ANÁLISE DO ESCOAMENTO COMPRESSÍVEL DE GÁS NATURAL EM ESPAÇOS ANULARES COM RESTRIÇÕES PARA A ELEVAÇÃO DE PETRÓLEO

Diego Alvim Gomez

Dissertação de Mestrado

Orientadores

Prof° Márcio Nele de Souza, D.Sc.

Prof° Ricardo de Andrade Medronho, Ph.D.

Curso de Pós-graduação em Tecnologia de Processos Químicos e Bioquímicos
Escola de Química da Universidade Federal do Rio de Janeiro

Dezembro de 2008

ANÁLISE DO ESCOAMENTO COMPRESSÍVEL DE GÁS NATURAL EM ESPAÇOS ANULARES COM RESTRIÇÕES PARA A ELEVAÇAO DE PETRÒLEO

Diego Alvim Gomez

Dissertação apresentada ao Curso de Pós-graduação em Tecnologia de Processos Químicos e Bioquímicos da Escola de Química da Universidade Federal do Rio de Janeiro como parte integrante dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Ciências (M Sc).

Orientada por:

Márcio Nele de Souza, D.Sc.
(Presidente da Banca)

Ricardo de Andrade Medronho, Ph.D.

Aprovada por:

José Carlos Costa da Silva Pinto, D.Sc.

Rogério Fernandes de Lacerda, D.Sc.

Rosana Lopes Fialho Vieira de Melo, D.Sc.

Eduardo Mach Queiroz, D.Sc.

Rio de Janeiro, RJ – Brasil

Dezembro de 2008

Gomez, Diego Alvim.

Análise do Escoamento Compressível de Gás Natural em Espaços Anulares com Restrições para a Elevação de Petróleo / Diego Alvim Gomez. Rio de Janeiro: UFRJ/EQ, 2008.

xvi, 125; il.

(Dissertação) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola de Química. 2008.

Orientador(es): Márcio Nele de Souza e Ricardo de Andrade Medronho.

1. Escoamento compressível. 2. Elevação de petróleo. 3. Fluidodinâmica computacional. 4. Dissertação (Pós-Graduação – UFRJ/EQ). 5. Ricardo de Andrade Medronho, Ph.D. e Márcio Nele de Souza, D.Sc. I. Título.

"Só há uma guerra a que pode permitir-se o ser humano: a guerra contra sua extinção."

(Isaac Asimov)

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus pais, Noeme e Dario, a minha avó, Sylvia, aos meus tios, Bernardo e João, a minha grande amiga, Carmem Mena, e a minha irmã, Marisol, pelo amor e o incentivo, que foram fundamentais para o cumprimento desta grande conquista.

Agradeço a Poliana, pelo carinho, amizade, conselhos, cobranças e o incentivo, que foram muito importantes durante o período de execução deste trabalho.

Sou grato ao Márcio Nele de Souza, pela orientação, amizade, sinceridade e sua grande dedicação que contribuíram enormemente para minha evolução durante esses anos de convivência.

Agradeço ao Ricardo de Andrade Medronho, pela orientação, amizade e pela oportunidade de trabalhar em projetos nas áreas de engenharia de processo e simulação. Seus conselhos, profissionalismo e caráter são uma grande inspiração para minha de carreira profissional.

Sou grato a José Carlos Costa da Silva Pinto pela orientação e amizade. Seu grande espírito motivador e as idéias que compartilhamos foram muito importantes para a execução deste trabalho.

Agradeço a troca de experiência e a ajuda adquirida pelos amigos e colegas que conviveram comigo no LabCFD e no LMSCP, durante esses anos, em especial, Marcelo, Fred, Alvio, Thiago e Andrea.

Sou grato a Rogério, Rosana e os outros profissionais envolvidos no projeto BPZ por todo material e informações disponibilizadas que possibilitaram o desenvolvimento deste estudo.

E, finalmente, agradeço a amizade, o auxílio e os conselhos fornecidos pelos alunos de pós-graduação que trabalham no LADEQ, em especial, Liane, Rogério e Lizandro, que sempre estiveram dispostos a me ajudar.

Resumo da Dissertação de Mestrado apresentada ao Curso de Pós-graduação em Tecnologia de Processos Químicos e Bioquímicos da Escola de Química / UFRJ como parte dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Ciências (M.Sc.).

ANÁLISE DO ESCOAMENTO COMPRESSÍVEL DE GÁS NATURAL EM ESPAÇOS ANULARES PARA A ELEVAÇÃO DE PETRÓLEO

Diego Alvim Gomez

Dezembro, 2008

Orientadores: Márcio Nele de Souza, D.Sc.
Ricardo de Andrade Medronho, Ph.D.

Este estudo descreve o comportamento do escoamento de gás natural compressível em espaços anulares, que ocorrem num sistema de bombeio pneumático para elevação de petróleo conhecido como BPZ. Esse sistema é baseado no método de *gas-lift* intermitente e geralmente é usado em poços maduros, com altas profundidades, e em reservatórios com baixas pressões.

O BPZ opera com períodos de injeção de gás a alta pressão. A principal região de enchimento de gás ocorre no espaço anular formado pelas colunas externas e de produção do sistema. Nesse espaço, o gás começa com uma pressão inicial que cresce até que o valor necessário para o transporte de óleo seja alcançado. Após o encerramento do processo de elevação, a pressão retorna para a mesma condição inicial.

Durante esse processo, as conexões dos diferentes tubos pelas luvas de sustentação atuam como obstáculos que restringem a passagem de gás, promovendo variações de pressão no escoamento e aumentando o tempo de enchimento. A fluidodinâmica computacional (CFD) foi usada para avaliar a influência das perdas de pressão na taxa do escoamento através de um pequeno, mas representativo comprimento da tubulação contendo a luva. Simulações de oito variações de geometria da luva e de um caso sem a presença dessa conexão foram realizadas.

Foi verificado que as maiores influências para as variações de pressão foram a presença de luvas e o tamanho das seções de escoamento. Além disso, baseada nos resultados de CFD, foi obtida uma correlação entre as diferenças de pressão (PD) e a velocidade de saída. (V).

Um modelo de escoamento global foi elaborado para verificar esse comportamento para todo o sistema de injeção. Nesse modelo, a tubulação foi dividida em seções contento um trecho reto de tubulação seguido por uma seção contendo a luva. Uma relação entre PD e V, obtida da literatura, foi usada para estimar os cálculos de perda de pressão no trecho reto de tubulação, e as correlações obtidas de CFD para o mesmo propósito nas seções de tubulação contendo a luva.

Os casos simulados por esse modelo quantificaram a grande influência das luvas no tempo de enchimento do sistema. Simulações sem a presença de luvas mostraram um tempo de pressurização 25 % mais rápido que o sistema original com a presença desses acessórios. Acredita-se que a opção por construir sistemas sem essas conexões pode aumentar de modo significativo a produção diária de óleo em poços.

Abstract of the Dissertation presented to Curso de Pós-graduação em Tecnologia de Procesos Químicos e Bioquímicos - EQ/UFRJ, as partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science (M.Sc.)

ANALYSIS OF A NATURAL GAS COMPRESSIBLE FLOW THROUGH AN ANNULAR SPACE WITH RESTRICTIONS FOR OIL LIFT

Diego Alvim Gomez

December, 2008

Supervisors: Márcio Nele de Souza, D.Sc.
Ricardo de Andrade Medronho, Ph.D.

This study describes the behavior of compressible natural gas flow through annular spaces, which occurs in a pneumatic pumping method of oil artificial lift known as BPZ. This system is based on the intermittent gas-lift method, and generally is used in mature wells with high depths, and in reservoirs with low pressures.

BPZ operates with periods of high pressure gas injection. The main region of gas pressurization occurs in the annular space between the external column and the production column. In this space, the gas starts at an initial pressure, which grows until it reaches the necessary value for transporting the oil. After finishing the lifting process the pressure returns to the same initial condition.

During this process, the connections of the different pipes by couplings are constrains that restrict the passage of gas, promoting pressure variations in the flow and increasing the filling time. Computational Fluid Dynamics (CFD) was used to evaluate the influence of the flow rate on the pressure drop through a relatively small but representative length of pipe containing a coupling. Simulations of eight variations of coupling geometry and one without the presence of this connection were carried out.

It was verified that the presence of couplings and the length of flow sections have a strong influence in pressures drops. Furthermore, based on the CFD results, a correlation between the pressure drop (PD) and the outlet velocity (V) of the flow was obtained.

A global flow model was elaborated to evaluate this behavior for the full injection system. In this model, the pipe was divided in sections containing a straight pipe followed by a section containing the coupling. A relationship between PD and V, obtained from literature, was used for pressure drop calculations in the straight pipe and the correlation obtained through CFD was used in the pipe section containing a coupling.

This model allowed quantifying the great influence of the couplings in the injection system time. Simulations without these fittings showed a total pressurization time 25 % faster than the original system with the presence of couplings. Therefore the option for building systems without couplings would possibly improve the daily oil production in wells.

ÍNDICE

1. INTRODUÇÃO 1

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA 5

2.1. Elevação 5

2.1.1. Classificação dos Poços 6
2.1.2. Fluxo no Meio Poroso 7
2.1.3. Fluxo na Coluna de Produção 11
2.1.4. Fluxo nas Linhas de Produção 12
2.1.5. Métodos de Elevação Artificial 12

2.2. Métodos de Elevação Baseados na Injeção de Gás Comprimido 14

2.2.1. *Gas-Lift* Contínuo 14
2.2.2. *Gas-Lift* Intermitente Convencional 16
2.2.3. *Gas-Lift* Intermitente do Tipo Câmara 17
2.2.4. *Plunger-Lift* 19

2.3. BPZ 20

2.3.1. Descrição do Método 20
2.3.2. Dados Sobre a Implantação do BPZ em Poços 25
2.3.3. Características do Sistema de Injeção 26

3. MECÂNICA DOS FLUIDOS 28

3.1. Escoamentos Turbulentos 28

3.2. Abordagem Tridimensional do Escoamento Compressível 29

3.2.1. Média Temporal das Equações da Continuidade, Quantidade de Movimento e do Transporte de Energia 30
3.2.2. Modelos de Turbulência 34
3.2.2.1. Modelo k−ε 35
3.2.2.2. Modelo κ−ω 39
3.2.2.3. Modelo SST 41

3.3. Abordagem Simplificada Escoamento Compressível..... 42

3.3.1. Escoamentos Compressível em Tubulações..... 44
3.3.2. Escoamento Compressível através de Orifícios e Bocais..... 46

4. FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL 48

4.1. Representatividade da Solução Numérica 50

4.2. Discretização do Domínio (Malha Computacional) 51

4.3. Casos de Escoamentos de Altas Velocidades em Espaçoes Restritos..... 53

5. MATERIAIS E MÉTODOS 55

5.1. *Software* e *Hardware* 56

5.2. Dados do BPZ 56

5.2.1. Informações da Geometria do Sistema..... 56
5.2.2. Dados Operacionais..... 58

5.3. Simulações de CFD..... 61

5.3.1. Geometria Adotada 61
5.3.2. Estudo de Malhas 65
5.3.3. Simulações Realizadas 68
5.3.4. Utilização do Ajuste de Parâmetros para a Determinação das Expressões Obtidas da CFD 71

5.4. Modelo de Escoamento Global..... 73

5.4.1. Discretização pelo Modelo de Câmaras 73
5.4.2. Aproximações e Condições Admitidas pelo Modelo 77
5.4.3. Resolução Numérica 79

6. RESULTADOS E DISCUSSÃO 81

6.1. Simulações em CFD 81

6.1.1. Planos e Vetores das Simulações de Maiores Valores de Velocidade para Cada Geometria 82
6.1.2. Valores Médios das Variáveis nas Condições de Contorno de Entrada e Saída do Domínio 103
6.1.3. Estimação de Parâmetros 108

6.2. Resultados do Modelo de Escoamento Global 111

7. CONCLUSÕES 116

8. PROPOSTAS PARA A CONTINUAÇÃO DO TRABALHO 119

REFERÊNCIAS 121

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 - Esquema do fluxo de fluidos na produção de petróleo de uma unidade *offshore* (adaptado de Alves e Camargo, 2006) 6

Figura 2.2 - Curva de IPR para o modelo linear 9

Figura 2.3 - Curva de IPR para o modelo não linear 10

Figura 2.4 - Oposição de solicitações no fundo do poço 12

Figura 2.5 - Informações sobre a participação dos métodos de elevação no número de poços e na produção total de óleo da PETROBRAS (Alves e Camargo, 2006) 13

Figura 2.6 - Esquema de operação de um sistema de *gas-lift* contínuo 15

Figura 2.7 - Esquema de operação de um sistema de *gas-lift* intermitente convencional (adaptado de Ayatollahi *et al.*, 2005): (a) carregamento da coluna líquida e pressurização do anular; (b) elevação da golfada de líquido; (c) *afterflow* 17

Figura 2.8 - Esquema de um sistema de *gas-lift* intermitente do tipo câmara (adaptado de Guo *et al.*, 2007) 18

Figura 2.9 - Esquema de um sistema *plunger-lift* (Nascimento, 2005) 19

Figura 2.10 - Esquema de um sistema BPZ (adaptado de Franco e Oliveira, 2001) 21

Figura 2.11 - Visualização de um sistema BPZ instalado em um campo terrestre (a) com um esquema explicativo (b) (ENGEPET, 2008) 22

Figura 2.12 - Esquema Ilustrativo dos ciclos de operação do BPZ: (a) alimentação da câmara de estocagem; (b) pressurização e elevação; (c) drenagem do Anular entre as colunas intermediária e externa; onde a cor preta representa o líquido a ser elevado, a cor amarelo claro os gases provenientes da formação e a cor amarelo escuro o gás injetado pelo sistema de pressurização. 23

Figura 3.1 - Comportamento da flutuação da velocidade num escoamento turbulento . 31

Figura 4.1 - Etapas contidas nas simulações de CFD, usando o CFX-11 da ANSYS. .. 48

Figura 4.2 - Exemplos malhas não-estruturada (a) e estruturada não-uniforme (b)..... 53

Figura 5.1 - Desenho de um sistema típico de BPZ, com a região de compressão de gás destacada em verde, e uma visão detalhada do esquema de união das tubulações pelas luvas de conexão 57

Figura 5.2 – Esquema das regiões de interesse, destacadas em verde, do sistema de injeção estudado. 58

Figura 5.3 - Tomadas de pressão em um ciclo de operação do BPZ 61

Figura 5.4 - Geometrias de ¼ do volume tridimensional (90º da região anular) e da fatia bi-dimensional utilizadas no teste de simetria 62

Figura 5.5 - Esquema de referência das alterações de geometrias realizadas nas simulações de CFD 64

Figura 5.6 - Detalhes dos contornos do domínio simulado 64

Figura 5.7 – Esquema das geometrias simuladas com diferentes contornos da região de obstrução, onde: (A) corresponde ao caso 7; (B) corresponde ao caso 8. 65

Figura 5.8 - Malhas das simulações empregadas nos testes de simetria: (a) 90º; (b) 45º; (c) 2D 66

Figura 5.9 - Características das malhas empregadas no teste de malha, onde correspondem, respectivamente: (a) malha 1 ; (b) malha 2; (c) malha ; (d) malha 4 68

Figura 5.10 - Esquema da divisão de câmaras no sistema de enchimento. Para as regiões circundadas pelas elipses grandes, serão empregadas correlações da literatura e na região interna à elipse pequena serão empregadas as correlações obtidas neste trabalho, por CFD. 74

Figura 5.11 - Esquema de discretização do sistema pelo modelo de câmaras 75

Figura 6.1 - Perfis de velocidade na entrada (6.1a) e na saída (6.1b) da restrição na simulação 4, com valores variando de 0 m/s a 367,5 m/s 82

Figura 6.2 - Perfil de pressão do domínio 2D na simulação 4, com valores variando de 11,59 10^5Pa a 21,95 10^5Pa 83

Figura 6.3 - Perfil de temperatura do domínio 2D na simulação 4, com valores variando de 311,8 K a 323,7 K 83

Figura 6.4 - Vetores de velocidade na entrada (6.4a) e na saída (6.4b) da restrição na simulação 4, com valores variando de 0 m/s a 367,5 m/s 84

Figura 6.5 - Perfil de velocidade na entrada (6.5a) e na saída (6.5b) da restrição na simulação 8, com valores variando de 0 m/s a 260,6 m/s 86

Figura 6.6 - Perfil de pressão do domínio 2D na simulação 8, com os valores variando de 12,48 10^5Pa a 15,72 10^5Pa 87

Figura 6.7 - Vetores de velocidade na entrada (6.7a) e na saída (6.7b) da restrição na simulação 8, com valores variando de 0 m/s a 260,6 m/s 88

Figura 6.8 - Perfis de velocidade na entrada (6.8a) e na saída (6.8b) da restrição na simulação 12, com os valores variando de 0 m/s a 259,4 m/s 89

Figura 6.9 - Perfil de pressão do domínio 2D na simulação 12, com os valores variando de 10,78 (10^5Pa) a 19,41 (10^5Pa) 90

Figura 6.10 - Perfis de velocidade na entrada (6.10a) e na saída (6.10b) da restrição na simulação 16, com valores variando de 0 m/s a 373,8 m/s 91

Figura 6.11 - Perfil de pressão do domínio 2D na simulação 16, com valores variando de 12,7 10^5Pa a 20,07 10^5Pa 92

Figura 6.12 - Perfis de velocidade na entrada (6.12a) e na saída (6.12b) da restrição na simulação 20, com valores variando de 0 m/s a 301,6 m/s 93

Figura 6.13 - Perfil de pressão do domínio 2D na simulação 20, com os valores variando de 12,79 10^5Pa a 23,12 10^5Pa 94

Figura 6.14 - Perfis de velocidade na entrada (6.14a) e na saída (6.15b) da restrição na simulação 24, com valores variando de 0 m/s a 242,3 m/s 95

Figura 6.15 - Perfil de pressão do domínio 2D na simulação 24, para valores de pressão variando de 13,14 10^5Pa a 16,86 10^5Pa 96

Figura 6.16 - Perfis de velocidade na entrada (6.16a) e na saída (6.16b) da restrição na simulação 28, com valores de velocidade variando de 0 m/s a 305,8 m/s 97

Figura 6.17 - Perfil de pressão do domínio 2D na simulação 28, com valores variando de 12,30 10^5Pa a 17,99 10^5Pa 98

Figura 6.18 - Perfis de velocidade na entrada (6.18a) e na saída (6.18b) da restrição na simulação 32, com valores variando de 0 m/s a 317,4 m/s 99

Figura 6.19 - Perfil de pressão do domínio 2D na simulação 32, com valores variando de 11,55 10^5Pa a 17,66 10^5Pa. 100

Figura 6.20 - Perfil de velocidade na entrada (6.20a) e na saída (6.20b) da restrição na simulação 36, com valores de velocidade variando de 0 m/s a 138,5 m/s 101

Figura 6.21 - 6.21 Perfil de pressão do domínio 2D na simulação 36, para valores de pressão variando de a 14,8 10^5Pa a 15,73 10^5Pa 102

Figura 6.22 - Curvas dos modelos obtidos para o escoamento nas vizinhanças das luvas 109

Figura 6.23 - Comparação entre a curva estimada pelo modelo e os resultados obtidos das simulações de CFD para o caso base 110

Figura 6.24 - Variação da pressão ao longo do tempo de enchimento nas câmaras do topo e do fundo para os casos: (A) sistema original; (B) sistema sem restrições; (C) sistema com maiores fatores de restrição 112

Figura 6.25 - Variação da velocidade ao longo do tempo de enchimento nas câmaras do topo para os casos: (A) sistema original; (B) sistema sem restrições; (C) sistema com maiores fatores de restrição 113

Figura 6.26 - Variação do perfil de pressão absoluta em diferentes instantes de tempo para o caso (A) sistema original 114

Figura 6.27 - Variação do perfil de pressão absoluta em diferentes instantes de tempo para o caso (B) sistema sem restrições 115

Figura 6.28 - Variação do perfil de pressão absoluta em diferentes instantes de tempo para o caso (C) sistema com maiores fatores de restrição 115

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 2.1 - Exemplos da Implantação de Sistemas BPZ (APJEM online, 2008) 25

Tabela 3.1 - Valores das constantes contidas no modelo κ−ε (CFX, 2007) 37

Tabela 3.2 - Valores das constantes contidas no modelo κ−ω (CFX, 2007) 41

Tabela 5.1 - Informações sobre a geometria dos casos simulados 58

Tabela 5.2 - Informações sobre a geometria dos casos simulados em CFD 63

Tabela 5.3 - Informações e resultados do teste de simetria 66

Tabela 5.4 - Informações e resultados do teste de malha 67

Tabela 5.5 - Descrição das simulações realizadas em CFD 70

Tabela 5.6 - Parâmetros das simulações em CFD 71

Tabela 5.7 - Avaliação da influência das pressões de saída nas simulações em CFD 72

Tabela 5.8 - Informações sobre a discretização do sistema 75

Tabela 5.9 - Comparação das velocidades de saída obtidas para a geometria 9 78

Tabela 5.10 - Informações sobre as considerações admitidas para o modelo global 79

Tabela 6.1 - Resultados das simulações para a geometria 1 104

Tabela 6.2 - Resultados das simulações para a geometria 2 104

Tabela 6.3 - Resultados das simulações para a geometria 3 105

Tabela 6.4 - Resultados das simulações para a geometria 4 105

Tabela 6.5 - Resultados das simulações para a geometria 5 106

Tabela 6.6 - Resultados das simulações para a geometria 6..... 106

Tabela 6.7 - Resultados das simulações para a geometria 7 107

Tabela 6.8 - Resultados das simulações para a geometria 8 107

Tabela 6.9 - Resultados das simulações para a geometria 9 108

Tabela 6.10 - Resultados da estimação de parâmetros 108

1. INTRODUÇÃO

Atualmente, há uma grande demanda mundial de recursos energéticos e materiais para atender as necessidades da indústria mundial. Neste cenário, destaca-se o petróleo como o principal componente da matriz energética mundial, com 35 % de sua participação (World Energy Council, 2007) e, também, como uma das principais fontes de matéria-prima para a geração de produtos das mais variadas aplicações, como, por exemplo, plásticos, borrachas sintéticas, tintas, corantes, adesivos, solventes, explosivos, produtos farmacêuticos e cosméticos (Thomas *et al.*, 2001).

