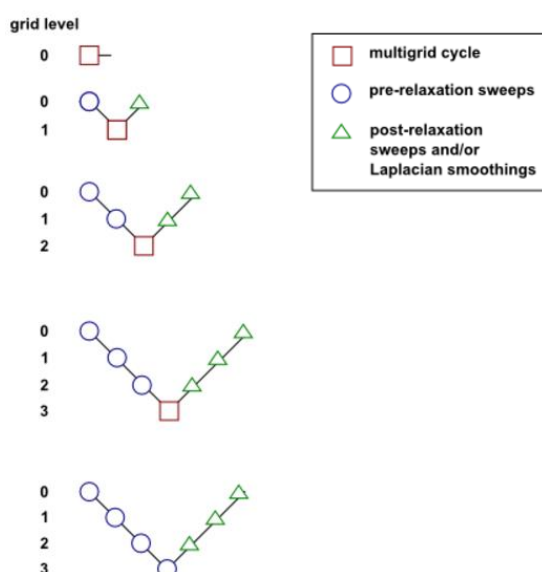


Figura A.0.1 - Ciclo em V do método GAMG [39]

## Apêndice B

### Formulação do Modelo de Turbulência *Realizable* $\kappa - \varepsilon$

Diferentemente do modelo *Standard*  $\kappa - \varepsilon$ , inicialmente proposto por Spalding [40], o modelo *Realizable*  $\kappa - \varepsilon$  tem boa acurácia em situações com escoamento rotacional e curvaturas nas linhas de corrente, além de situações de separação da camada limite e gradientes de pressão adversos. As equações (E.1) e (E.2), em notação indicial, apresentam as equações de transporte do modelo.

$$\frac{\partial(\rho\kappa)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\kappa u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\kappa} \right) \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right] + P_\kappa + P_b - \rho\varepsilon - Y_M + S_\kappa \quad (\text{E.1})$$

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\varepsilon u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_{1\varepsilon} S_\varepsilon + \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{\kappa + \sqrt{\nu\varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{\kappa} C_{3\varepsilon} P_b + S_\varepsilon \quad (\text{E.2})$$

onde  $P_\kappa$  e  $P_b$  representam a geração de energia cinética turbulenta devido a média dos gradientes da velocidade e ao empuxo, respectivamente. Ambas as constantes são calculadas da mesma maneira que o método *Standard*  $\kappa - \varepsilon$ , conforme equações (E.3) e (E.4).

$$P_\kappa = \mu_t S^2 \quad (\text{E.3})$$

$$P_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (\text{E.4})$$

sendo,  $S$  o módulo da média do tensor de deformações, conforme descrito pela equação (E.5),  $Pr_t$  o número de Prandtl, definido como 0,85,  $g_i$  o vetor da aceleração gravitacional e o termo  $\beta$  corresponde o coeficiente de expansão térmica, definido pela equação (E.6).

$$S \equiv \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (\text{E.5})$$

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (\text{E.6})$$

As demais constantes do modelo são definidas de acordo com as equações abaixo.

$$C_1 = \max \left[ 0,43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right] \quad (\text{E.7})$$

$$\eta = S \frac{\kappa}{\varepsilon} \quad (\text{E.8})$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{\kappa^2}{\varepsilon} \quad (\text{E.9})$$

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{kU^*}{\varepsilon}} \quad (\text{E.10})$$

$$U^* = \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij}\tilde{\Omega}_{ij}} \quad (\text{E.11})$$

$$\tilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2\varepsilon_{ijk}\omega_k \quad (\text{E.12})$$

$$\Omega_{ij} = \overline{\Omega_{ij}} - \varepsilon_{ijk}\omega_k \quad (\text{E.13})$$

Sendo  $\overline{\Omega_{ij}}$  é a média do tensor das taxas de rotação com velocidade angular de  $\omega_k$ . As constantes  $A_0$  e  $A_s$  presentes na equação (E.10) são iguais a:

$$A_0 = 4,04 \quad (\text{E.13})$$

$$A_s = \sqrt{6} \cos \varnothing \quad (\text{E.14})$$

$$\varnothing = \cos^{-1}(\sqrt{6}W) \quad (\text{E.15})$$

$$W = \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{\tilde{S}^3} \quad (\text{E.16})$$

$$\tilde{S} = \sqrt{S_{ij}S_{ij}} \quad (\text{E.17})$$

As constantes gerais do modelo  $C_{1\varepsilon}$ ,  $C_2$ ,  $\sigma_\kappa$  e  $\sigma_\varepsilon$  são definidos conforme definido pelas equações (E.18), (E.19), (E.20) e (E.21).

$$C_{1\varepsilon} = 1,44 \quad (\text{E.18})$$

$$C_2 = 1,90 \quad (\text{E.19})$$

$$\sigma_\kappa = 1,00 \quad (\text{E.20})$$

$$\sigma_\varepsilon = 1,20 \quad (\text{E.21})$$



## Apêndice C

### Modelo de Submalha de Uma Equação da Viscosidade Turbulenta

Assim como o método proposto por Smagorinsky, o método de uma equação, como o nome sugere, aproxima o tensor de submalha de Reynolds por uma equação da viscosidade turbulenta, conforme equação (F.1).

$$\tau_{ij} = (\overline{u_i u_j} - \overline{u_i} \overline{u_j}) \approx \frac{2}{3} \kappa_{sgs} \delta_{ij} - 2\nu_{sgs} \overline{S_{ij}} \quad (F.1)$$

onde  $\nu_{sgs}$  é a viscosidade turbulenta da submalha (Equação F.2),  $\overline{S_{ij}}$  é o tensor de deformações (Equação F.3) e  $\kappa_{sgs}$  é a energia cinética turbulenta da submalha (Equação F.4).

$$\nu_{sgs} = C_\kappa \Delta \sqrt{\kappa_{sgs}} \quad (F.2)$$

$$\overline{S_{ij}} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) \quad (F.3)$$

$$\kappa_{sgs} = \frac{1}{2} \tau_{kk} = \frac{1}{2} (\overline{u_k u_k} - \overline{u_k} \overline{u_k}) \quad (F.4)$$

Sendo  $C_\kappa=0,94$  e  $\Delta$  a escala de comprimento característica da submalha.

No entanto, a principal diferença para o método proposto por Smagorinsky se dá no tratamento da produção e dissipação de energia da submalha. No modelo clássico, propõe-se que estas energias se equilibram (Equação F.5), no entanto, esta formulação possui comportamento insatisfatório para prever escoamento na região próxima a parede, não é possível prever a “escala reversa”, isto é, energia transferida da sub-malha para as escalas resolvidas, além da constante  $C_s$  (equação F.6) ser adaptada para cada escoamento.

$$\overline{S_{ij}} - C_\varepsilon \frac{\rho \kappa_{sgs}^{3/2}}{\Delta} = 0 \quad (F.5)$$

$$C_s^2 = C_\kappa \sqrt{\frac{C_\kappa}{C_\varepsilon}} \quad (F.6)$$

No modelo de uma equação, utiliza-se as equações (F.2) e (F.4) para criar uma equação de transporte para  $\kappa_{sgs}$  na qual são considerados os efeitos de produção, dissipação e difusão, tornando o modelo mais geral. Esta formulação é representada na equação (F.7).

$$\frac{\partial(\rho\kappa_{sgs})}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \kappa_{sgs})}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} [\rho(\nu + \nu_{sgs})] + \frac{\partial \kappa_{sgs}}{\partial x_j} = 0 \quad (F.7)$$