Esta tendência global tem impulsionado grandes esforços voltados para o desenvolvimento e aprimoramento de tecnologias na indústria petrolífera. Uma das principais áreas destes estudos é a etapa de produção de petróleo, onde, por exemplo, buscam-se aumentar economicamente as eficiências de extração das quantidades de petróleo e gás disponíveis nos poços.

Os processos de elevação artificial são uns dos grandes destaques desta área, já que estão implantados na maioria das unidades produtoras de petróleo existentes. No ano de 1998, as estatísticas já contabilizavam este tipo de mecanismo de elevação existente em 93% dos sistemas de produção de todo mundo (Alves e Camargo, 2006).

Os sistemas do tipo *gas-lift* intermitente (GLI), dentre as principais tecnologias de elevação artificial praticadas, exibem grandes vantagens em relação à possibilidade de operação em condições bastante desfavoráveis, como baixas pressões de reservatório e baixos índices de produção de petróleo. Essas características apresentadas tornam este tipo de sistema ideal para o funcionamento em poços maduros, aumentando a eficiência de extração de óleo neste tipo de sistema. Sendo assim, este método consolida-se como uma excelente opção para permitir a produção rentável nos últimos estágios de vida útil dos poços.

Baseando-se no princípio de operação do GLI, Franco e Oliveira (2001), desenvolveram um novo sistema denominado Bombeio Pneumático de Zadson (BPZ). O BPZ promove a elevação de óleo através de ciclos de compressão e descompressão de gás natural. Suas principais diferenças para o GLI convencional são: a utilização de uma região anular bastante estreita para a etapa de compressão do sistema; o dreno constante de gás existente no anular de revestimento; e a presença de uma coluna de injeção auxiliar. Esses fatores aumentam consideravelmente a eficiência de produção de óleo e a economia de gás da operação. Todas essas características disponibilizadas pelo BPZ tornaram-no uma forte alternativa para poços maduros.

Nos últimos anos, o BPZ foi instalado com sucesso nos poços marítimos da UN-SEAL, nos campos de Camorim e Guaricema, e em campos terrestres da Colômbia, e testados em campos terrestres da UN-BA, todos pertencentes à PETROBRAS. A sua implantação apresentou um grande aumento na produção desses campos em relação aos antigos sistemas de elevação instalados (ENGEPET, 2008).

Recentemente, tem-se investido em estudos sobre a modelagem deste processo, visando à obtenção de melhores previsões sobre as operações do sistema, possibilitando o desenvolvimento de simuladores e estratégias de otimização de seu funcionamento.

Um dos destaques é o Projeto BPZ que envolve os professores José Carlos da Silva Pinto, Rogério Fernandes de Lacerda e Rosana Lopes de Fialho Vieira de Melo, respectivamente, da área de engenharia química da UFRJ, UFF e UFBA, trabalhando com pesquisadores e colaboradores dessas instituições, em conjunto com a empresa ENGEPET (responsável pela implantação e desenvolvimento dessa Tecnologia). O outro destaque é o trabalho desenvolvido por Siqueira e Filho (2004).

As grandes dificuldades enfrentadas pelos estudos de modelagem são: o escasso número de dados operacionais disponíveis, a complexidade das etapas envolvidas no ciclo de operação do sistema e a grande variedade de condições que um BPZ pode apresentar dependendo do local de sua instalação. Com isso, os modelos existentes são bastante simplificados, sendo ajustados com os poucos dados de processo existentes, e representando com mais confiança sistemas com características semelhantes de projeto, reservatório e localização.

Nesses estudos realizados, verificou-se a necessidade de investigar-se detalhadamente a etapa de injeção de gás comprimido, já que se suspeitava que esta apresentasse uma influência

significativa para o tempo e a eficiência do ciclo do processo. Essa questão tornou-se a principal motivação para o desenvolvimento deste trabalho.

O processo de compressão investigado, caracteriza-se pelo escoamento de gás natural com altos gradientes de pressão e velocidades numa região anular estreita com a presença de restrições. Estes obstáculos ao escoamento consistem nas luvas de conexão e sustentação usadas para a construção das colunas que compõem o sistema e estão presentes em todas as plantas BPZ construídas.

Estudar formas de avaliar a influência dessas restrições pode gerar informações de extremo interesse, pois atualmente há opções de construção de sistemas BPZ sem a necessidade de possuir essas luvas de encaixe, entretanto, demandam um custo de instalação mais elevado. Logo, uma resposta estimada por um modelo desenvolvido, que englobe essas características, pode fornecer informações se a configuração padrão, ou a opção mais recente pode ser mais indicada para o projeto de um dado poço.

O objetivo deste trabalho foi a elaboração de um modelo matemático de escoamento global para descrever o comportamento da etapa de enchimento de gás do sistema, tomando como base dados da geometria e de processo de um BPZ em operação, disponibilizados pela ENGEPET.

A obtenção da resposta do modelo matemático foi divida em duas etapas: (1) simulações em CFD, com o uso do *software* CFX-11.0, para avaliar o escoamento através de um volume representativo das restrições em diferentes condições de pressão e geometria; (2) Utilizando os modelos ajustados resultantes das simulações de CFD e expressões da literatura, foi obtido um modelo global para emular o comportamento da etapa de compressão de gás de um sistema BPZ, ao longo do tempo de um ciclo de operação. Para a obtenção dos resultados desta etapa, foram realizadas simulações no programa Compaq Visual Fortran versão 6.5.

Foram simuladas, em CFD, nove variações de geometria, cada uma submetida a 4 variações de pressão entre as condições de contorno de entrada e saída, correspondendo no total de 36 casos simulados. Com isso, foram levantados dados importantes para analisar a sensibilidade de variações de parâmetros geométricos das luvas no escoamento como: espessura das seções anulares e de restrição; comprimento; contorno das bordas, e a ausência dessas conexões. As

informações obtidas dos resultados de CFD influenciaram e estruturam as três configurações testadas para o modelo global.

As configurações avaliadas para o modelo de escoamento global foram construídas em base aos dados geométricos de um BPZ existente: o primeiro caso seguiu todas as informações da planta base; no segundo caso considerou-se a ausência das luvas de conexão; e no último caso, uma diminuição de área em algumas das seções de restrição, simulando hipoteticamente problemas de acomodação do encaixe de luvas na etapa de construção do sistema. A idéia principal foi avaliar a influência dessas mudanças de geometria no tempo de enchimento, para casos que diminuíssem e aumentassem a perda de pressão em relação ao caso base, estabelecendo-se, então, três cenários distintos para auxiliar na análise da participação da luva neste processo.

Para a solução numérica desta etapa, utilizou-se o método das câmaras para a discretização do domínio do sistema, e a rotina RKGS do Fortran baseada no método de Runge-Kutta adaptado por Gill para a resolução do sistema de equações diferenciais na variável tempo.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Elevação

A produção de petróleo é composta por vários sistemas individuais conectados entre si, estes são: o reservatório, que consiste de uma rocha formada por espaços vazios (porosidade), que podem estar interconectados (permeabilidade) ou não com a capacidade de armazenar fluidos; e as estruturas artificiais, que incluem o poço, os equipamentos de elevação, as utilidades de produção, separadores e os tanques de armazenamento (Economides *et al.*, 1994).

Na engenharia de petróleo, a viabilidade e a otimização da produção possível de poços é destinada à área da engenharia de elevação. O emprego das técnicas de engenharia de elevação apropriadas para um determinado caso está interligado diretamente a outras áreas de grande importância da engenharia de petróleo, tais como: prospecção de petróleo, perfuração, completação, avaliação de formações e engenharia de reservatórios (Thomas *et al.*, 2001).

A engenharia de elevação insere-se na etapa de transporte de fluidos produzidos nos poços. Este processo consiste no escoamento dos fluidos do reservatório até a superfície, podendo ser dividido nas etapas de fluxo em meios porosos, elevação (fluxo na coluna de produção) e escoamento. A primeira consiste na migração dos fluidos contidos no reservatório até o fundo do poço através de um meio poroso. A segunda corresponde ao deslocamento dos fluidos do fundo do poço até a cabeça o poço, podendo ser realizada somente pelas próprias características do poço (elevação natural), ou pelo emprego de métodos artificiais (elevação artificial). O escoamento consiste no fluxo de fluidos da cabeça do poço até os separadores da superfície, onde se localiza uma plataforma ou estação coletora (Alves e Camargo, 2006).

O funcionamento desta etapa está vinculado a um grande número de variáveis, entre estas, podem-se destacar as pressões nos principais pontos do sistema, localizadas no reservatório (p_e), fundo do poço (p_{wf}), cabeça do poço (p_{wh}) e de operação do separador inicial de

produção localizado na superfície (p_{sep}). Um esquema ilustrativo para esta etapa num poço de completação marinha (cabeça do poço submersa) pode ser visualizado na Figura 2.1.

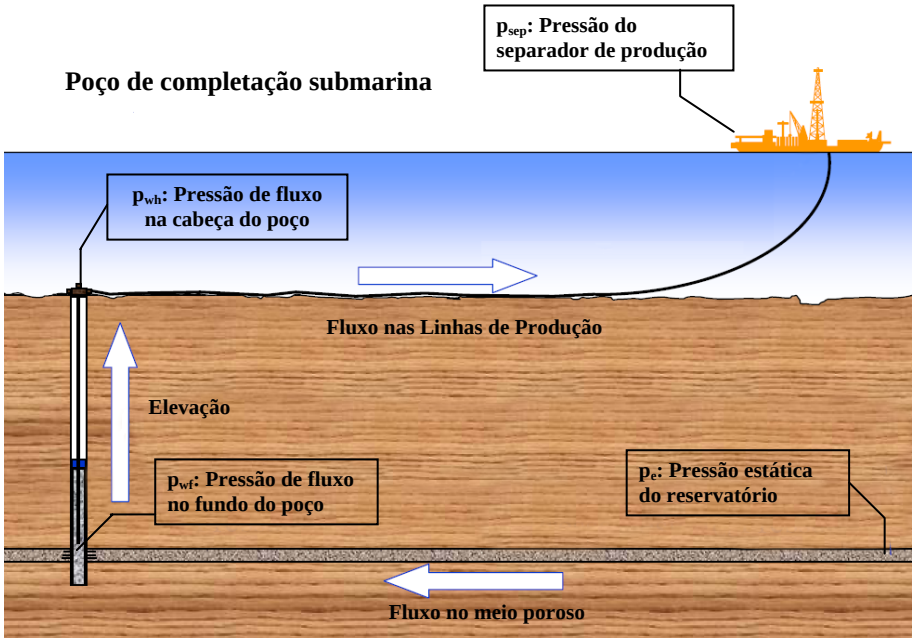


Figura 2.1 - Esquema do fluxo de fluidos na produção de petróleo de uma unidade *offshore* (adaptado de Alves e Camargo, 2006).

A opção do mecanismo de elevação adotado depende fortemente do comportamento dessas três etapas de escoamento. As subseções seguintes destinam-se a detalhar características do sistema presentes nas etapas de transportes de fluidos que influenciam nesta escolha.

2.1.1. Classificação dos Poços

Os poços podem ser classificados como surgentes ou não surgentes. Os poços surgentes são aqueles que podem promover o transporte dos fluidos do fundo do poço à plataforma sem a utilização de nenhum mecanismo externo (elevação natural), isso ocorre quando a pressão do reservatório é alta o suficiente para sobrepor-se as perdas de pressão existentes ao longo do processo. Quando o transporte de fluidos até a superfície demanda uma energia além das capacidades naturais do poço, este é considerado não surgente, requisitando meios artificiais para realizar o processo de elevação, sendo produzido por elevação artificial (Santos *et al.*, 2001).

Muitos poços em seus primeiros momentos de operação podem promover eficientemente o escoamento de seus fluidos até os separadores de produção, operando de forma natural. Mas,

à medida que a pressão do reservatório cai ao longo da operação ou quando esta já é inicialmente muito baixa, a produção surgente fica fisicamente impossibilitada ou não atraente do ponto de vista econômico, sendo necessária a instalação de métodos de elevação artificial para tornar esta etapa viável.

Em Takács (2005), são detalhados dois tipos de casos que tornam a produção de um poço totalmente dependente de métodos de elevação artificial, que ocorrem, respectivamente: quando a pressão no fundo do poço diminui ao ponto de deixar de atender as perdas totais de pressão no poço, ou no caso do efeito destas perdas tornar-se maior do que a contribuição de energia disponibilizada pelo sistema no fundo do poço.

O primeiro caso acontece com o decrescimento gradual na pressão do reservatório, ocasionado, por exemplo, pela quantidade de fluido removido deste ao longo da operação do poço. O segundo caso envolve o crescimento das perdas ao longo do poço, geralmente causada por: (a) o aumento de densidade no fluido produzido devido ao decréscimo da quantidade de gás; (b) vários problemas mecânicos como tubulações mais estreitas instaladas, altas resistências ao escoamento aumentadas por defeitos em orifícios, válvulas e pelo aparecimento de regiões de restrições, etc.

2.1.2. Fluxo no Meio Poroso

O fluxo no meio poroso é a migração de fluidos do reservatório, ou formação, para o fundo do poço. Este fluxo pode ocorrer somente quando p_e é maior que p_{wf}, e quanto maior for esta diferença, mais elevada será a capacidade produtiva do poço.

A avaliação do potencial de produção de fluidos de um reservatório pode ser obtida através de dois modelos, o modelo linear ou o modelo não linear (Takács, 2005). Os dois modelos estão relacionados à produtividade do poço.

O Índice de Produtividade (IP) é um número determinado na prática através de um teste de produção e empregado para se estabelecer uma relação linear entre as pressões do reservatório e de fluxo do fundo com a vazão de produção de líquido para um dado poço. Quanto maior

for o IP do poço, maior será o seu potencial produtivo. A utilização do modelo linear ocorre mediante as seguintes considerações no fluxo do meio poroso (Thomas *et al.*, 2001):

- O reservatório tem espessura constante;
- É considerado homogêneo em toda sua extensão, com relação a todas as propriedades da rocha;
- É isotrópico em relação à permeabilidade;
- Está saturado por um único fluido;
- O poço é completado em todo o intervalo produtor para assegurar o fluxo radial em toda espessura do reservatório;
- O comportamento ser descrito pela equação de Darcy.

Nessas condições vários parâmetros do fluxo do meio poroso podem ser agrupados em único coeficiente que corresponde ao IP, como pode ser visualizado na equação abaixo.

$$IP = \frac{q}{(p_e - p_{wf})} \tag{2.1}$$

Onde, p_{wf} corresponde à pressão de escoamento no fundo do poço, p_e à pressão do reservatório, q à vazão volumétrica de líquido produzida e IP ao índice de produção.

Devido à variação lenta da pressão do reservatório com o tempo, pode-se afirmar que para um determinado período de tempo e para pressões dinâmicas no fundo do poço maiores do que as pressões de saturação, o índice de produtividade permanece constante. Se um poço exibir esse comportamento, ou seja, possuir um IP constante que não seja sensível a alterações na vazão, pode-se obter uma relação entre a vazão de fluidos produzida e a pressão de fluxo de fundo denominada IPR (*Inflow Performance Relationship*) que neste caso exibirá um comportamento linear (Thomas *et al.*, 2001).

Na Figura 2.2 pode ser visualizada uma curva de IPR que segue o comportamento linear. Vale a pena ressaltar, que o ponto no qual a curva de IPR cruza o eixo da vazão fornece a informação da vazão máxima que o poço pode alcançar. Este ponto é idealizado, pois nunca a

pressão de fluxo de fundo terá valor nulo, mas, mesmo assim, seu valor serve de referência para avaliação do potencial do fluxo no meio poroso.

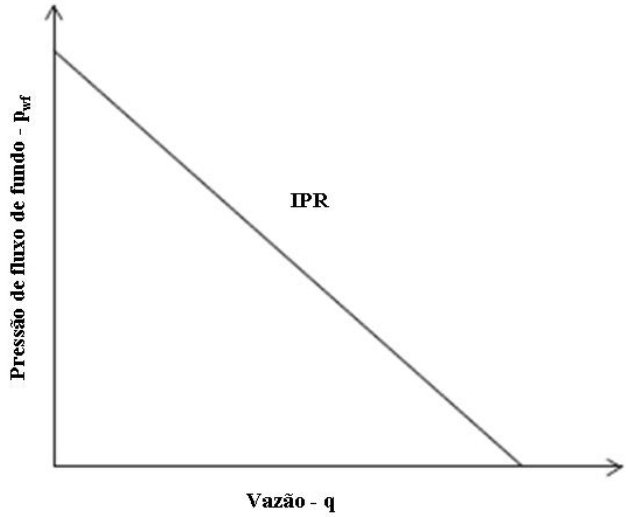


Figura 2.2 - Curva de IPR para o modelo linear.

Este comportamento não é observado quando a pressão de saturação do óleo supera a pressão existente no meio poroso, pois esta condição favorece a saída do gás da solução, devido sua maior permeabilidade em relação ao óleo. Com isso a produtividade do poço fica sensível às variações de pressão, descaracterizando a análise do fluxo poroso por uma IPR linear.

Este problema foi contornado por Vogel (1968)**,** que conseguiu obter curvas de IPR para poços com gás em solução. Ele partiu de curvas IPR para vários estágios do reservatório e conseguiu representar o comportamento dos poços a partir da equação (2.2). Na Figura 2.3 observa-se o comportamento da produtividade para este modelo.

$$\frac{q}{q_{max}} = 1 - 0{,}2\,\frac{p_{wf}}{p_e} - 0{,}8\left(\frac{p_{wf}}{p_e}\right)^2 \qquad (2.2)$$

onde, q é a taxa de produção na pressão do fundo do poço p_{wf} (psi), q_{max} é a vazão máxima de produção de líquido (STB/d), p_e é a pressão média estática do reservatório (psi).

Este modelo foi obtido com a suposição de escoamento bifásico gás e óleo. Mas, tem apresentado bons resultados para fluxos trifásicos, desde que a quantidade de água não seja muita alta (Takács, 2005).

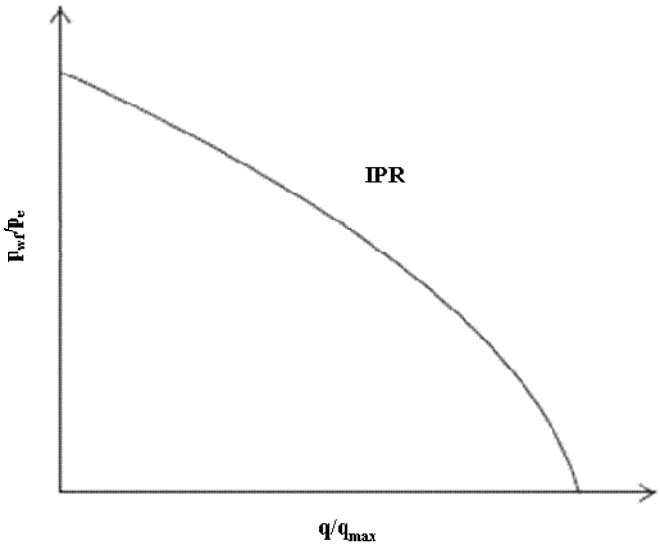


Figura 2.3 - Curva de IPR para o modelo não linear.

Caso a pressão estática (p_e) seja menor que a pressão de saturação (p_{sat}), deve-se analisar o potencial do reservatório utilizando uma curva de Vogel. Mas, se p_e é maior que p_{sat} é necessário, para uma análise mais completa, utilizar uma curva composta pelos modelos lineares e de Vogel (Nascimento, 2005).

Um bom conhecimento da capacidade produtiva do reservatório, obtido através das curvas de IPR, é uma ferramenta bastante importante para fornecer informações essenciais para a escolha de um método de elevação adequado e para a obtenção de previsões sobre o comportamento futuro da produção. Essas informações também são importantes para aperfeiçoar o projeto do sistema de produção (Nascimento, 2005).

Vale ressaltar, que mesmo no caso de sistemas nos quais o comportamento do fluxo do meio poroso já foi modificado, fugindo um pouco das características dos modelos citados, costuma-se utilizar informações desses modelos, como o IP, para a estimativa de algumas características e comportamentos do sistema.

2.1.3. Fluxo na Coluna de Produção

O transporte de fluido à superfície é realizado quando a pressão p_{wf} (Figura 2.1) fornece a energia necessária para atender as etapas de fluxo presentes no trajeto. A demanda de energia dessas etapas ocorre através de perdas de pressão devido à fricção, à aceleração, à pressão hidrostática e às restrições (válvulas e acessórios) impostas ao escoamento (Thomas *et al.*, 2001).

Com isso, um maior valor para a pressão p_{wf}, é aparentemente bastante vantajoso para a produção do sistema. Mas, na verdade, não se pode analisar esse fluxo na coluna isoladamente em relação ao fluxo no meio poroso, pois uma maior p_{wf} proporciona uma menor diferença de pressão em relação à pressão estática do reservatório, logo, encontra-se na seqüência entre esses dois tipos de transportes, no fundo do poço, uma oposição de solicitações.

A capacidade de transporte dos fluidos da coluna de produção para a superfície está relacionada ao valor de pressão requerida para a coluna de produção, conhecido como TPR (*Tubing Pressure Requirement*), onde para uma pressão requerida na cabeça do poço p_{wh}, existe uma correspondente pressão de fluxo no fundo p_{wf}.

Portanto, para obterem-se as pressões desejadas na superfície para os separadores de produção é necessário estimar o valor requerido de pressão no fundo do poço. Esta etapa pode ser feita pelo uso de simuladores e/ou por cálculos, como a análise nodal que levam em consideração as perdas de energia mais relevantes deste processo e os possíveis padrões de escoamento presentes, como, por exemplo, anular, bolhas dispersas, golfada, etc (Alves e Camargo, 2006).

Uma das principais formas de analisar e solucionar os problemas de fluxo na coluna é comparar graficamente uma combinação das curvas de IPR e TPR. Na Figura 2.4 são mostradas as curvas citadas.

Através da interseção das duas curvas obtém-se uma previsão da vazão de produção (Nascimento, 2005). Este tipo de análise, na maioria das vezes, é utilizado apenas para definir a operação em poços surgentes, mas o raciocínio envolvido ajuda a entender o escoamento no fundo do poço os outros tipos de sistemas.

Através desta análise ainda podem-se tirar várias informações interessantes como, por exemplo, se é pertinente a escolha de um método de elevação artificial para diminuir a pressão requerida no fundo no poço, e assim aumentar a produtividade do sistema.

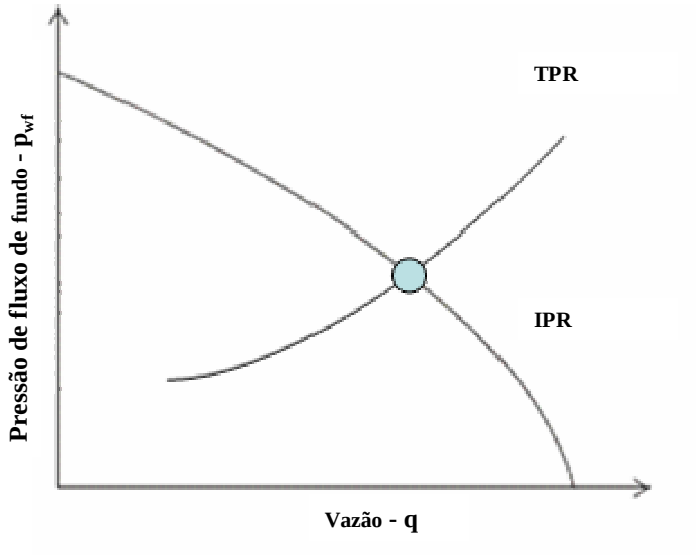


Figura 2.4 - Oposição de solicitações no fundo do poço.

2.1.4. Fluxo nas Linhas de Produção

O fluxo nas linhas de produção corresponde ao transporte de fluidos da cabeça do poço para as facilidades de produção. Nesta etapa, os fluidos se movimentam através dos dutos e reguladores, sendo assim as principais perdas de pressão ocorrem no escoamento devido aos efeitos de aceleração e restrição. Nos casos de poços com completação molhada, incluem-se também o diferencial proporcionado pela variação de pressão hidrostática. Nesta análise também se devem conhecer os padrões de fluxo na horizontal (bolha, golfada, etc), devido a sua influência no gradiente dinâmico de pressão na tubulação (Thomas *et al.*, 2001).

2.1.5. Métodos de Elevação Artificial

Os métodos de elevação artificial são usados para produzir fluidos de poços não surgentes e desativados, ou para aumentar a produção de poços surgentes. Segundo Alves e Camargo (2006), 93% dos poços de todo o mundo utilizam algum mecanismo de elevação artificial, já nos poços operados pela PETROBRAS este número chega em torno de 95%, correspondendo a 66% da produção, como pode ser visualizado na Figura 2.5.

As principais tecnologias de elevação artificial existentes baseiam-se no princípio de *gas-lift* e de bombeio, como por exemplo (Takács, 2005**)**: *gas-lift* contínuo (GLC), *gas-lift* intermitente (GLI), bombeio centrífugo submerso (BCS), bombeio mecânico com hastes (BM) e o bombeio por cavidades progressivas (BCP).

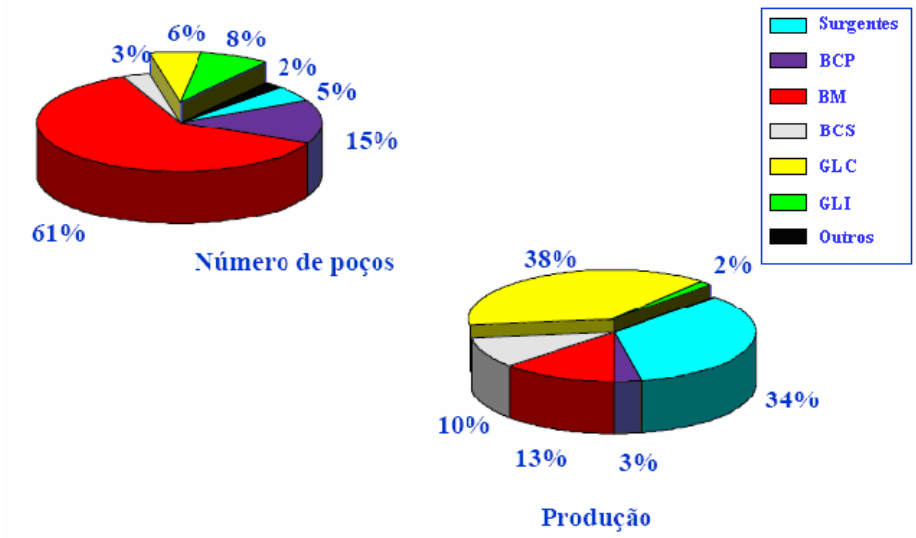


Figura 2.5 - Informações sobre a participação dos métodos de elevação no número de poços e na produção total de óleo da PETROBRAS (Alves e Camargo, 2006).

Os sistemas de *gas-lift* utilizam o gás natural comprimido da superfície injetando-o em algum ponto próximo ao fundo do poço, possibilitando que o gás auxilie no processo de elevação do óleo na coluna de produção (Guo *et al.*, 2007). O gás possibilita o transporte de líquido de duas maneiras: (1) através da aeração do líquido; (2) impulsionando o líquido até a superfície através da expansão do gás.

No *gas-lift* contínuo (GLC), uma taxa permanente de gás é injetada na coluna de produção, aerando o líquido a ser elevado, no local mais próximo possível do fundo do poço. As características de operação deste método são bastante semelhantes à elevação natural. O sistema *gas-lift* intermitente (GLI) trabalha de maneira diferente, produzindo o óleo através de golfadas de líquido impulsionadas pelo gás comprimido, que é injetado periodicamente no fundo da coluna de produção, em ciclos intermitentes de operação.

O métodos que envolvem bombeio, possuem algum tipo de mecanismo instalado no sistema que fornece energia ao fluido, aumentando a pressão de fluxo do sistema no fundo do poço, possibilitando que o fluxo vença as perdas de carga existentes no transporte até a superfície, para uma dada vazão de produção recomendada (Thomas *et. al* 2001). O tipo de bombeio é definido a partir do princípio de funcionamento do equipamento utilizado.

Cada método de elevação artificial possui vantagens e desvantagens, tornando a sua escolha dependente de vários fatores, dentre os quais se podem destacar (Nascimento, 2005): a geometria do poço, quais fluidos são produzidos no poço, a viscosidade, a profundidade do reservatório,a razão gás-óleo (RGO), segurança e os custos.

Neste processo de escolha, pode-se destacar o trabalho de Clegg *et al.* (1993), bastante citado na literatura, que se mostra como um excelente guia de recomendação e comparação para a seleção de um método de elevação artificial para vários cenários possíveis, abordando as principais tecnologias existentes. Neste estudo são analisadas trinta e uma características como, por exemplo, projeto de custo capital, eficiência energética, flexibilidade de produção, profundidade do poço, características da formação, limites dos diâmetros das colunas do sistema, possibilidade de obstrução da operação, poços com desvio de inclinação, aplicabilidade em unidades *offshore*, operação na presença de sólidos suspensos, etc.

2.2. Métodos de Elevação Baseados na Injeção de Gás Comprimido

A seguir serão detalhados os sistemas de elevação artificial que se baseiam na injeção de gás comprimido, que possuem princípios de operação semelhantes ao BPZ.

2.2.1. *Gas-Lift* Contínuo

O GLC envolve a injeção contínua de gás comprimido através de uma válvula operadora (válvula de *gas-lift*), na coluna de produção, em uma profundidade determinada. Este tipo de método é aplicado para poços que possuam índices de produção, com valores superiores a 0,5 STB/dia/psi e que tenham uma pressão de reservatório relativamente alta (Guo *et al.*, 2007).

Em grande parte desses sistemas, este fluxo de gás ocorre do anular formado pelo revestimento e a coluna de produção, para o interior da última. A injeção de uma quantidade

de gás apropriada possibilita a diminuição da densidade da mistura acima do ponto de injeção, possibilitando que esta seja mais facilmente elevada até a superfície. Na Figura 2.6 pode ser visualizado um esquema deste processo.

Sabendo que o principal efeito de perda de carga na coluna de produção ocorrido devido à variação de energia potencial, verifica-se uma grande redução desta perda de carga no processo através da diminuição da densidade da mistura. Devido à esta condição, é possível aumentar a taxa de produção de óleo do poço que tenha este tipo de instalação.

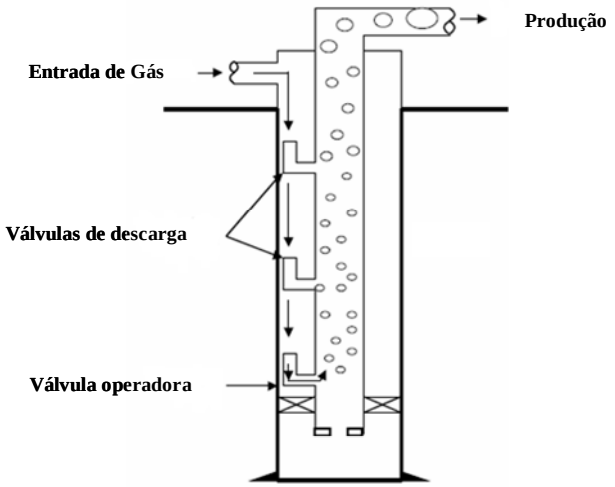


Figura 2.6 - Esquema de operação de um sistema de *gas-lift* contínuo.

Podem-se ressaltar outras características deste método (Takács, 2005)**:**

Vantagens

- Produção de altas vazões de líquido para qualquer profundidade;
- Aproveitamento da energia do gás de formação;
- Grande flexibilidade nas faixas operacionais de produção;
- Recomendado para a presença de sólidos na produção;
- Fácil controle da injeção de gás (normalmente uma válvula choke já é suficiente).

Desvantagens

- Necessidade de altos valores de pressão de reservatório para sua aplicação. Grande flexibilidade nas faixas operacionais de produção;
- A queda da eficiência, à medida que o reservatório se depleta, não permite que este método seja aplicado sob condições de operação próximas ao abandono do poço.

2.2.2. *Gas-Lift* Intermitente Convencional

O GLI normalmente é utilizado como uma extensão natural do GLC a partir do momento que este se torna fisicamente e/ou economicamente ineficiente para a produção do poço (Chacín, 2004). Segundo Guo *et al.* (2007), estes métodos são recomendados para poços com baixa pressão de reservatórios, com altos ou baixos valores de IP.

Em um ciclo de operação de um sistema GLI convencional, uma válvula (*motor valve*) controla a quantidade de gás injetada do compressor para o espaço anular, em um tempo programado. A válvula de *gas-lift* é configurada para abrir no valor de pressão apropriado do fundo da seção anular de enchimento (Santos *et al*., 2007). Neste ponto, a coluna de produção já está carregada com uma coluna de líquido vinda da formação (Figura 2.7a) através da abertura e fechamento da válvula de entrada de óleo localizada no fundo do poço.

Em seguida, após o sistema atingir a pressão requerida para a abertura da válvula de *gas-lift*, o gás eleva a coluna líquida impulsionando-a como uma grande golfada, deixando para traz alguma quantidade de líquido, que consiste no retorno provocado pelo escorregamento de líquido (Figura 2.7b).

Finalmente, a golfada é elevada até a superfície, e, posteriormente, as gotas líquidas ainda dispersas são produzidas com o restante do gás injetado (na etapa conhecida como *afterflow*). Durante o final desta operação o sistema é despressurizado e volta à condição inicial para que um novo ciclo seja iniciado (Figura 2.7c).

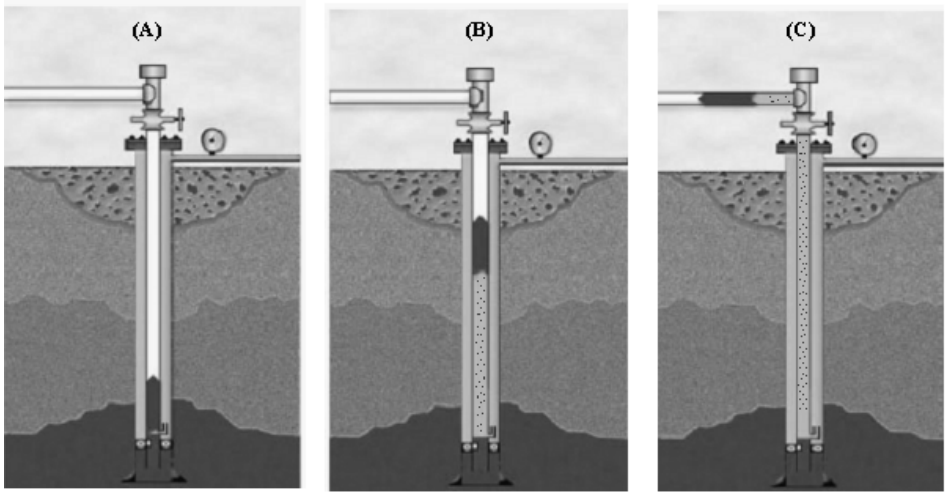


Figura 2.7 - Esquema de operação de um sistema de gas-lift intermitente convencional (adaptado de Ayatollahi *et al.*, 2005): (a) carregamento da coluna líquida e pressurização do anular; (b) elevação da golfada de líquido; (c) *afterflow*.

Outras características a serem apontadas em sistemas deste tipo (Takácks, 2005).

Vantagens

- Alta flexibilidade para acomodar alterações nos parâmetros de fluxo do poço, quando o poço exibe baixa produtividade de líquido;
- Baixos custos de capitais, especialmente para a profundidade e para poços com baixo nível de líquido são menores dos que os observados para as bombas;
- Em poços próximos ao abandono, permite a adaptação para o sistema de câmara de acumulação, permitindo o aumento da eficiência de produção.

Desvantagens

- A energia da formação é perdida, não sendo utilizada na elevação;
- As taxas de produção disponíveis são limitadas e inferiores as do GLC;
- Grandes flutuações na pressão de fluxo do fundo do poço podem apresentar grandes problemas de produção de areia em reservatórios não consolidados.

2.2.3. *Gas-Lift* Intermitente do Tipo Câmara

É um sistema indicado para valores muito baixos da pressão de formação e altos valores de IP, proporcionando um alto rendimento nestas condições (Santos *et al.*, 2004). A câmara localizada no fundo do sistema permite que uma maior quantidade de líquido seja elevada no

sistema, e ainda permite economia de gás durante os ciclos. Possui o esquema de operação similar ao GLI convencional, com exceção, de quando a válvula de *gas-lift* abre, o gás primeiro empurra o líquido contido numa câmara de estocagem de líquido para a coluna de produção, e depois eleva a golfada de líquido.

Durante o enchimento da coluna líquida, o fluido vindo do reservatório é acumulado na câmara, enquanto que no convencional o fluido é carregado diretamente na coluna de produção. Na Figura 2.8 pode-se visualizar um exemplo deste tipo de sistema.

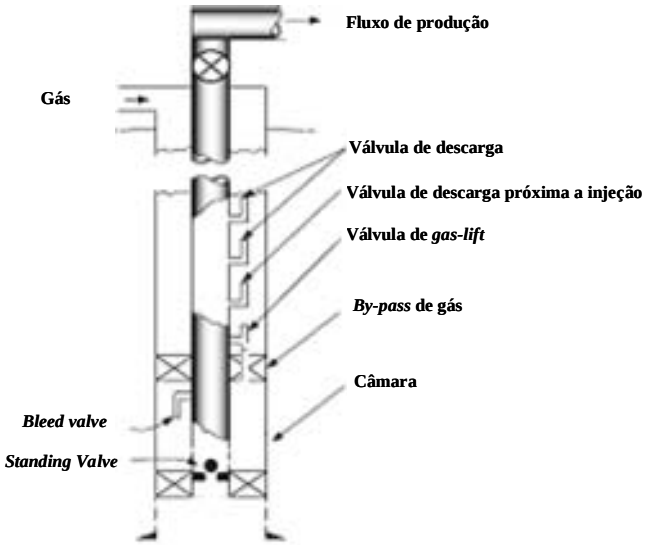


Figura 2.8 - Esquema de um sistema de *gas-lift* intermitente do tipo câmara (adaptado de Guo *et al.*, 2007).

Podem-se apontar outras informações sobre este método (Takács, 2005):

Vantagens

- Produz com o menor valor possível da pressão de fluxo do fundo do poço, e aumenta a produção, nessas condições, como nenhum outro método de elevação;
- Pode ser implantado em poços com baixas pressões de formação, podendo produzir até a condição mais crítica de depleção;
- Pode-se considerar que o retorno de líquido diminui quando comparado às instalações convencionais porque a injeção de gás toma lugar somente quando todo o líquido acumulado sai da câmara para a coluna de produção, evitando a segregação do gás;
- Exigências de injeção de gás são reduzidas devido à maior formação possível da golfada de líquido;

- Desde que o ponto de injeção numa dada câmara fique próximo ao fundo do poço, pode-se injetar gás próximo à profundidade máxima dos poços com um longo intervalo de perfloração (ligação entre o poço e o meio poroso).

Desvantagens

- Baixas taxas de produção de líquidos;
- Não aproveita a energia do fluido da formação para a elevação;
- Dimensões nos poços como um pequeno tamanho de revestimento e um longo intervalo de perfloração podem limitar severamente a aplicação deste método;
- Em poços com altas taxas de produção de areia, operações de *wireline* e de interferências operacionais na câmara podem ser de difícil execução.

2.2.4. *Plunger-Lift*

Opera de modo semelhante ao modelo convencional, diferenciando-se deste sistema ao transportar a golfada de líquido através de um *plunger* (uma espécie de torpedo), impulsionado pelo gás comprimido. Esta operação permite que as perdas de líquido por escorregamento sejam praticamente nulas. Durante o carregamento do poço, o *plunger* volta a sua posição inicial. Na Figura 2.9 pode se observar um esquema deste sistema.

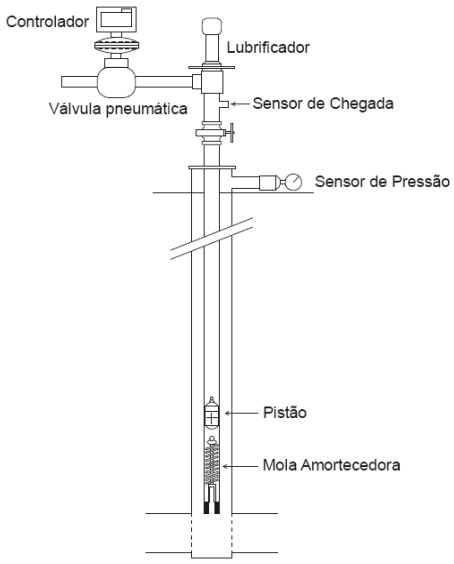


Figura 2.9 - Esquema de um sistema *plunger-lift* (Nascimento, 2005).

A principal aplicação das áreas de elevação por *plunger* são similares ao GLI convencional. Outras características que podem ser destacadas são (Takács, 2005):

Vantagens

- Diminuindo a necessidade de injeção de gás das instalações com reduções médias de podendo alcançar a 30% e 70%;
- A aplicação de *gas-lift* intermitente em poços profundos com baixas pressões de injeção da superfície torna-se possível;
- Indicado para aumentar a produção em poços aonde a pressão de escoamento é muito alta no trajeto até a superfície;
- Recomendados para poços com problemas de emulsão;
- Faz um efeito de *pig* para a limpeza de parafinas e sólidos depositados na coluna de produção;
- Aumento da produção de líquido devido à diminuição do retorno de líquido por escorregamento.

Desvantagens

- Em poços que requerem um alto número diário de ciclos, a velocidade de retorno do *plunger* pode limitar o número de ciclos e a taxa de produção de líquidos;
- Desvios nos poços e outros acidentes nos poços podem prejudicar o movimento do *plunger*.

2.3. BPZ

2.3.1. Descrição do Método

O BPZ consiste em um sistema de elevação pneumática para a produção de petróleo, com o princípio de operação semelhante ao GLI do tipo câmara, para aplicação em poços com baixos índices de produção ou com baixos valores de pressão estática, servindo de alternativa em relação a outros métodos de elevação artificial usados neste cenário de produção, como o bombeio mecânico e outros métodos baseados na injeção de gás comprimido citados anteriormente (Franco e Oliveira, 2001; Siqueira e Filho, 2004).

O sistema usa ciclos de compressão e descompressão de gás natural, elevando o óleo acumulado numa câmara de armazenamento de petróleo, localizada na parte inferior do poço através da coluna de produção até a superfície. Nas Figuras 2.10 e 2.11 podem-se visualizar, respectivamente, uma descrição de um BPZ típico e uma foto com o esquema explicativo de um sistema já implantado para operação.

Este tipo de sistema pode ser aplicado em qualquer campo de petróleo onde exista, ou possa ser disponibilizado o gás natural comprimido na pressão e volume necessários para operar o sistema. A pressão e volume de gás são funções das características do campo (profundidade e produtividade dos poços) e da geometria adotada.

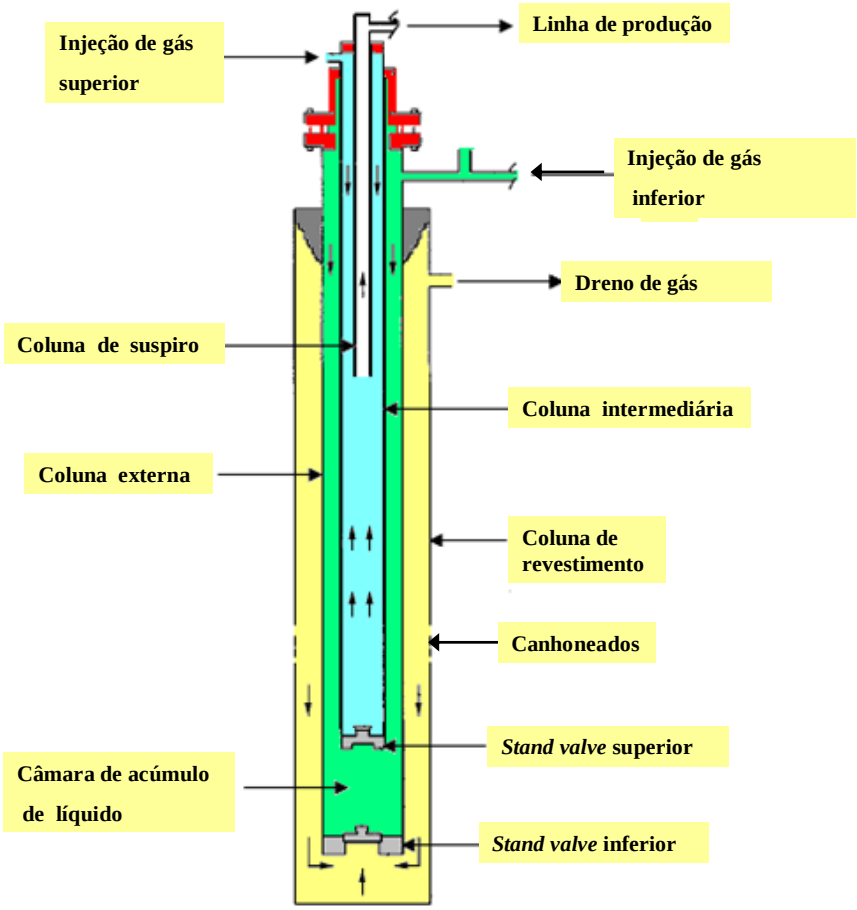
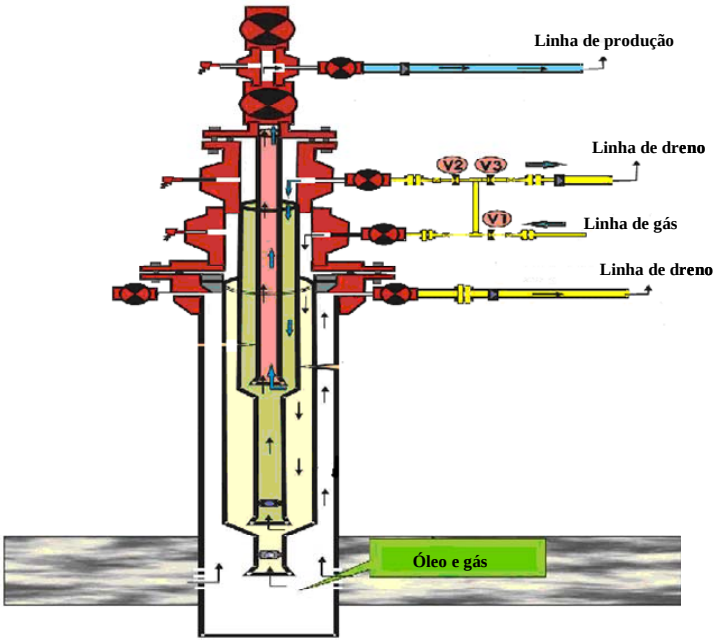


Figura 2.10 - Esquema de um sistema BPZ (adaptado de Franco e Oliveira, 2001).

2.11(a)



2.11(b)

Figura 2.11 - Visualização de um sistema BPZ instalado em um campo terrestre (a) com um esquema explicativo (b) (ENGEPET, 2008).

O ciclo de operação, ilustrado na Figura 2.12, pode ser descrito pelos seguintes estágios:

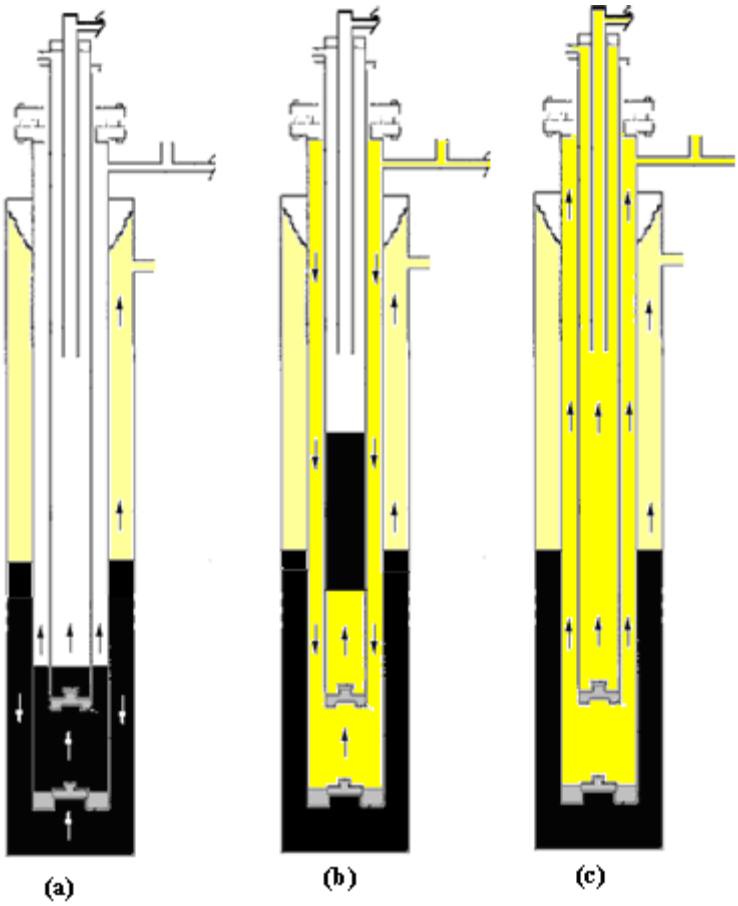


Figura 2.12 – Esquema Ilustrativo dos ciclos de operação do BPZ: (a) alimentação da câmara de estocagem; (b) pressurização e elevação; (c) drenagem do Anular entre as colunas intermediária e externa; onde a cor preta representa o líquido a ser elevado, a cor amarelo claro os gases provenientes da formação e a cor amarelo escuro o gás injetado pelo sistema de pressurização.

Etapa 1: Alimentação da Câmara de estocagem

Nesta etapa, ocorre a alimentação da câmara de estocagem através da passagem dos fluidos, oriundos do reservatório, pela *stand valve* inferior. Esta válvula de retenção permite o fluxo apenas na direção do escoamento, evitando que haja retorno do líquido estocado. O tempo aguardado da alimentação é dado em função do IP do poço.

Etapa 2: Pressurização e Elevação

Caracteriza-se pela pressurização do espaço anular entre as colunas intermediárias e externas, através do ponto de injeção inferior (ver Figura 2.10), visando o deslocamento do líquido da câmara de estocagem para a coluna de produção, através da passagem pela *stand valve* superior. A elevação inicia a partir do momento em que a pressão necessária para empurrar a

coluna de líquido é alcançada, quando, então, o líquido é elevado em forma de golfada até a superfície.

O sistema ainda possui uma coluna auxiliar (suspiro), que permite outro ponto de injeção de gás comprimido (ponto de injeção superior), entre o anular formado por esta coluna e a intermediária, utilizando o gás vindo da despressurização proposital do anular de enchimento entre as colunas externa e intermediária.

Esta operação é possível devido às linhas que possibilitam a ligação entre os pontos de injeção inferior e superior. Essa característica do projeto melhora as condições de elevação do sistema, permitindo que a maior parte restante do líquido, ainda não produzida, e localizada próxima a coluna de suspiro, seja elevada numa segunda golfada. Esse segundo estágio de injeção promove uma maior eficiência de elevação e, também, diminui a quantidade de gás utilizada no ciclo.

Etapa 3: Drenagem do Anular entre as colunas Intermediária e Externa
Após a elevação da coluna líquida, o sistema passa por um processo de despressurização que facilita a migração do óleo para a câmara de armazenamento. A finalidade desta etapa é reduzir ao máximo a pressão da câmara de estocagem para um valor de pressão atmosférica ou do sistema de coleta, localizado na superfície, para facilitar a realimentação da câmara de estocagem. Depois desta operação, inicia-se um novo ciclo do sistema.

Outras características que podem ser destacadas deste sistema são:

Vantagens (ENGEPET, 2008)

- Ausência de peças móveis dentro do poço, o que confere simplicidade, menor freqüência de intervenções para a manutenção e facilidade durante a completação e operação;
- Pode ser associado ao *plungler lift* para eliminar operações de *wire line* com o objetivo de desparafinação;
- As injeções de gás comprimido através do anular acima da câmara de estocagem e do anular formado pela coluna auxiliar providenciam um consumo de gás relativamente baixo;

- Aplicação em poços de alta inclinação;
- O sistema de controle na superfície é de baixo custo;
- Pode operar na presença de fluidos agressivos com uma freqüência de falhas reduzida (apenas furos de coluna podem ocorrer, já que o revestimento fica protegido);
- Funcionamento com segurança em poços que produzem óleo/água quentes (por estarem na área de influência da injeção contínua de vapor). Evitando inclusive o contato direto desses fluidos com o revestimento (usando um *packer* térmico);
- Comparativamente a outros métodos de elevação pneumática, o BPZ opera com pressões de fluxo menores uma vez que o anular de revestimento é continuamente drenado.

Desvantagens

- Baixas taxas de produção de líquidos;
- Não aproveita a energia do fluido da formação para a elevação;
- Operações de medições de variáveis de operação no fundo do poço são complicadas em muitos casos, em virtude dos estreitos espaços existentes entre as colunas que compõem o sistema.

2.3.2. Dados Sobre a Implantação do BPZ em Poços

O BPZ vem se firmando como uma excelente alternativa para promover a produção de petróleo em poços maduros. Na Tabela 1.1 são mostradas informações sobre o acréscimo ou viabilidade de produção em poços que tiveram esta solução implantada, e que antes possuíam outro método de elevação instalado. Todos os exemplos mostrados possuem um diâmetro da coluna de revestimento de 7,00 in.

Tabela 2.1 - Exemplos da implantação de sistemas BPZ (ENGEPET, 2008)

Poço	Data	Empresa	Produção anterior (m^3/dia)	Produção com BPZ (m^3/dia)	Acréscimo de Produção (%)	Profundidade da Coluna Externa (m)	BSW (%)
A	FEV/02	UN-COL	36,9/GLC	99,8	170,5	725	70,0
B	FEV/02	UN-COL	34,6/GLC	90,0	160,2	930	52,0
C	JUN/02	UN-COL	17,0/GLC	28,0	64,7	1640	4,0
D	JUN/02	UN-COL	23,0/GLC	52,6	128,7	850	12,0

Tabela 2.1 - Exemplos da implantação de sistemas BPZ (ENGEPET, 2008) - Continuação							
E	JUN/02	UN-COL	26,8/GLC	43,0	60,4	760	20,0
F	NOV/02	UN-COL	39,2/GLC	150,0	282,6	735	80,0
G	NOV/02	UN-COL	47,2/GLC	81,9	73,5	950	32,0
H	NOV/02	UN-COL	86,3/GLC	127,0	47,2	780	90,0
I	NOV/02	UN-COL	55,0/GLC	74,5	35,4	750	70,0
GA-55	JUL/02	UN-SEAL	0,0/GLC	65,0	∞	1500-1196	-
GA-66	NOV/02	UN-SEAL	0,0/GLC	34,0	∞	1350-1195	-
GA-58	NOV/02	UN-SEAL	0,0/GLC	35,0	∞	1330-1170	-
SES-112	NOV/02	UN-SEAL	36,0/GLC	48,0	33,3	1150	-
GA-61	NOV/02	UN-SEAL	40,0/GLC	72,0	80,0	1695-1385	2,4
GA-62	NOV/02	UN-SEAL	0,0/GLC	3,5	∞	1845-1420	0,0
GA-63	DEZ/02	UN-SEAL	26,0/GLC	39,0	50,0	1640-1410	0,1
SES-114	NOV/02	UN-SEAL	40,0/GLC	64,0	60,0	1370	0,1
PIR-176	DEZ/02	UN-SEAL	20,0/GLC	31,0	55,0	845-835	4,4
GA-02	JAN/03	UN-SEAL	0,0/GLC	11,2	∞	1030	-
CM-93	FEV/04	UN-SEAL	40,0/GLC	48,2	20	2120-1830	11

2.3.3. Características do Sistema de Injeção do BPZ

O projeto de um sistema BPZ típico permite que o anular que compõe a câmara de gás tenha um volume bastante pequeno. Esta característica facilita o preenchimento de gás comprimido necessário para elevação do óleo acumulado no fundo, pois uma menor quantidade de gás é necessária para que sejam atingidas as condições de pressão requeridas para o processo de elevação.

Mas, por outro lado, outros efeitos são observados. A estreita seção anular disponível para o escoamento de gás comprimido, para a etapa de enchimento, em conjunto com as restrições de área, impostas pelas luvas de conexão das colunas intermediária e a curta, promovem perdas de pressão neste processo. Esses efeitos são elevados, pois as diferenças de pressão entre o sistema despressurizado e pressurizado são altas, resultando, inicialmente, em grandes velocidades de escoamento para o gás comprimido (condição que aumenta as perdas por atrito e restrição).

Este cenário motivou a geração do modelo global para o sistema de enchimento do presente trabalho, que quantifica essas características de perda de carga.

Muitos exemplos de modelagem desta etapa de enchimento para outros sistemas de *gas-lift* intermitente, não seguem esta linha de detalhe, pelo fato da maioria dos processos estudados, como os investigados nos trabalhos de Santos *et al.* (2001) e Ayatollabi *et. al* (2004), exibirem um anular de enchimento com volumes superiores a uma configuração de BPZ típica, e, consequentemente, não apresentando efeitos significativos nas variações de pressão por atrito e restrição ao escoamento.

Em relação aos cálculos da quantidade total de gás utilizada em um ciclo de um sistema BPZ os efeitos provocados pelas luvas e o atrito não são previstos diretamente, conforme pode ser observado em Franco e Oliveira (2001). Este foi mais um dos pontos que contribuiu para o desenvolvimento do modelo global presente neste trabalho.

3. MECÂNICA DOS FLUIDOS

Neste capítulo são apresentados os principais conceitos teóricos e de modelagem matemática de mecânica dos fluidos, que estão relacionados ao estudo desenvolvido do modelo global para a avaliação do escoamento anular de gás natural comprimido existente no anular de enchimento com restrições.

3.1. Escoamentos Turbulentos

A maioria dos escoamentos encontrados em aplicações práticas de engenharia e na natureza possui altos números de Reynolds, apresentando comportamento de natureza turbulenta (Versteeg e Malalasekera, 1995). Os escoamentos compressíveis, por apresentarem altas velocidades, também são caracterizados como de natureza turbulenta. Não há uma definição de turbulência, mas podem-se identificar algumas características dos escoamentos denominados turbulentos, tais como (Su, 2006; Fontes *et al.*, 2005):

- Irregular. O escoamento turbulento é irregular, randômico e caótico. Consiste de um espectro de diferentes escalas de tamanhos de turbilhões.
- Difusivo. Em escoamentos turbulentos a difusividade aumenta. Com isso, por exemplo, a taxa de crescimento da camada limite e da esteira de um jato aumentam quando o escoamento se torna turbulento. A turbulência aumenta o transporte da quantidade de movimento em escoamentos cisalhantes, e, consequentemente, a dissipação de energia por atrito em escoamentos internos, como ocorrido em dutos e tubulações.
- Altos números de Reynolds. Escoamentos turbulentos ocorrem em altos números de Reynolds, onde as forças de inércia exercem uma maior influência em relação às forças viscosas.

- Tridimensional. O escoamento turbulento é sempre tridimensional e anisotrópico. Entretanto, pode-se considerar, por exemplo, o escoamento turbulento médio como bidimensional em casos nos quais as variáveis médias temporais têm variação desprezível na direção de uma das coordenadas espaciais.
- Dissipativo. A energia dos pequenos turbilhões é transformada em energia interna. Os pequenos turbilhões recebem energia de turbilhões maiores, que por sua vez são alimentados por turbilhões de escalas cada vez mais elevadas. Os maiores turbilhões extraem sua energia do escoamento médio. Este processo de migração de energia ao longo das escalas de turbulência é conhecido como cascata.
- Contínuo. Nos escoamentos turbulentos é válida a hipótese do contínuo, já que as menores escalas de turbulência são muito maiores do que a escala molecular.

3.2. Abordagem Matemática Tridimensional do Escoamento Compressível

As equações da continuidade, da quantidade movimento e do transporte de outras propriedades relevantes descrevem tanto regimes laminares quanto os turbulentos para um escoamento analisado. No caso de escoamentos compressíveis, ainda são necessárias as equações de balanço de energia e de estado do fluido para o fechamento do sistema de equações.

Considerando o tratamento de fluidos newtonianos, as equações relativas à quantidade de movimento são modeladas pelas equações de Navier-Stokes (Fox e McDonald, 2001). Um sistema construído por todas essas equações, teoricamente estaria habilitado para resolver problemas para ambos regimes de escoamento.

Mas, para o escoamento turbulento, a larga faixa de comprimento de freqüência de turbilhões implica que as soluções numéricas das equações de Navier-Stokes demandem um número grande de pontos de discretização (na ordem de 10 milhões para escoamentos muitos simples), de modo a possibilitar que o domínio computacional inclua os maiores turbilhões e os menores turbilhões sejam discretizados por certo número de pontos (Su, 2006).

Atualmente, a simulação numérica direta (DNS), que avalia todas as escalas de turbulência, é usada como uma ferramenta de pesquisa, fornecendo muitas informações que poderiam ser de

interesse do projeto de engenharia (Su, 2006). Porém, não há a necessidade de um engenheiro conhecer todos os detalhes da turbulência. Normalmente, o engenheiro está interessado em características médias do escoamento, mesmo quando este não é estacionário.

A modelagem obtida através de modelos de turbulência, que é baseada nas propriedades médias do escoamento ou das maiores escalas de turbulência, pode gerar as principais informações da turbulência envolvida. Com isso, o procedimento de solução numérica se torna mais viável, do ponto de vista computacional, para a solução de sistemas de escoamentos mais complexos.

3.2.1. Média Temporal das Equações da Continuidade, Quantidade de Movimento e do Transporte de Energia.

Quando se realiza o tratamento de escalas de tempo maiores que as escalas das flutuações turbulentas, a turbulência exibe propriedades médias. Essa característica permite a utilização do conceito de tensão de Reynolds (Reynolds, 1895) para a solução deste tipo de casos, que englobam a maioria dos problemas de escoamentos industriais. Essa abordagem consiste na definição de qualquer propriedade do escoamento através da soma de uma quantidade média e outra de flutuação turbulenta, sendo o ponto de partida para os modelos de turbulência:

$$\Phi = \Phi_m + \Phi' \tag{3.1}$$

onde Φ é o valor da variável em um instante t, Φ_m é a sua média temporal e Φ' é a flutuação turbulenta num dado instante de t. Decompondo a velocidade, na forma vetorial, pelo mesmo procedimento:

$$U = U_m + U' \tag{3.2}$$

onde U_m é o valor médio da velocidade calculado sobre um grande número de flutuações. Essas flutuações devem ser obtidas num período de tempo pequeno o suficiente para captar as mudanças na função, mas grande o suficiente para se captar os períodos das flutuações. Deste modo, a média temporal da velocidade será dada por:

$$\overline{U} = U_m = \frac{1}{t_0}\int_{t-t_0/2}^{t+t_0/2} U(s) \quad ds \tag{3.3}$$

Na Figura 3.1, é exibida uma curva que ilustra o comportamento da flutuação da velocidade em um escoamento turbulento.

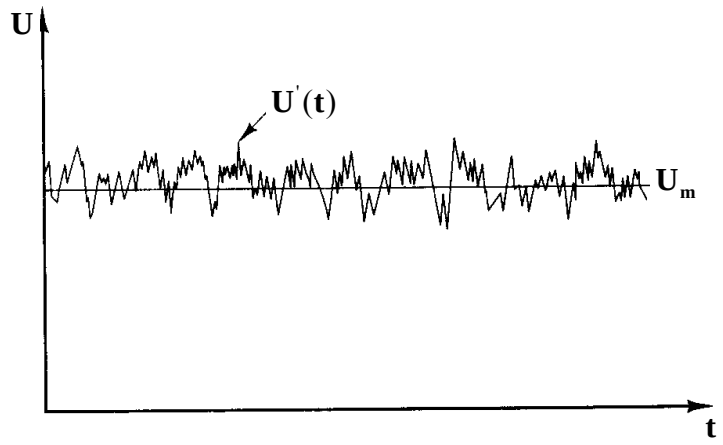


Figura 3.1 - Comportamento da flutuação da velocidade num escoamento turbulento.

Tomando-se a média temporal das equações da continuidade, da quantidade de movimento (conhecidas também por RANS – *Reynolds Averaged Navier-Stokes*)**,** e do transporte escalar, ocorrendo num elemento de fluido obtêm-se as equações de (3.4) a (3.8) (Versteeg e Malalasekera, 1995).

Equação da continuidade:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \bullet (\rho U_m) = 0 \tag{3.4}$$

onde o primeiro termo representa a mudança da massa específica no tempo e o segundo representa o transporte líquido convectivo de massa através das fronteiras do volume de controle infinitesimal considerado. A variável ρ representa a massa específica do fluido.

Equações da quantidade de movimento nas direções x, y e z:

$$\frac{\partial(\rho u_m)}{\partial t} + \nabla \bullet (\rho u_m U_m) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \nabla \bullet (\mu \nabla u_m) + \left[-\frac{\partial(\rho \overline{u'^2})}{\partial x} - \frac{\partial(\rho \overline{u'v'})}{\partial y} - \frac{\partial(\rho \overline{u'w'})}{\partial z} \right] + S_{Mx} \tag{3.5}$$

$$\frac{\partial(\rho v_m)}{\partial t} + \nabla \bullet (\rho v_m U_m) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \nabla \bullet (\mu \nabla v_m) + \left[-\frac{\partial(\rho \overline{u'v'})}{\partial x} - \frac{\partial(\rho \overline{v'^2})}{\partial y} - \frac{\partial(\rho \overline{v'w'})}{\partial z} \right] + S_{My} \quad (3.6)$$

$$\frac{\partial(\rho w_m)}{\partial t} + \nabla \bullet (\rho w_m U_m) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \nabla \bullet (\mu \nabla w_m) + \left[-\frac{\partial(\rho \overline{u'w'})}{\partial x} - \frac{\partial(\rho \overline{v'w'})}{\partial y} - \frac{\partial(\rho \overline{w'^2})}{\partial z} \right] + S_{Mz} \quad (3.7)$$

onde, no lado esquerdo das equações (3.5), (3.6) e (3.7), o primeiro termo representa a variação temporal da quantidade de movimento e o segundo a variação da quantidade de movimento através das fronteiras do volume de controle do sistema, na respectiva direção. No lado direito dessas equações, estão os termos que quantificam o somatório das forças existentes. Onde os quatro termos descrevem a contribuição, respectivamente: das forças de pressão; das forças geradas pelas tensões viscosas, das forças da turbulência obtidas através do Tensor de Reynolds, e das forças de campo. As variáveis u, v e w representam as componentes de velocidade nas direções x, y e z. A viscosidade dinâmica do fluido é dada pela variável μ.

A equação do transporte escalar de uma propriedade turbulenta:

$$\frac{\partial(\rho \Phi_m)}{\partial t} + \nabla \bullet (\rho \Phi_m U_m) = \nabla \bullet (\Gamma_{\Phi_m} \nabla \Phi_m) + \left[-\frac{\partial(\rho \overline{u'\Phi'})}{\partial x} - \frac{\partial(\rho \overline{v'\Phi'})}{\partial y} - \frac{\partial(\rho \overline{w'\Phi'})}{\partial z} \right] + S_{\Phi_m} \quad (3.8)$$

onde os cincos termos correspondem, respectivamente: à taxa de variação da variável; ao transporte convectivo; ao transporte por difusão; à taxa de produção e à taxa de destruição.

Vale a pena ressaltar que a descrição dessas equações, desconsiderou as flutuações turbulentas para a massa específica do fluido que, segundo Bradshaw *et al.* (1981), não influenciam o escoamento significativamente para números de Mach inferiores a três. Logo, esta é uma consideração razoável, pois valores superiores a esse número de Mach não foram atingidos neste trabalho.

Devido aos termos que possuem as componentes de flutuação da velocidade, que compõem o tensor de Reynolds, têm-se novas incógnitas no sistema. Considerando o tensor de Reynolds completo, que possui nove componentes e apresenta simetria, mais 6 incógnitas terão que ser

calculadas. Essa necessidade de mais equações é conhecida como o problema de fechamento do sistema.

Devido à essa característica, é necessária a utilização de um procedimento para estimar o valor do Tensor de Reynolds, que pode ser realizado através do emprego de modelos de turbulência, conforme será visto mais adiante.

As equações das quantidades de movimento também podem ser descritas em um formato mais compacto, escrevendo a velocidade na forma vetorial (U) e agrupando os componentes do tensor tensão, simbolizado pela variável τ, e do o tensor de Reynolds $\overline{u' \otimes u'}$, na forma tensorial (CFX, 2007):

$$\frac{\partial(\rho U_m)}{\partial t} + \nabla \bullet (\rho U_m \otimes U_m) = -\nabla p + \nabla \bullet \left(\tau - \overline{u' \otimes u'}\right) + S_M \tag{3.9}$$

Colocando-se na forma generalizada proposta por Kolmogorov (1942), o tensor de Reynolds pode ser avaliado através da equação (3.10) que considera o uso de modelos de viscosidade turbulenta e, conseqüentemente, relacionando-o com as equações diferencias para as variáveis de turbulência:

$$-\rho\overline{u' \otimes u'} = -\frac{2}{3}\rho k\delta - \frac{2}{3}\mu_T \nabla \bullet U\delta + \mu_T\left(\nabla U_m + (\nabla U_m)^T\right) \tag{3.10}$$

onde $k = \frac{1}{2}U'^2$ é a energia cinética turbulenta, μ_T é a viscosidade turbulenta, e δ é o delta de Kronecker.

E, finalmente, nas equações (3.11) e (3.13) são definidas as expressões para o balanço de energia e para a equação de estado do fluido.

Equação do transporte para quantificar o balanço de energia, pode ser obtida através do balanço de entalpia total (CFX, 2007):

$$\underbrace{\frac{\partial(\rho H_{m_{total}})}{\partial t}}_{I} - \underbrace{\frac{\partial p}{\partial t}}_{II} + \underbrace{\nabla \bullet \left(\rho U_m H_{m_{total}}\right)}_{III} = \underbrace{\nabla \bullet \left(\lambda \nabla T_m - \rho U_m H'_{total}\right)}_{IV} + \underbrace{\nabla \bullet \left(U_m \tau\right)}_{V} + \underbrace{S_E}_{VI} \tag{3.11}$$

onde os seis termos das equações correspondem, respectivamente: à variação temporal da entalpia total por unidade de volume, à variação temporal da pressão, à quantidade transportada através das fronteiras do elemento de volume infinitesimal, à contribuição da difusão molecular e turbulenta, ao termo de trabalho viscoso e ao termo fonte.

A Entalpia total é definida como a soma da entalpia estática H e da energia cinética $1/2\left(u^2 + v^2 + w^2\right)$:

$$H_{total} = H + 1/2\left(u^2 + v^2 + w^2\right) \tag{3.12}$$

A equação de estado para os gases perfeitos é dada por:

$$p\dot{V} = \frac{\dot{m}}{M_{molar}} RT \tag{3.13}$$

onde $\dot{m}$ corresponde a vazão mássica de escoamento do fluido, $\dot{V}$ a vazão volumétrica de escoamento do fluido, p a pressão absoluta do sistema, M_{molar} a massa molecular fluido, T a temperatura do sistema e R a constante dos gases perfeitos.

3.2.2. Modelos de Turbulência

As abordagens utilizadas para a resolução dos modelos de turbulência:

- Modelagem estatística clássica (simulação numérica do comportamento das variáveis médias do escoamento);
- Modelagem da sub-malha (simulação numérica de grandes escalas de turbulência, onde as grandes estruturas são resolvidas explicitamente e as menores são modeladas).

A modelagem estatística clássica apresenta três tipos de modelos mais utilizados (Su, 2006; Versteeg e Malalasekera, 1995):

- Modelos algébricos baseados na viscosidade turbulenta (Comprimento de mistura de Prandtl);
- Modelos diferenciais baseados na viscosidade turbulenta (κ-ε, κ-ω e SST)
- Modelos baseados nos componentes do tensor de Reynolds (SSG eLRR).

Dentro da modelagem de sub-malha resolvem-se numericamente as médias de Reynolds das equações de Navier-Stokes (RANS – *Reynolds Averaged Navier-Stokes*) através do modelo conhecido como Simulação dos Grandes Vórtices (*Large Eddy Simulation*)

O fechamento das equações consiste em se ter uma quantidade de equações igual ao número de variáveis desconhecidas. As equações diferenciais utilizadas para fechar o sistema definem o tipo de modelo de turbulência.

As informações fornecidas nesta seção irão abranger os modelos de turbulência diferenciais de duas equações: SST, k-ε e k-ω, já que o SST (*Shear Stress Transport*), modelo utilizado no trabalho, possui os outros dois modelos em sua formulação.

3.2.2.1. Modelo k-ε

É um modelo muito importante e um dos mais utilizados em problemas de engenharia, por ser bastante estável e robusto numericamente.

O modelo $k-\varepsilon$ apresenta vantagens por ser um modelo simples que necessita somente de condições iniciais e de contorno para sua aplicação. Possui uma excelente performance na maioria dos escoamentos relevantes na indústria, e, além disso, é o modelo mais validado com dados experimentais e industriais (Versteeg e Malalasekera, 1995)

Considera-se uma turbulência isotrópica, sendo impróprio para a simulação de escoamentos circulares mais complexos (com anisotropia), já que superestima a tensão turbulenta, prevendo de forma errada as velocidades tangenciais e axiais de um escoamento. Com isso,

pode apresentar um baixo desempenho para os seguintes cenários (Deschamps, 2002; Rigas, 2004):

- Escoamento na presença de curvatura de linhas de corrente;
- Escoamento sob ação de gradientes de pressão muito grandes;
- Escoamentos com regiões de separação;
- Jatos;
- Escoamentos sob ação de campos de forças.

Este modelo, desenvolvido Launder e Spalding (1974), quantifica os efeitos da turbulência através da inclusão de duas novas equações diferenciais para as variáveis de energia cinética turbulenta k e de dissipação de energia turbulenta ε. A energia cinética turbulenta é o ponto de partida deste modelo, e é definida em relação às flutuações das componentes da velocidade, como pode ser visto na (3.14). A dissipação de energia turbulenta é uma variável que aparece como termo de destruição na equação do transporte de energia cinética turbulenta (equação 3.15). As equações de (3.14) a (3.21) consistem nas principais expressões deste modelo, e podem ser encontradas em Versteeg e Malalasekera (1995) e CFX (2007).

$$k = 1/2\left(u'^2 + v'^2 + w'^2\right) \tag{3.14}$$

$$\underbrace{\frac{\partial(\rho k)}{\partial t}}_{I} + \underbrace{\nabla \bullet (\rho U k)}_{II} = \underbrace{\nabla \bullet \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_k}\nabla k\right)}_{III} + \underbrace{P_k}_{IV} - \underbrace{\rho\varepsilon}_{V} \tag{3.15}$$

$$\underbrace{\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t}}_{I} + \underbrace{\nabla \bullet (\rho U \varepsilon)}_{II} = \underbrace{\nabla \bullet \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_\varepsilon}\nabla \varepsilon\right)}_{III} + \underbrace{\frac{\varepsilon}{k}C_{\varepsilon 1}P_k}_{IV} - \underbrace{\frac{\varepsilon}{k}C_{\varepsilon 2}\rho\varepsilon}_{V} \tag{3.16}$$

Onde para essas equações, o termo I é taxa de variação de k ou ε, o termo II transporte convectivo de k ou ε, o termo III corresponde ao transporte por difusão, o termo IV a taxa de produção e o termo V a taxa de destruição.

As variáveis μ_{eff} e P_k são definidas, respectivamente nas equações (3.17) e (3.18).

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \tag{3.17}$$

onde μ_{eff} é a viscosidade efetiva, μ é a viscosidade molecular e μ_t é a viscosidade turbulenta.

$$P_k = \mu_T \nabla U_m \bullet \left(\nabla U_m + \nabla U_m{}^T\right) - \frac{2}{3}\nabla \bullet U\left(3\mu_T \nabla \bullet U_m + \rho k\right) + P_{kb} \tag{3.18}$$

onde P_k é um termo de produção de turbulência devido a forças viscosas e de empuxo P_{kb}.

A viscosidade turbulenta μ_t que é definida em relação a uma escala de velocidade U_t e outra de comprimento l_t, representativas das grandes escalas da turbulência, que são definidas em função dos parâmetros k e ε.

$$U_t = k^{1/2} \tag{3.19}$$

$$l_t = \frac{k^{3/2}}{\varepsilon} \tag{3.20}$$

$$\mu_t = C\rho U_t l_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{3.21}$$

Os valores das constantes $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, σ_k, σ_ε e C_μ podem ser observados na Tabela 3.1 (CFX, 2007):

Tabela 3.1 - Valores das constantes contidas no modelo k–ε (CFX, 2007)

Variáveis	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	σ_k	σ_ε	C_μ
Faixa de valores	1,44	1,92	1,0	1,3	0,09

Condições de contorno

Normalmente os usuários industriais de CFD não possuem os valores disponíveis para as condições de contorno das variáveis k e ε. Essas informações podem ser obtidas em relação a dados da literatura. Mas, caso não existam fontes disponíveis, existem aproximações realizadas para a estimativa desses valores através do fornecimento das variáveis de intensidade de turbulência I e da escala de comprimento de turbulência para, esta última baseada em algum comprimento característico do domínio do sistema. No CFX-11.0 indica-se o valor de 5% para I, quando não se conhece nenhum detalhe sobre a turbulência do contorno de entrada. As condições de entrada também podem ser dadas em funções de estimativas da viscosidade turbulenta. Procedimentos semelhantes são utilizados para se estimar as variáveis dos modelos $k-\omega$ e SST. Para as condições de saída, costuma-se a adotar que os gradientes das variáveis turbulentas são desprezíveis (Versteeg e Malalasekera, 1995).

$$k = \frac{3}{2}\left(U_{ref} I\right)^2 \tag{3.22}$$

$$\varepsilon = C_\mu^{3/4} \frac{k^{3/2}}{l_{ref}} \tag{3.23}$$

Tratamento das funções de parede

Quando se trata o escoamento turbulento na proximidade de uma parede lisa, com condição de aderência, pode-se dividi-lo em quatro tipos de camadas (Versteeg e Malalasekera, 1995). Para facilitar a análise dessas regiões, duas variáveis são empregadas y^+ e U^+, que correspondem, respectivamente, a distância adimensional normal a parede e a velocidade longitudinal adimensional, e são definidas pelas equações (3.24) e (3.25).

$$U^+ = \frac{U_m}{u_w} = \frac{U_m}{\sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}} \tag{3.24}$$

$$y^+ = \frac{yu_w}{\nu} = \frac{y\sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}}{\nu} \tag{3.25}$$

onde U_m é a velocidade média do escoamento próximo à parede, y é a distância em relação à parede e u_w é a velocidade de atrito na parede, definida por $u_w = \sqrt{\tau_w/\rho}$ e τ_w corresponde a tensão de cisalhamento na parede.

A região mais próxima à parede é denominada subcamada laminar, onde o valor de tensão viscosa é suposto como sendo o mesmo da parede e o escoamento apresenta características laminares (com $y^+<5$). Em seguida, existe uma região de transição entre a subcamada laminar e da camada logarítmica, onde o $5<y^+<30$.

Depois existe a camada logarítmica, entre $30<y^+<500$, onde ambos os efeitos da tensão viscosa e da turbulência são importantes. Como a tensão viscosa varia linearmente muito pouco em relação à distância da parede ela é suposta como constante e igual a tensão da parede. Nesta região, os efeitos da turbulência são exibidos pela relação logarítmica entre U^+ e y^+, como pode ser observado na equação (3.26). A última camada ocorre para $y^+>500$ que corresponde a uma região na qual os efeitos das forças de inércia são mais importantes.

$$U^+ = \frac{1}{k_1}\ln\left(Ey^+\right) \tag{3.26}$$

onde k_1 e E são constantes com os respectivos valores de 0,4 e 9,8.

No CFX-11.0 (CFX, 2007), uma estimativa razoável do comportamento do escoamento para o modelo κ-ε na proximidade da parede é obtida na camada limite logarítmica com uma malha que permita que o elemento mais próximo a parede esteja com um valor de $20<y^+<100$.

3.2.2.2. Modelo κ-ω

Em regiões de baixos números de Reynolds, o modelo $k-\varepsilon$ padrão encontra dificuldades de convergência, pois ambas as variáveis tendem a zero neste tipo de situação, causando

divergência no termo de destruição da equação de ε (Su, 2006). Entretanto, esse problema pode ser contornado pelo modelo $k-\varepsilon$ para baixos números de Reynolds, ou através da utilização da equação de transporte escalar da variável ω empregada em conjunto com a energia cinética turbulenta, formando o modelo $k-\omega$.

Por essa característica, esse modelo é indicado para o cálculo de escoamentos de baixos números de Reynolds, na região próxima à parede, sendo mais apropriado para problemas de escoamentos com regiões de separação, como o que acontece nas regiões próximas à camada limite. O modelo não envolve as funções não-lineares necessárias para o modelo k-ε adaptado para baixos números de Reynolds, tornando-se, portanto, mais preciso e robusto.

Como esse tipo de escoamento possui baixo número de Reynolds perto da parede, o modelo demandaria uma malha muito refinada nesta região. Porém, o tratamento utilizado pelo $k-\omega$ próximo a parede, troca automaticamente do modelo de baixo número de Reynolds para uma função de parede (CFX, 2007).

O procedimento utilizado pelo $k-\omega$ para melhorar a resolução próxima à parede é trocar automaticamente do modelo de baixo número de Reynolds para uma função de parede (*wall function*); é o chamado tratamento automático próximo à parede. Para identificar a proximidade com a parede é utilizada a função y^+. No caso do modelo $k-\omega$ esse tratamento para abaixo números de Reynolds é realizado para $y^+ \leq 2$. E o tratamento como função de parede é indicado para $2<y^+<200$ (CFX, 2007).

A variável ω corresponde à dissipação de energia específica, e é determinada pela equação (3.27). A determinação da viscosidade turbulenta deste modelo pode ser feita através da equação (3.28).

$$\omega = \frac{\varepsilon}{k} \tag{3.27}$$

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \tag{3.28}$$

As seguintes equações de transporte, para κ e para ω, são resolvidas (CFX, 2007):

$$\underbrace{\frac{\partial(\rho k)}{\partial t}}_{I} + \underbrace{\nabla \bullet (\rho U_m k)}_{II} = \underbrace{\nabla \bullet \left(\left[\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right] \nabla k \right)}_{III} + \underbrace{P_k}_{IV} - \underbrace{\beta' \rho k \omega}_{V} \tag{3.29}$$

$$\underbrace{\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t}}_{I} + \underbrace{\nabla \bullet (\rho U_m \omega)}_{II} = \underbrace{\nabla \bullet \left(\left[\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varpi} \right] \nabla \omega \right)}_{III} + \underbrace{\alpha \frac{\omega}{k} P_k}_{IV} - \underbrace{\beta \rho \omega^2}_{V} \tag{3.30}$$

onde para essas equações, o termo I é taxa de variação de k ou ω, o termo II transporte convectivo de k ou ω, o termo III corresponde ao transporte por difusão, o termo IV a taxa de produção e o termo V a taxa de destruição.

Tabela 3.2 - Valores das constantes contidas no modelo k–ω (CFX, 2007).

Variáveis	β	α	β’	σ_κ	σ_ω
Faixa de valores	0,09	5/9	0,075	2,0	2,0

3.2.2.3 Modelo SST

O modelo SST (Shear Stress Transport) foi desenvolvido combinando as vantagens do modelo $k-\omega$ nas regiões próximas a uma parede e $k-\varepsilon$ nas regiões mais afastadas da parede. Com isso, ele dá resultados mais precisos nas regiões de separação do escoamento mesmo sob grandes gradientes de pressão.

A combinação dos dois modelos ocorre através de funções de mistura com limitadores que controlam os valores referentes aos comportamentos anisotrópicos do escoamento, prevenindo comportamentos não físicos durante a resolução numérica (Su, 2006).

Assim como o $k-\omega$, modela o escoamento na proximidade de uma parede através de um método de Baixo número de Reynolds (recomendado para a resolução da camada limite) e uma *wall function* para considerar o comportamento perto da parede através da camada logarítmica.

No trabalho de Alho *et al.* 2006, pode-se encontrar maiores detalhes sobre o tratamento algébrico empregado para este modelo, envolvendo a função de mistura dos modelos $k-\varepsilon$ e $k-\omega$, e as alterações realizadas nas equações de transporte das propriedades de k e ω, que são as variáveis turbulentas resolvidas no sistema diferencial.

De uma forma resumida, as escalas de viscosidade para este modelo podem ser encontradas pela equação a seguir (CFX, 2007):

$$\nu_t = \frac{a_1 \kappa}{\max(a_1 \omega, SF_2)} \tag{3.31}$$

onde $\nu_t = \mu_t / \rho$, F_2 é uma função da combinação dos dois modelos, a_1 é igual a 5/9 e S é uma medida da taxa de cisalhamento.

3.3. Abordagem Simplificada do Escoamento Compressível

O escoamento compressível é definido como um escoamento de variações não desprezíveis na massa específica. Logo, diferente do que ocorre em escoamentos incompressíveis, a massa específica não pode ser considerada constante para auxiliar nos cálculos e avaliações de suas propriedades (Anderson, 1990).

Normalmente este tipo de escoamento ocorre para gases. Já os líquidos apresentam baixas tendências à compressibilidade. Portanto, para maioria dos escoamentos de líquidos, pode ser considerada a hipótese de escoamentos incompressíveis.

As propriedades de um fluido em um escoamento compressível são afetadas por variação de área, atrito, transferência de calor e choques normais, que podem proporcionar alterações relevantes na pressão e temperaturas do escoamento, promovendo mudanças na massa específica (Fox e McDonald, 2001).

A compressibilidade em um escoamento pode ser avaliada pela seguinte expressão (Anderson, 1990):

$$\tau_c = -\frac{1}{V}\frac{dV}{dp} \tag{3.32}$$

Logo

$$d\rho = \rho\tau_c dp \tag{3.33}$$

Pela última equação fica claro de quando um escoamento pode ser tratado como compressível, que são os casos que apresentam a presença de grandes gradientes de pressão suficientes para promover variações significativas na massa específica. Esta condição ocorre quando o número de Mach é superior a 0,3. Em velocidades elevadas, o escoamento compressível é também um escoamento de energia alta. Portanto, é necessário, para a sua resolução matemática, o acoplamento das equações de energia e estado com as equações de conservação de massa e quantidade de movimento (Anderson, 1990; Fox e McDonald, 2001; Shames, 1973).

O escoamento compressível pode variar de números de Mach (M) de 0,3 até o infinito. Em toda esta faixa pode-se dividir esse escoamento em quatro tipos de regimes, cada com diferentes características físicas e diferentes métodos analíticos disponíveis para a sua solução (Anderson, 1990)

- Escoamento subsônico para $0,3<M<0,8$;
- Escoamento transônico para $0,8<M<1,2$
- Escoamento supersônico para $1,2<M<5$
- Escoamento hipersônico para $M>5$

Vale a pena destacar que no regime transônico, que consiste na transição dos regimes subsônicos e supersônicos, existe a presença de fenômenos conhecidos como choques (neste estágio predominam os choques normais) que causam grandes alterações nas propriedades dos escoamentos.

O escoamento compressível possui um grande número de expressões disponíveis na literatura, com simplificações que facilitam a sua manipulação, válidas para escoamentos em dutos e

também através de válvulas, bocais e orifícios. Essas expressões mostram-se práticas e eficientes e costumam ser empregadas em muitos projetos de engenharia. A seguir serão abordadas algumas dessas expressões.

3.3.1. Escoamento Compressível em Tubulações

Os limites extremos que costumam ser considerados para cálculos de escoamentos compressíveis são as condições de escoamento isotérmico e adiabático (Crane Co., 1986; Keith M.J. e Crowl D.A., 2005).

O escoamento adiabático é comumente considerado em tubulações curtas perfeitamente isoladas. Isso será consistente se não houver transferência de calor pelas fronteiras do sistema, ou se o efeito desta puder ser desconsiderado. A geração de calor por atrito do escoamento pode ocorrer neste caso, e proporcionar alterações na temperatura. Procedimentos e simplificações para este tipo de escoamento podem ser encontrados em (Anderson, 1990; Fox e McDonald, 2001; Shames, 1973).

O escoamento isotérmico costuma ser considerado, algumas vezes por conveniência, mas na maioria das ocasiões por esta condição seguir muito próxima às condições observadas na prática. O caso mais observado é o escoamento das linhas de gás natural. Dodge e Thompson (1937) mostraram que o escoamento de gás natural numa tubulação isolada é bem aproximado para escoamento isotérmico para pressões razoavelmente altas.

No trabalho de Crane (1986), pode ser encontrada uma expressão disponível para avaliações do escoamento compressível, com a hipótese de escoamento isotérmico em dutos e tubulações. Essa formula é mostrada na equação (3.34), e permite avaliar grandes diferenças de pressão nas linhas em relação à pressão de entrada.

$$w^2 = \left[\frac{A^2}{\overline{V}_1 \left(\frac{fL}{D} + 2\log_e \left(\frac{p'_1}{p'_2} \right) \right)} \right] \left[\frac{p'^2_1 - p'^2_2}{p'_1} \right] \tag{3.34}$$

Onde A é área de escoamento de uma seção tubular ou de um orifício (m^2), $\overline{V_1}$ é volume específico de uma substância (m^3/kg), f é fator de atrito médio, L é comprimento do tubo (m), D é diâmetro interno do tubo (m), p'_1 é pressão absoluta à montante do trecho de tubulação analisado (Pa), p'_2 é pressão absoluta à jusante do trecho de tubulação analisado (Pa).

O desenvolvimento desta fórmula foi baseado nas seguintes considerações:

- Escoamento isotérmico;
- Ausência de trabalho mecânico;
- Regime permanente;
- Comportamento de gás ideal;
- Escoamento unidimensional;
- Fator de atrito constante ao longo do tudo;
- A linha é estreita e horizontal entre os pontos finais.

O termo de aceleração da equação (3.34) que corresponde ao termo logarítmico poder ser negligenciado se comprimento da tubulação for grande e/ou se a diferença entre $p_1^{'}$ e $p_2^{'}$ for baixa, originando a expressão para equação isotérmica simplificada, como pode ser visualizado na equação (3.35).

$$w^2 = \left[\frac{DA^2}{\overline{V}_1 fL}\right]\left[\frac{p_1'^2 - p_2'^2}{p_1^{'}}\right] \tag{3.35}$$

Para o escoamento compressível o fator de atrito depende dos números de Mach e Reynolds (Shames, 1973). Entretanto, costuma-se a assumir uma simplificação para a estimativa do fator de atrito médio do escoamento, através do fator de atrito obtidos do diagrama de Moody ou pela fórmula de Weibull (Crane, 1986). Segundo Aparecido (2005), esta aproximação é válida para escoamentos subsônicos, já para escoamentos supersônicos fornece resultados mais imprecisos.

A máxima velocidade de um fluido compressível numa tubulação é limitada pela velocidade de propagação da onda de pressão que viaja na velocidade do som no fluido. Se a diferença de pressão entre dois pontos da tubulação for suficientemente alta, a velocidade a jusante do último ponto poderá se tornar sônica. Nesse caso, a partir do ponto que a velocidade sônica é atingida, a velocidade do escoamento não é afetada pelas condições à jusante da tubulação (Crane, 1986).

Esse diferencial de pressão necessário para se atingir a velocidade sônica é denominado razão crítica, e é função somente da razão de calores específicos γ para gases perfeitos, como pode ser observado na equação (3.36). A velocidade sônica (U_s) é expressa em função de γ e também da temperatura (T), como pode ser visualizado na equação (3.37). Uma descrição mais detalhada da obtenção da equação (3.37) pode ser encontrada em Shames (1973).

$$r_{cr} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)_{cr} = \left(\frac{\gamma+1}{2}\right)^{\left(\frac{\gamma}{\gamma-1}\right)} \tag{3.36}$$

$$U_s = \sqrt{\gamma RT} \tag{3.37}$$

3.3.2. Escoamento Compressível através de Bocais e Orifícios

De um modo geral, o escoamento de fluidos compressíveis através de bocais e orifícios pode ser expresso pela seguinte equação (Crane, 1986):

$$q = YCA\sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \tag{3.38}$$

Onde: C é o coeficiente de descarga do bocal ou orifício, Y é o fator de expansão do gás, A é a área imposta pela garganta da restrição, Δp é a diferença entre as pressões à montante e à jusante das restrições, e ρ é a massa específica do gás à montante das restrições.

O fator de expansão (Y) é função dependente das seguintes variáveis: razão de calores específicos (γ); razão entre o diâmetro do orifício ou da garganta e o diâmetro da tubulação ou de entrada do bocal (β); razão das pressões absolutas à montante e à jusante da restrição.

Já o coeficiente de descarga (C) depende do Reynolds e de (β). As variáveis (Y) e (C) podem ser obtidas através de gráficos que as relacionam com as suas variáveis dependentes.

Este procedimento é limitado até a velocidade sônica nas condições do escoamento, quando não há mais alterações de velocidade no escoamento. A velocidade do som na restrição ou na garganta de um bocal convergente ocorre a partir do momento que a razão crítica é atingida.

Em Takács (2005), pode ser observada outra forma de obtenção de vazões através de restrições, que são os cálculos para a avaliação de escoamentos através de válvulas *chokes*, onde foi suposto a fase gasosa também se comportando como gás perfeito. O procedimento é bastante empregado na indústria do petróleo e fornece resultados razoáveis para escoamento de gás natural através de restrições.

$$Q_g = 693 C_d d^2 p_1 \sqrt{\frac{1}{\gamma_g T_1}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma+1}} \sqrt{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}} \tag{3.39}$$

Onde Q_g é a vazão volumétrica nas condições padrão de (14,7 psia e 60°F), C_d é o coeficiente de descarga, d diâmetro da choke em in, p_1 pressão absoluta à montante da *choke* em psi, p_2 pressão à jusante da choke em psi, γ_g é a gravidade específica do gás, γ é a razão de calores específicos.

A validade da equação (3.39) está amarrada a condição subsônica, na faixa de:

$$\left(\frac{p_1}{p_2}\right)_{cr} \leq \frac{p_1}{p_2} \leq 1$$

Para valores inferiores a razão crítica, a fórmula fornece o valor do escoamento sônico através da restrição, substituindo $\left(\frac{p_1}{p_2}\right)$ por $\left(\frac{p_1}{p_2}\right)_{cr}$.

4. FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL

O objetivo da dinâmica dos fluidos computacional (CFD) é simular fenômenos associados ao escoamento de fluidos, através da discretização das equações de conservação de massa, quantidade de movimento, energia e do transporte de outras propriedades que descrevam o escoamento (Fortuna, 2000; Lomax, 2001).

A dinâmica dos fluidos computacional pode ser utilizada para o estudo de diversos fenômenos como: dissipação, difusão, convecção, ondas, superfícies livres e turbulência. Esses fenômenos estão associados aos mais diversos tipos de escoamento. Podem ser citados como exemplos a aerodinâmica de naves espaciais, aviões e automóveis, a hidrodinâmica de navios, a hidrologia e a oceanografia, os fluxos nos rios, mares e oceanos, a engenharia ambiental, os sistemas reacionais, a combustão, as turbinas a gás, a transferência de calor e massa em equipamentos, o transporte em dutos e a engenharia biomédica (Versteeg e Malalasekera, 1995).

Códigos de CFD são estruturados em torno de algoritmos numéricos para a resolução de escoamentos de fluidos. Os códigos contêm geralmente quatro elementos principais: um gerador de geometria e malha, um pré-processador, um processador ou *solver*, e um pós-processador. O CFX-11, software utilizado neste trabalho, também pode ser divido nestas quatro etapas conforme pode ser visualizado na Figura 4.1:

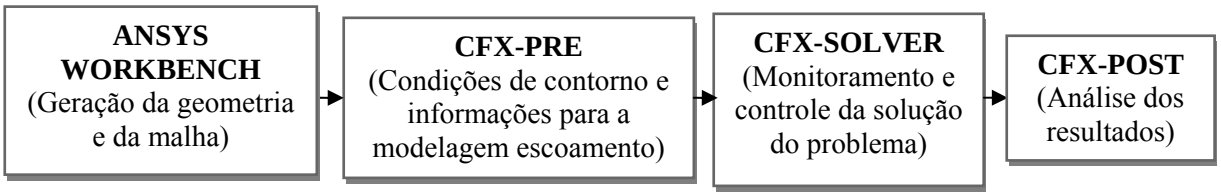


Figura. 4.1 - Etapas contidas nas simulações de CFD, usando o CFX-11 da ANSYS.

O começo da solução de um problema de CFD se inicia pela definição da região de interesse, e, posteriormente, pela confecção de sua geometria. Nesse ponto é importante analisar todas as simplificações que poderão ser realizadas no domínio escolhido, para diminuir ao máximo o seu tamanho e simplificar ao máximo os contornos físicos, de modo a facilitar a etapa da geração de malha (CFX, 2007). No CFX-11, assim como em outros *softwares* de CFD, além dos geradores de geometria existe a opção de importar a geometria de pacotes exclusivos de CAD.

Em seguida, inicia-se a geração de malha, onde é realizada uma discretização do domínio através de pequenos elementos de volume finito. São disponibilizadas ferramentas para melhorar a qualidade e o controle desses elementos como: a escolha dos tipos de elementos utilizados (tetraédricos, prismáticos e hexaédricos); a faixa de tamanhos desses elementos; regiões com diferentes concentrações de elementos; e progressões de crescimento do tamanho dos elementos.

Após a geração da malha, no CFX-PRE, são especificadas para a resolução numérica sistema: as propriedades físicas dos fluidos; os principais modelos e parâmetros envolvidos no escoamento; e as condições iniciais e de contorno.

No CFX-S*olver* o sistema de equações diferenciais é resolvido através de técnica dos volumes finitos baseados em elementos finitos. Os principais passos seguidos são (CFX, 2007):

- As equações diferenciais parciais são integradas em todos os volumes de controle da região de interesse. Isto é equivalente a aplicar a lei básica de conservação (massa, quantidade de movimento e energia) para cada volume de controle;
- Essas equações integrais são convertidas para um sistema de equações algébricas através de uma série de aproximações para os termos contidos nas equações integrais;
- O sistema composto pelas equações algébricas é resolvido iterativamente.

Essa aproximação iterativa é requerida por causa da natureza não linear das equações e à medida que a solução se aproxima da solução exata, é dito que o sistema se aproxima da convergência. Para cada iteração, um erro, ou um resíduo, é informado levando em consideração a todas as equações de conservação do escoamento.

Como a solução final se aproxima da solução exata depende de alguns fatores, incluindo o tamanho e formato dos volumes de controle e do tamanho dos resíduos finais. Processos físicos complexos como, por exemplo, a combustão e a turbulência costumam a ser modelados através de recursos empíricos. As aproximações admitidas nesses modelos podem contribuir para as diferenças entre os resultados do CFD e os observados para escoamentos reais. Essas aproximações realizadas sempre devem ser levadas em consideração na avaliação dos resultados obtidos.

No CFX-Post, várias opções encontram-se disponíveis para avaliar os resultados da solução numérica. É possível obter resultados pontuais, vetoriais ou, até mesmo, animações complexas, facilitando assim a compreensão dos fenômenos físicos presentes na simulação, e viabilizando a identificação da veracidade dos resultados obtidos. As principais características desta etapa final da simulação são: a capacidade de visualizar a geometria e a malha; a opção de realizar gráficos de vetores e de contornos; a confecção de gráficos sobre superfícies tridimensionais; a visualização de linhas de correntes e trajetória de partículas (Santos, 2007).

4.1 Representatividade da Solução Numérica

Para analisar a representatividade da solução numérica é necessário avaliar os seguintes conceitos, listados abaixo (Ferziper, 1996; Versteeg e Malalasekera, 1995):

- Consistência: a consistência de uma solução é verificada através da diferença entre a equação discretizada e a exata, através do erro de truncamento. Essas diferenças tendem a desaparecer à medida que espaço da malha ou elemento de volume finito tender a zero;
- Estabilidade: o método de solução numérica é estável se não houver aumento dos erros ao longo do processo de solução numérica, ou seja, se os resultados não divergirem;
- Convergência: é a propriedade de um método numérico de produzir uma solução que se aproxima da solução exata das equações diferenciais, quando o espaçamento da malha ou o tamanho elemento de volume tender a zero. Um método pode atingir uma solução convergente, mas a solução pode ser dependente da malha, isto é, se a malha mudar a solução muda. Entretanto, existe um tamanho malha mínimo a partir do qual a solução pode ser considerada independente dela;

- Conservação: um método iterativo pode convergir para uma solução de duas formas: quando o critério de convergência dos resíduos das equações ou quando atingir um critério de convergência baseado no fechamento do balanço das equações de conservação simuladas;
- Precisão: Existem três tipos de erro nas soluções numéricas de problemas de escoamento de fluidos: os erros de modelagem, introduzidos na solução por meio das suposições realizadas nas derivações das equações de transporte, pela simplificação da geometria, do domínio e das condições de contorno; erros de discretização, introduzidos na solução por aproximações do sistema de equações discretizadas; erros de convergência, que são calculados pela diferença entre as soluções iterativas e exatas dos sistemas de equações algébricas. É essencial controlar e estimar erros de convergência e discretização antes de julgar a validade dos modelos de fenômenos físicos;
- Viabilidade da solução: deve-se ter modelos projetados especificamente para resolução de alguns fenômenos muito complexos como, por exemplo, para turbulência, combustão, e escoamento multifásico, a fim de que os resultados tenham significado físico, e alcancem soluções convergentes.

4.2. Discretização do Domínio (Malha Computacional)

Como é impossível obter soluções numéricas sobre uma região contínua, devido aos infinitos pontos da mesma, inicialmente o domínio é discretizado, ou seja, dividido em pontos. Somente nesses pontos as soluções serão obtidas. O conjunto de pontos discretos é denominado como malha computacional (*grid* ou *mesh*).

As equações diferenciais do escoamento são resolvidas para o domínio, através da geração de variáveis com valores discretos, em cada elemento, e a solução de um elemento está vinculada como condição de contorno para o elemento adjacente. Com isso, deve-se desenvolver uma malha apropriada, com refinamento em regiões cujos gradientes de variação das variáveis são mais elevados, para que estes efeitos possam ser captados, como, por exemplo, em escoamentos em regiões próximas à parede com condição de aderência.

O usuário do software de CFD deve estar sempre atento às características dos elementos de volume finitos que compõem o *grid*, pois elementos com baixas qualidades podem ser

formados, gerando dificuldades para a convergência e obtenção de resultados adequados. É sempre importante avaliar os elementos para a prevenção de situações deste tipo.

Os métodos de discretização empregados se caracterizam pela forma de aplicação do método numérico. Os Métodos de Diferenças Finitas (MDF), de Elementos Finitos (MEF) e de Volumes Finitos (MVF) são largamente utilizados para essa finalidade. No CFX-11 é empregada a técnica de volumes finitos baseados em elementos finitos. Vale ressaltar que o procedimento de geração de malha é um problema complexo do ponto de vista numérico e de programação dos algoritmos empregados. Maiores detalhes sobre os métodos mencionados podem ser vistos em Pinto e Lage (2001), e Maliska (2004).

As malhas podem ser divididas: em relação à sua estruturação, como malhas estruturadas e não-estruturadas; e em relação aos seus elementos, tetraédrica, hexaédrica, híbrida, etc.

As malhas estruturadas apresentam regularidade na distribuição espacial de seus pontos. Podem ser uniformes, quando seus pontos estão igualmente espaçados ou não-uniformes, quando seus pontos são espaçados de um modo não uniforme, possibilitando, a concentração e o espaçamento, respectivamente, de elementos em regiões de altos e baixos gradientes do escoamento. Um exemplo é a malha hexaédrica (ou retangular para o caso bi-dimensional), como pode ser observado na Figura 4.2b.

As malhas não-estruturadas não mostram regularidade na distribuição espacial dos pontos, um exemplo é a malha tetraédrica (ou triangular, quando bi-dimensional). As malhas não-estruturadas são muito importantes quando o domínio analisado é dado por uma geometria muito complexa, onde não é viável obter um *mesh* de qualidade para malhas estruturadas. Um exemplo de a malha tetraédrica não-estruturada é mostrado na Figura 4.2a.

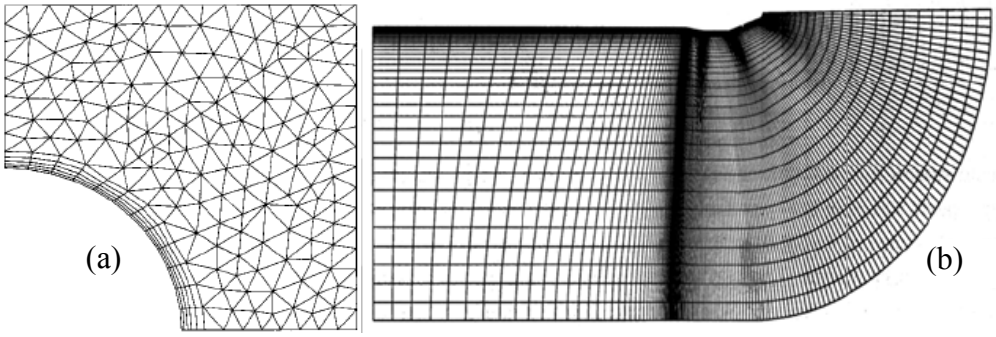


Figura. 4.2 – Exemplos de malhas não-estruturada (a) e estruturada não-uniforme (b).

Praticamente todos os principais pacotes de CFD hoje disponíveis para a solução de problemas de escoamento de fluidos com transferência de calor empregam o MVF. A interpretação física das equações resultantes, bem como a possibilidade de aplicá-lo diretamente sobre os *meshes* com espaçamentos não-uniformes, em problemas 2D ou 3D, são razões que explicam a sua popularidade (Maliska, 2004).

4.3. Casos de Escoamentos de Altas Velocidades Sobre Espaços Restritos

Alguns casos de simulações de CFD aplicados a espaços restritos com altas velocidades e gradientes de pressão podem ser destacados da literatura, por apresentar fatores em comum com as simulações de CFD que serão realizadas neste trabalho.

No trabalho de Leutwyler e Dalton (2006), é realizado um estudo do torque e de forças no escoamento compressível de gás, sob altas velocidades, através de uma válvula borboleta de uma tubulação, no software de CFD Fluent 6.0. Pode-se destacar o desenvolvimento de uma malha bi-dimensional bastante refinada, nas proximidades da válvula, para a caracterização adequada dos grandes gradientes atingidos pela influência da região de restrição, onde até efeitos de choque no escoamento foram observados. Os modelos k-ε e SST foram empregados, fornecendo resultados compatíveis, quando comparados aos dados experimentais disponíveis.

Nascimento e Rodriguez (2007) realizaram simulações, no CFX-5.6, para a análise aerodinâmica de diferentes geometrias de câmaras de combustão de uma turbina a gás, onde foram analisados o desempenho dos modelos de turbulência k-ε e SST. O sistema foi submetido a altos gradientes de velocidades. As simulações foram comparadas com os dados

experimentais do *Particle Image Velocimetry* (PIV) para a o perfil de velocidades. Os resultados obtidos do modelo SST representaram mais fielmente os dados experimentais.

Haddad e Moreira (2007) avaliaram o escoamento de gás natural através da válvula de alívio de um compressor, onde existe uma região de estrangulamento que proporciona altas velocidades, fato que resulta em elevadas perdas de pressão na região. O *software* utilizado foi o CFX-10. A malha empregada e o modelo de turbulência k-ε proporcionaram soluções próximas à solução analítica aplicada para a avaliação da diferenças de pressão no escoamento através dessas restrições.

No estudo de Price e Clavelle (2005) são avaliadas perdas de pressão para diferentes tipos de restrições: orifícios, anulares, pratos perflorados para escoamentos incompressíveis em tubulações para o metano. O modelo de turbulência empregado foi k-ε, e realizaram-se simulações com malhas bidimensionais e tridimensionais. Os resultados das simulações de validação foram comparados com expressões e correlações da literatura, e mostraram-se, em geral, bem próximos aos valores esperados.

Portanto, o CFD se mostra como uma ferramenta interessante para avaliar este tipo de problemas em espaços restritos. Podem ser destacados o emprego dos modelos de turbulência de duas equações k–ε e SST e a utilização de malhas bidimensionais na obtenção dos resultados desses trabalhos.

5. MATERIAIS E MÉTODOS

A primeira grande dificuldade do estudo desenvolvido para a elaboração do modelo de escoamento global foi conciliar o uso da dinâmica dos fluidos computacional para auxiliar na resolução do sistema. Essa barreira inicial ocorreu pelo fato do sistema de enchimento de um BPZ exibir escalas de comprimento de diferentes ordens de grandeza. Pode-se verificar essa característica através da comparação entre a região de espessura anular da ordem de 10^{-3} m com o comprimento do sistema da ordem de 10^{3} m.

Frente a essa realidade, ficou impossível a elaboração de um trabalho realizado exclusivamente em CFD, pois uma simulação do sistema inteiro demandaria a construção de uma malha computacional muito extensa, requisitando uma capacidade de processamento que é muito difícil de ser obtida com as condições computacionais existentes nas condições da Escola de Química.

A alternativa proposta neste trabalho foi a utilização de CFD para avaliar o escoamento do gás natural comprimido em torno das regiões de restrição, formadas pelas luvas de conexão das tubulações do sistema. O principal motivo que originou essa iniciativa foi a dificuldade em encontrar fontes bibliográficas com correlações diretas para avaliar a perda de pressão nas regiões de restrição anulares. Logo o uso do CFD, que permite simular o escoamento com a opção de construção de uma geometria desejada, tornou-se uma ferramenta bastante interessante para quantificar esses efeitos.

A análise completa do processo de enchimento foi realizada através de uma metodologia para elaboração de um modelo global, que uniu expressões obtidas das simulações de CFD e da literatura, viabilizando uma estimativa detalhada do processo, do ponto de vista computacional. Resumidamente, a construção desse modelo pode ser divida em duas etapas:

- Simulações em CFD, através do uso do *software* CFX-11.0, utilizando-o como um laboratório virtual, para avaliar e obter expressões que quantificassem a perda de pressão do

escoamento através de um volume representativo das restrições em diferentes condições de contorno e parâmetros de geometria;

- Utilizando os modelos ajustados resultantes das simulações de CFD, e expressões da literatura, foi obtido o modelo global para emular o comportamento da etapa de compressão de gás de um sistema BPZ, ao longo do tempo de um ciclo de operação.

A seguir são abordadas com detalhes todas as informações, procedimentos, ferramentas e hipóteses admitidas no presente trabalho.

5.1. *Software* e *Hardware*

O *software* de fluidodinâmica computacional utilizado nas simulações numéricas conduzidas no presente trabalho foi o CFX 11.0 e a construção das geometrias e malhas foram realizadas pelo Workbench 11.0, ambos constituintes do grupo de *softwares* ANSYS 11.0 da ANSYS Technology.

O programa usado para as simulações do modelo de escoamento global foi o Compaq Visual Fortran 6.5 da Compaq Computer Corporations. A etapa de estimação de parâmetros, para a determinação dos modelos ajustados dos resultados das simulações de CFD, foi realizada através de um pacote computacional Statistica 6.0, da StatSoft.

Os computadores utilizados nas simulações possuíam a configuração básica de processador Pentium core 2 duo de 2,66 GHz da Intel e memória RAM de 2,0 Gb. O tempo médio de simulação dos casos em CFD ficou entre 6 e 30 horas.

5.2. Dados do BPZ

5.2.1. Informações da Geometria do Sistema

O estudo do processo de injeção de gás natural compressível foi realizado no anular principal de enchimento, formado pela região composta pelo espaço vago entre as colunas externas e internas de um sistema BPZ (destacada em verde na Figura 5.1). As tubulações externa e intermediária são formadas por tubos de 9,4 m de extensão conectados com luvas de 0,17 m

de comprimento, que vão se repetindo periodicamente na direção vertical ao longo de toda a extensão do sistema.

As luvas de conexão da tubulação intermediária e de sua cauda (terminação da coluna intermediária) provocam uma restrição na já estreita área de escoamento do gás, auxiliando no aumento da perda de pressão, e, conseqüentemente, elevando o tempo de enchimento do processo. Na Figura 5.1, pode-se observar o desenho esquemático de um típico sistema BPZ e um esquema detalhando a união das tubulações e das luvas.

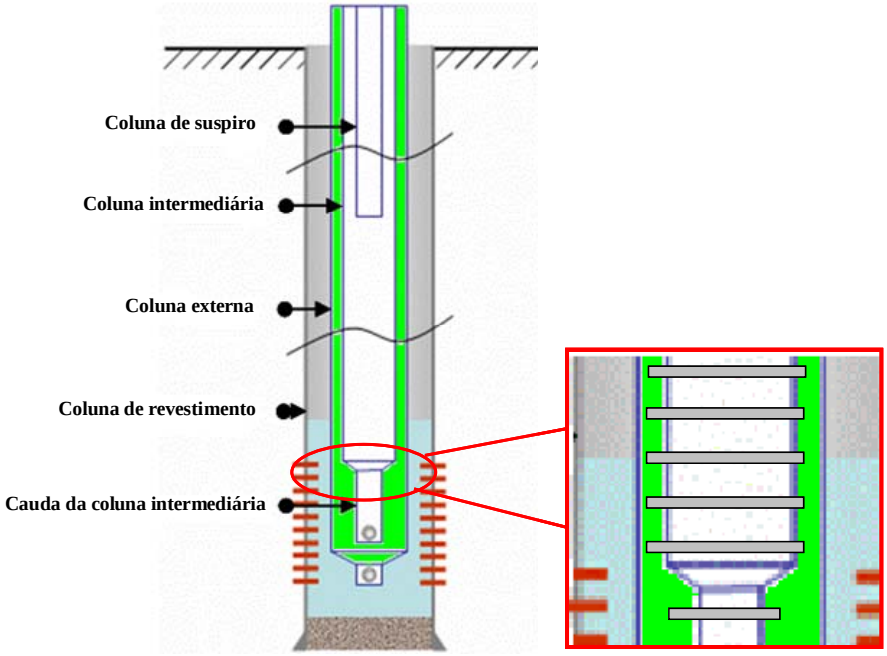


Figura 5.1 - Desenho de um sistema típico de BPZ, com a região de compressão de gás destacada em verde, e uma visão detalhada do esquema de união das tubulações pelas luvas de conexão.

A Tabela 1 apresenta os dados da geometria do BPZ instalado no poço IP-04 fornecidos pela empresa ENGEPET, que é responsável pela invenção e comercialização do método, onde, em negrito, são destacados os valores de geometria utilizados para o estudo do sistema de enchimento.

As regiões de interesse para a realização do estudo podem ser visualizadas na Figura 5.2, e dividem-se em: (a) região anular entre a coluna externa e a coluna intermediária; (b) região ao redor da restrição presente entre a coluna externa e a intermediária; (c) região entre a coluna externa e a cauda da coluna intermediária, (d) região ao redor da restrição presente entre a coluna externa e a cauda da coluna intermediária. Todas essas regiões foram usadas na discretização do sistema de enchimento.

Tabela 5.1 - Informações sobre a geometria dos casos simulados				
Geometria	Diâmetro externo (cm)	Diâmetro Interno (cm)	Diâmetro externo da luva (cm)	Profundidade (m)
Coluna Intermediária	**8,89**	7,60	**9,68**	**1643**
Coluna Externa	11,43	**10,05**	12,70	**1944**
Cauda da Coluna Intermediária	**6,03**	5,07	**7,39**	**1643-1944**

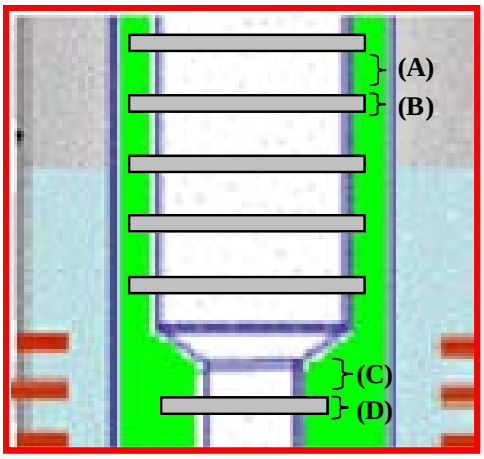


Figura 5.2 – Esquema das regiões de interesse, destacadas em verde, do sistema de injeção estudado.

5.2.2. Dados operacionais

Para acompanhar o processo de injeção de gás do sistema, é natural pensar em pontos de tomadas de pressão ao longo de todo o sistema, facilitando o monitoramento da dinâmica de compressão e descompressão em um ciclo de operação. Mas, embora, o sistema BPZ já tenha sido instalado em inúmeros poços, existe apenas uma pequena quantidade de levantamento de dados de pressão da operação desses sistemas. Essa condição atual limita um pouco o desenvolvimento de modelos do processo, pois como cada sistema BPZ possui inúmeras variáveis, a modelagem fica mais recomendada para aplicação em poços com características semelhantes.

E, normalmente, os dados disponíveis fornecem as tomadas de pressão em pontos das linhas de injeção, localizados próximos à cabeça do poço (topo do sistema), limitando o

acompanhamento da operação do sistema completo. Outros pontos de grande interesse para a aquisição de dados poderiam ser alocados no fundo do anular de pressurização e da coluna de produção e assim fornecer informações valiosas sobre a pressurização e a elevação da golfada de líquido. Entretanto, nesses pontos há dificuldades de serem realizadas medições.

As principais dificuldades encontradas para esse tipo aquisição de dados são a profundidade do sistema, os estreitos espaços das colunas do sistema e o risco de perder o poço por algum acidente na condução desse procedimento. Devido a esses fatores, qualquer estratégia de estimativa desses pontos de pressão é interessante para auxiliar no projeto e estimação do comportamento de sistemas BPZ. Mesmo com poucos dados para a validação do processo, a modelagem matemática se torna uma ferramenta adequada para enriquecer o estudo do comportamento de um BPZ.

O modelo elaborado neste trabalho tem a capacidade de fornecer o perfil de variação de pressão no anular de enchimento (região destacada em verde na Figura 5.1) ao longo de um ciclo de operação, e, com isso está habilitado a fornecer qualquer informação sobre a pressão em qualquer um dos pontos que componham esse perfil. Pode-se verificar, por exemplo, a variação de pressão no topo e no fundo do sistema.

Este modelo foi elaborado considerando a etapa de pressurização de gás isolada em relação ao ciclo total de um sistema BPZ. Logo, foi estudado apenas o escoamento do gás natural através do espaço anular com restrições, não incluindo o efeito do transporte de líquido do sistema. Essa simplificação foi admitida, uma vez que o objetivo principal do trabalho era verificar o comportamento do escoamento anular do gás comprimido. Sendo assim, os efeitos da pressão hidrostática imposta pela coluna de líquido e as perdas de pressão de gás pelo transporte do líquido não foram considerados.

Como mencionado anteriormente, os dados disponibilizados pela ENGEPET fornecem apenas as informação das linhas de pressurização de gás no topo do sistema, portanto, foram realizadas algumas considerações para aproveitar as informações existentes, visando à caracterização das condições de contorno e iniciais para o desenvolvimento das simulações do modelo global.

As curvas de dados operacionais que serviram de base para este trabalho podem ser encontradas na Figura 5.3. Nesta figura, podem ser visualizadas as curvas de aquisição de

pressão de um sistema BPZ ao longo de um ciclo de operação, em pontos próximos à cabeça do poço. A curva vermelha indica o comportamento da pressão na linha de injeção principal do sistema e a curva azul na linha de injeção auxiliar do sistema. Os dois pontos de injeção podem ser visualizados, com detalhes, na Figura 2.10.

Acompanhando a Figura 5.3, pode-se observar que, durante um ciclo operacional, a linha de pressurização é alimentada por um gás vindo do compressor a 1150 psi (através do ponto de injeção inferior ou principal). No momento em que a pressurização alcança um nível determinado, em t = 5 min, o líquido estocado já está sendo elevado em forma de golfada ao longo da coluna de produção (ver Figura 2.12B), quando a pressão próxima ao sistema de injeção auxiliar ou superior começa a aumentar, em relação ao seu valor inicial de 215 psi (esse valor foi considerado para estabilização inicial da curva de injeção auxiliar após t = 2 min). Esta condição ocorre até o período de 9 minutos, com a pressão de topo do anular de enchimento auxiliar alcançando cerca de 327 psi, quando, então, ocorre o fechamento da alimentação do sistema de injeção principal, e, a seguir a abertura de válvula que o comunica com o sistema de injeção auxiliar ou superior. Com isso, ocorre o decaimento na pressão de topo do anular de enchimento principal e uma elevação na pressão de topo no anular de enchimento secundário, possibilitando a produção de óleo através de um segundo estágio de injeção.

A produção de óleo ocorre dentro do período em torno de 9 a 15,5 minutos, e, posteriormente ocorre a equalização dessas duas pressões num valor em torno de 495 psi. Depois, inicia-se a etapa de despressurização do sistema (ver Figura 2.12C).

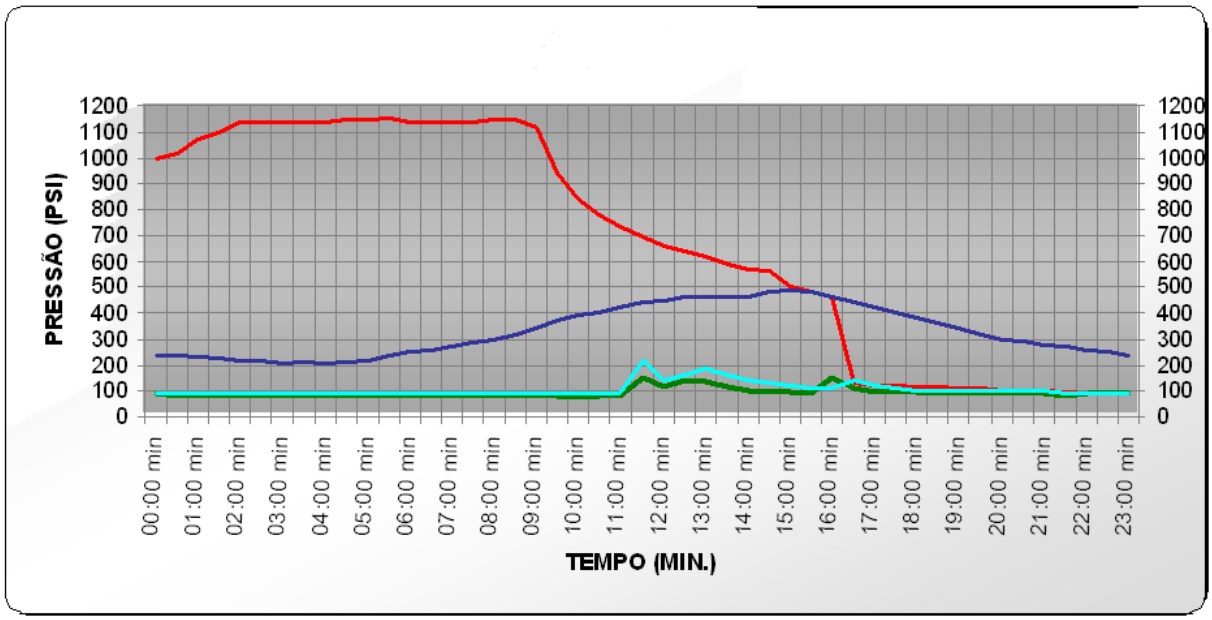


Figura 5. 3- Tomadas de pressão em um ciclo de operação do BPZ.

No sistema modelado, foi considerada como condição de contorno de entrada (no topo) a alimentação do gás com o valor de pressão do compressor (1150 psi ou $79{,}3.10^5$ Pa). Para a condição de contorno de saída (no fundo) o sistema foi considerado fechado, simulando a resistência ao escoamento de gás proporcionada pela coluna de líquido no fundo do sistema. As condições iniciais foram fornecidas em relação à pressão do sistema, e, como aproximação foi considerado que todo o sistema possuía uma pressão inicial de 215 psi ou $14{,}8.10^5$ Pa, valor igual à pressão inicial do sistema de injeção auxiliar.

5.3. Simulações de CFD

5.3.1. Geometria adotada

As geometrias adotadas nas simulações de CFD tiveram o domínio restrito às vizinhanças dos obstáculos, por esta ser a região de grande interesse do estudo, onde podem ser observadas grandes variações de pressão e velocidade.

Outra simplificação assumida foi à adaptação da simulação tridimensional para bi-dimensional, devido à opção de simetria axial que pôde ser admitida nas simulações. Esse procedimento é bastante empregado em escoamento internos em tubos, como pode ser visto

em: CFX (2007); Leutwyler e Dalton (2006); Price e Clavelle (2005); Versteeg e Malalasekera (1995). Bons resultados podem ser obtidos por essa simplificação, quando os gradientes das variáveis na direção dos contornos de simetria podem ser desprezados.

A principal vantagem do emprego deste tipo de recurso é a economia do tamanho da malha computacional, e, conseqüentemente do tempo de simulação empregado. Para verificar a reprodutibilidade da simulação tridimensional em bi-dimensional, foram propostos três casos: o primeiro com um volume de 1/4 da geometria 3D total (90° da região anular); o segundo com um volume de 1/8 (45° da região anular), e o último somente com uma fatia bi-dimensional. Os resultados deste estudo são exibidos na Tabela 5.3. Os esquemas para as geometrias de 1/4 do volume 3D e da fatia bi-dimensional podem ser visualizados na Figura 5.4.

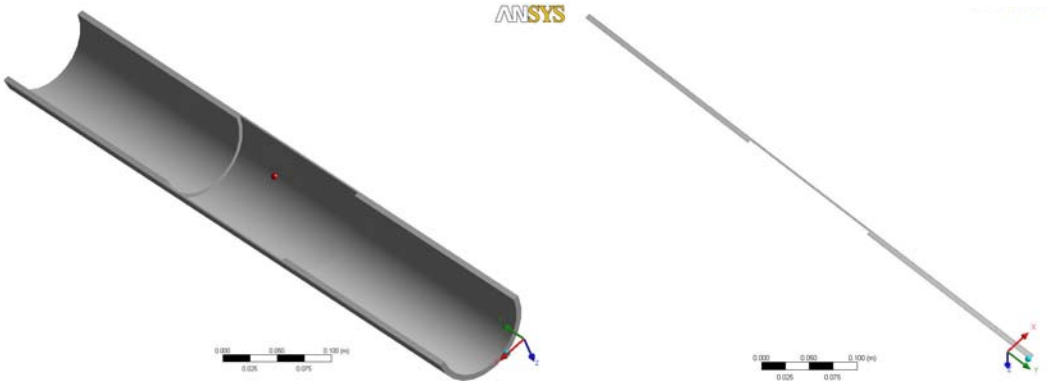


Figura 5.4 - Geometrias de ¼ do volume tridimensional (90° da região anular) e da fatia bi-dimensional utilizadas no teste de simetria.

Uma das principais características da CFD é a praticidade de variações de geometria para o estudo de escoamentos. Aproveitando esta opção, foram realizadas as simulações de 9 tipos de geometria para proporcionar uma análise de sensibilidade da influência de parâmetros geométricos na variação das diferenças de pressão do sistema.

Foram estudados fatores como, por exemplo: a área de restrição; o comprimento das luvas; e variações nos contornos das luvas. Na Tabela 5.2 podem ser observados os valores das geometrias empregadas nas simulações e na Figura 5.5 pode-se acompanhar o esquema de referência para a compreensão de todas as variações de geometrias empregadas.

Tabela 5.2 - Informações sobre a geometria dos casos simulados em CFD					
Geometria	Comprimento do tubo (cm)	Espessura anular (cm)	Comprimento da restrição (cm)	Espessura na restrição (mm)	Contorno da obstrução
1	63	5,8	17,0	1,88	retangular
2	63	2,04	17,0	13,3	retangular
3	63	5,8	8,5	1,88	retangular
4	63	5,8	34,0	1,88	retangular
5	63	5,8	17,0	0,93	retangular
6	63	5,8	17,0	2,80	retangular
7	63	5,8	17,0	1,88	esférico
8	63	5,8	8,5	1,88	convergente/divergente
9	63	5,8	0,0	0,00	-

O caso 1 é considerado como caso base do sistema e representa entrada da restrição existente entre o anular formado pela coluna externa e a intermediária. O caso 2 já é composto pelo espaço em torno da luva existente entre a coluna externa e cauda da coluna intermediária. As simulações dos casos de 3 a 9 representam alterações de geometria para o caso base, sendo que os casos 7, 8 e 9 apresentam, respectivamente: a geometria com bordas circulares; geometria com formato convergente e divergente; e a geometria equivalente do caso base sem as luvas de conexão.

Só foram alteradas as geometrias em torno do caso base por este apresentar um espaçamento anular e a zona de obstáculos bem mais estreitos em relação ao caso 2, e, além disso, pelo fato da região anular formada pelas colunas externa e intermediária constituírem a maior parte do sistema (como pode ser visto na Tabela 5.1).

As simulações realizadas para o caso 9 foram usadas para validar as expressões da literatura utilizadas para as partes das tubulações anulares, como pode ser visto na Tabela 5.9.

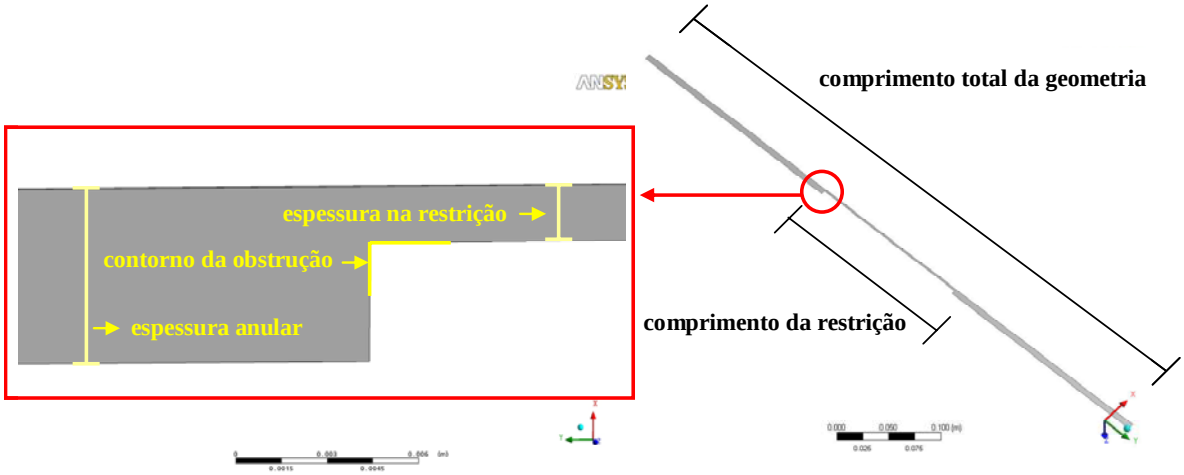


Figura 5.5 - Esquema de referência das alterações de geometrias realizadas nas simulações de CFD.

Ainda é exibido, na Figura 5.6, um esquema que fornece outros detalhes dos contornos do domínio simulado. E, finalmente na figura 5.7 são ilustradas em conjunto, para visualização , as geometrias dos casos 7 e 8, que possuem contornos na obstrução com formatos diferentes em relação ao caso base.

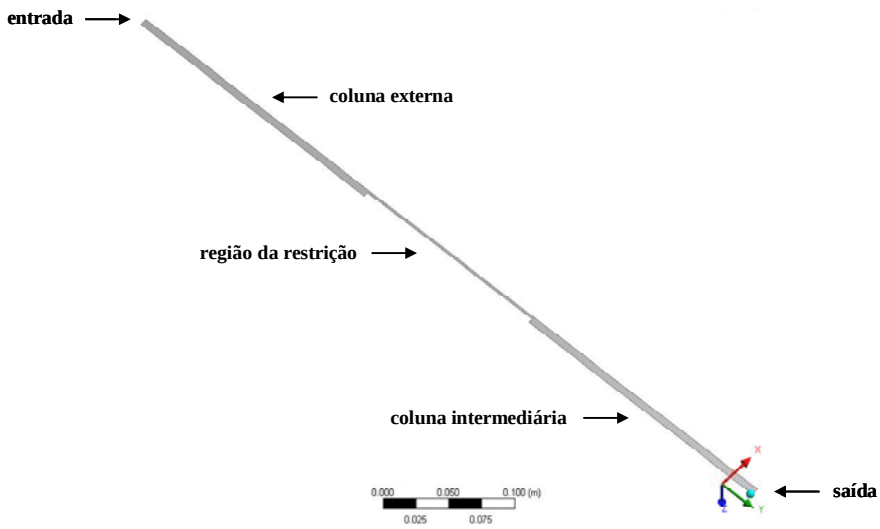
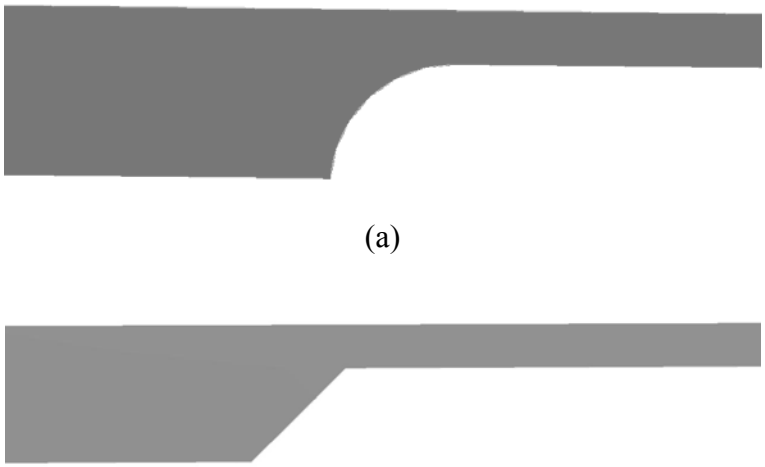


Figura 5.6 - Detalhes dos contornos do domínio simulado.



(a)

(b)

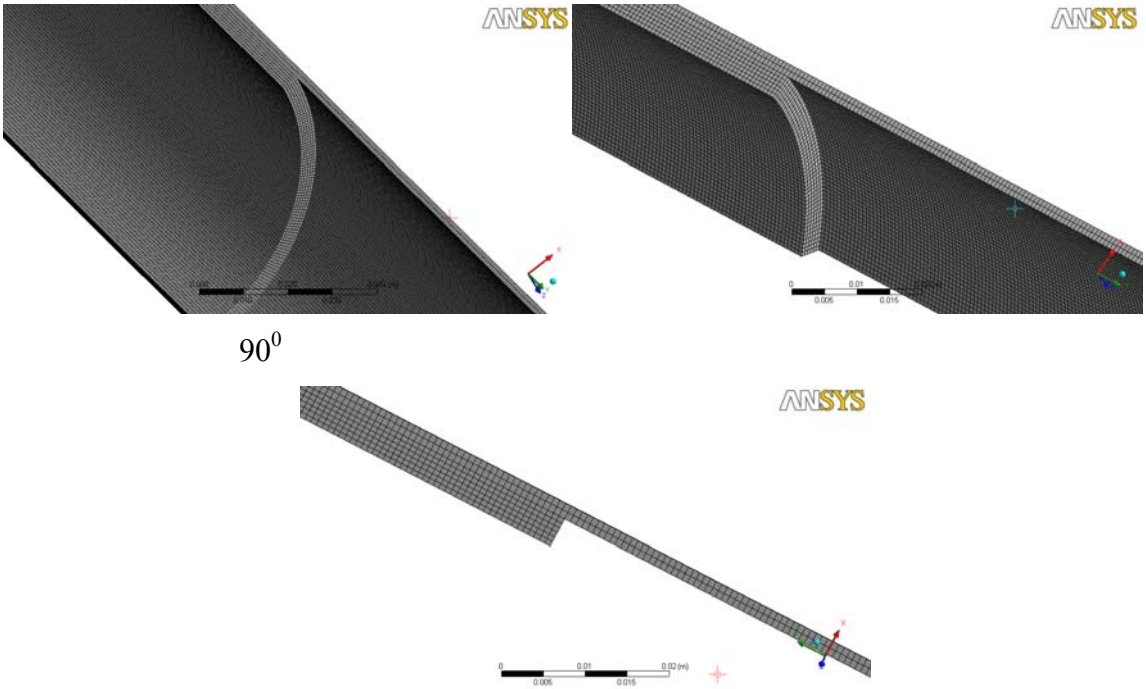
Figura 5.7 – Esquema das geometrias simuladas com diferentes contornos da região de obstrução, onde: (a) corresponde ao caso 7; (b) corresponde ao caso 8.

5.3.2. Estudo de Malhas

As malhas foram obtidas no programa Meshing contido no *software* WorkBench 11.0. Os testes de malhas, conduzidos para o caso 1, foram divididos em dois estágios: o primeiro para analisar o desempenho da mesma malha para diferentes condições de simetria, com o objetivo de justificar o emprego da malha bi-dimensional; e o segundo para variações da malhas 2D. Em todos os testes de malha foram empregados os parâmetros de simulação utilizados para a obtenção dos resultados da simulação 2 (ver Tabela 5.5).

O estudo de simetria foi realizado com malhas uniformes com elementos largos, visto que o emprego de uma malha tridimensional requer a utilização de muitos elementos de volume finito, aumentando bastante o tamanho da malha computacional. Esta condição 3D, nesse caso, não é muito atraente do ponto de vista prático das simulações, pois o alto número de elementos empregados dificulta o refinamento de regiões de altos gradientes como nas proximidades das paredes. Logo, a utilização da malha com aproximação 2D nas simulações, com apenas um elemento definido na direção das regiões de simetria, fornece uma maior liberdade para o refino dessas regiões de interesse. O objetivo deste estudo foi verificar senão existiria influência de gradientes das variáveis na direção das condições de simetria, para, com isso, validar ou não a utilização da malha com aproximação bi-dimensional.

Na Figura 5.8, são apresentadas o *mesh* da entrada da região de restrição para as diferentes simetrias analisadas no trabalho. Seus resultados para as variáveis médias de pressão e velocidades nos contornos de entrada e saída do domínio podem ser visualizados na Tabela 5.3, assim como as principais informações sobre a geração de malhas, e, destacadas em negrito, as condições de contorno das simulações.



90^0

2D

Figura 5.8 - Malhas das simulações empregadas nos testes de simetria, onde (a) é uma fatia de 90º, (b) é representa uma fatia de 45º e (c) o escoamento 2D.

Tabela 5.3 - Informações e resultados das simulações empregadas nos testes de simetria para a fatia de 90º, de 45º e para o escoamento 2D (as condições de contorno empregadas encontram-se em negrito)

Simetria	90º	45º	2D
Característica da malha	hexa/uniforme	hexa/uniforme	hexa/uniforme
L_{ref} do elemento (10^{-4}m)	7,5	7,5	7,5
Número de Elementos	531234	262934	12444
Número de nós	622200	311100	5366
$U_{entrada}$ (m/s)	**50**	**50**	**50**
$U_{saída}$ (m/s)	55,97	55,97	55,98
$p_{entrada}$ (10^5Pa)	16,58	16,58	16,58
$p_{saída}$ (10^5Pa)	**14,8**	**14,8**	**14,8**

Hexa corresponde à abreviação de malha hexaédrica, e L_{ref} ao comprimento de referência para a aresta do elemento hexaédrico.

Na Tabela 5.3, os resultados médios para os valores de pressão e velocidade nos contornos para as diferentes simetrias, que consistem nas variáveis de maior importância para a obtenção do modelo de escoamento global, foram bastante semelhantes. Logo, adotou-se a malha 2D para o restante das simulações.

O próximo passo foi definir uma malha bidimensional que satisfizesse as condições necessárias para a simulação. Primeiro, seguindo o procedimento padrão de testes de malhas, realizou-se um refino com uma malha estruturada e uniforme, e depois se utilizou uma malha híbrida (composta por prismas triangulares mais hexaedros), com o refinamento de elementos hexaédricos da região próxima a parede através do recurso *inflation* do programa Meshing do Workbench 11.0. Os detalhes das malhas empregadas podem ser visualizados na Figura 5.9. As informações das malhas e os resultados dos testes são mostrados na Tabela 5.4, onde em negrito, estão as condições de contorno consideradas nas simulações.

Os resultados obtidos para as variáveis médias nos contornos foram bem próximos para todas as malhas estudadas. A opção de escolha ficou pela malha 4, por ser a opção mais conservativa a ser empregada para velocidades altas, definindo mais elementos na proximidade da região da parede, e, assim, obtendo um valor de y^+ dentro do intervalo recomendado para o cálculo adequado da tensão de cisalhamento dessa região.

Todas as malhas construídas para as simulações foram baseadas na malha 4, sendo que em alguns casos ocorreram algumas adaptações para que o valor de y^+ e o número de elementos nas regiões mais estreitas ficassem dentro dos padrões recomendados.

Tabela 5.4 - Informações e resultados das simulações empregadas nos testes de malha (as condições de contorno empregadas encontram-se em negrito)

Malha	1	2	3	4
Característica da malha	hexa/uniforme	hexa/uniforme	híbrida	híbrida
L_{ref} do elemento (10^{-4}m)	7,5	2,5	5	2,5
Camadas de inflation	-	-	12	12
Espessura total da camada inflation (10^{-4}m)	-	-	2,5	2,5
Número de elementos hexaédricos	12444	49600	29290	60864
Número de elementos prismáticos	-	-	26320	103720
Número de nós	5366	104322	87520	230614
$U_{entrada}$ (m/s)	**50**	**50**	**50**	**50**
$U_{saída}$ (m/s)	55,98	56,34	56,68	56,75
$p_{entrada}$ (10^5Pa)	16,58	16,69	16,79	16,81
$p_{saída}$ (10^5Pa)	**14,8**	**14,8**	**14,8**	**14,8**

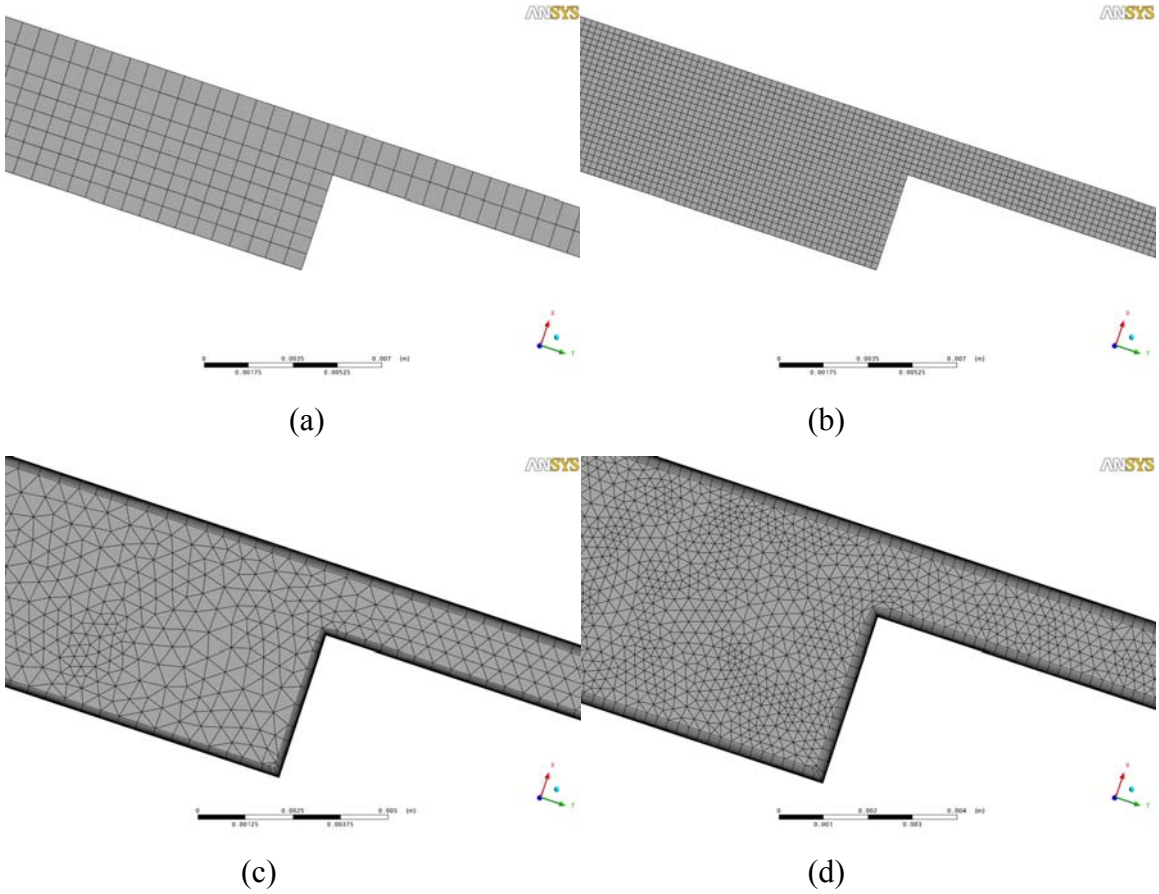


Figura 5.9 - Características das malhas empregadas no teste de malha, onde correspondem, respectivamente: (a) malha 1 ; (b) malha 2; (c) malha 3; (d) malha 4.

5.3.3. Simulações Realizadas

Para a simulação em CFD das diferentes geometrias propostas, foram realizadas, para cada uma, quatro simulações diferentes, como é demonstrado na Tabela 5.5. A intenção foi obter pontos que se situassem no regime de escoamento compressível e incompressível para enriquecer a obtenção das expressões que relacionam a variação de pressão com a velocidade de saída através das regiões de restrição.

Nessas simulações as condições de contorno consideradas foram à velocidade de entrada e a pressão de saída, que consiste na configuração de condições de contorno mais recomendada no CFX-11.0 (CFX, 2007) para a resolução numérica das equações de conservação do momento.

Algumas hipóteses e simplificações foram realizadas para as simulações de CFD. A principal hipótese foi a consideração do gás natural possuir comportamento de gás perfeito,

desconsiderando a condensação retrógrada em pressões elevadas e composto por metano em sua totalidade.

Apesar do comportamento de um gás comprimido numa temperatura próxima à ambiente e sob pressões maiores que a atmosférica sofrer desvios do comportamento ideal (Anderson, 1990), é importante mostrar que várias expressões produzem cálculos relevantes para conclusões de engenharia considerando esta hipótese, para cálculos de escoamento compressível através de orifícios e bocais (Crane, 1986; Takács, 2005).

As simulações também desprezaram os efeitos de forças de campo, não sofrendo influência da aceleração da gravidade. Essa simplificação é consistente devido às altas pressões e velocidades envolvidas nas simulações para um pequeno comprimento de domínio.

A outra condição que pode ser destacada é a utilização do modelo Total Energy do CFX-11.0 que permite a simulação de escoamento compressível, com a resolução da equação de conservação de energia e de termos que proporcionem a variação da massa específica pela pressão e temperatura.

Na Tabela 5.5 é mostrada a matriz de simulação em CFD realizadas no trabalho, onde os valores de pressão de saída foram baseados no valor considerado como condição inicial de pressurização do sistema, que foi uma condição obtida da Figura 5.2.

Tabela 5.5 - Descrição das simulações realizadas em CFD			
Simulação	Velocidade de entrada (m/s)	Pressão de saída (10^5Pa)	Geometria
1	40	14,8	1
2	50	14,8	
3	60	14,8	
4	70	14,8	
5	70	14,8	2
6	90	14,8	
7	110	14,8	
8	130	14,8	
9	40	14,8	3
10	50	14,8	
11	60	14,8	
12	70	14,8	
13	30	14,8	4
14	40	14,8	
15	50	14,8	
16	60	14,8	
17	15	14,8	5
18	20	14,8	
19	25	14,8	
20	30	14,8	
21	50	14,8	6
22	60	14,8	
23	70	14,8	
24	80	14,8	
25	40	14,8	7
26	50	14,8	
27	60	14,8	
28	70	14,8	
29	40	14,8	8
30	50	14,8	
31	60	14,8	
32	70	14,8	
33	50	14,8	9
34	80	14,8	
35	100	14,8	
36	120	14,8	

Os demais parâmetros de simulações empregados podem ser visualizados na Tabela 5.6:

Tabela 5.6 - Parâmetros das simulações em CFD

Parâmetro	**Valor**
Tipo de Simulação	Estacionária
Modelo de Turbulência: Domínio	SST
Condição de entrada de turbulência	I= 5% e μ_τ/μ =10
Propriedades físicas do fluido	Constantes @ 50ºC e 250 psi (ou $17{,}2.10^5$Pa)
Regime de Escoamento	Subsônico
Tipo de Escoamento	Compressível
Condição de Contorno de Entrada	$U_{entrada}$ e $T_{entrada}$ (50ºC)
Condição de Contorno da Saída	$p_{saída}$
Condição de Contorno das paredes	Paredes lisas e adiabáticas
Método de Discretização (Esquema Advectivo)	High Resolution
Escala de Tempo	Auto Timescale
Critério de convergência	RMAX
Resíduo máximo permitido	1×10^{-4}
Nº máximo de iterações	1500

5.3.4. Utilização do ajuste de parâmetros para a determinação das expressões obtidas por CFD

Os conjuntos de simulações de CFD para cada geometria foram usados para o ajuste de um modelo que relacionava a velocidade média da saída do gás com a diferença de pressão normalizada, só valendo para escoamentos com velocidades abaixo da velocidade crítica. O modelo foi baseado na equação (3.38) e é demonstrado pela seguinte expressão:

$$v_{saída} = \sigma \sqrt{\frac{p_{entrada} - p_{saída}}{p_{entrada}}} \tag{5.1}$$

onde, $v_{saída}$ - velocidade média de saída da geometria da simulação, $p_{entrada}$ - pressão absoluta média da entrada do domínio, $p_{saída}$ - pressão absoluta média da saída do domínio e σ parâmetro estimado.

Para cada geometria foi estimado um valor diferente de σ, que agrupou as variáveis Y, C, A, M_{molar}, R e T da equação (3.38). Através desse parâmetro foi possível incluir e avaliar os efeitos de geometria e das características do escoamento para cada um dos conjuntos de simulações.

Uma hipótese admitida nesse modelo foi a conservação da relação entre a diferença de pressão normalizada e a velocidade de saída do gás. Com essa simplificação, foi possível relacionar os modelos ajustados para toda a faixa de pressão considerada no processo de enchimento ($14{,}8.10^5$ Pa a $79{,}3.10^5$ Pa). Para avaliar essa consideração, foram feitas simulações com pressões médias de saída menores e maiores do que a admitida para a simulação 2 do caso base, mantendo a velocidade média de entrada em 50 m/s, como pode ser observado na Tabela 5.7. Em negrito, estão destacadas as condições de contorno das simulações (na Figura 5.6 pode ser visualizado um esquema, detalhando regiões de contorno do domínio para o caso base).

Os resultados foram também comparados com os valores obtidos do modelo ajustado com os resultados de CFD para o caso base (o modelo ajustado será visto mais detalhadamente no capítulo 6).

Tabela 5.7 - Avaliação da influência das pressões de saída nas simulações em CFD

Malha	Simulação 2 da geometria base	Simulação $p_{inferior}$	Simulação $p_{superior\ 1}$	Simulação $p_{superior\ 2}$
$U_{entrada}$ (m/s)	**50**	**50**	**50**	**50**
$p_{entrada}$ (10^5Pa)	16,81	5,17	47,55	62,86
$p_{saída}$ (10^5Pa)	**14,80**	**4,46**	**42,38**	**56,17**
$\Delta p/p_{entrada}$ (10^{-2}Pa) - CFD	11,96	13,66	10,87	10,64
$U_{saída}$ (m/s) - CFD	56,75	57,88	56,07	55,92
$U_{saída}$ (m/s) - Modelo	59,28	63,95	57,04	56,43

Comparando os resultados obtidos para o caso base e as simulações de maiores e menores pressões de saída, verificou-se que há uma influência da pressão de saída na obtenção da diferença de pressão normalizada e também na velocidade de saída. A simulação de $p_{inferior}$ exibiu valores de velocidades e da diferença de pressão normalizadas superiores aos da simulação 2. O comportamento oposto foi observado nas simulações de $p_{superior}$.

Quando se compara os resultados obtidos da CFD e modelo ajustado para a velocidade de saída, chega-se a conclusão que o modelo estima razoavelmente essa variável, considerando desvios de até 10% nos valores listados. Sendo que para os valores de pressão para a simulação 2 e os de $p_{superior}$, que estão dentro da faixa de pressão escolhidas para a simulação do modelo global, esses desvios são ainda menores.

Mesmo com esse erro introduzido no modelo, manteve-se essa simplificação para economizar o número de simulações de CFD realizadas, e, assim tornar mais prática a etapa de ajuste de parâmetros para as nove geometrias simuladas.

A estimação de parâmetros foi realizada pelo uso do *software* Statistica 6.0 através da opção de regressão não linear, baseada no método dos mínimos quadrados de Levenberg-Marquardt (Statistica, 2005). Maiores detalhes sobre o método dos mínimos quadrados também podem ser encontrados em Schwaab e Pinto (2007).

5.4. Modelo de Escoamento Global

As configurações avaliadas para o modelo de escoamento global foram construídas em base aos dados geométricos de um BPZ existente: (A) o primeiro caso seguiu todas as informações do sistema de injeção principal da planta base; (B) no segundo caso considerou-se a ausência das luvas de conexão e manteve-se as demais condições de geometria; (C) e no último caso, foi proposta uma diminuição de área de escoamento em algumas das seções de restrição, simulando hipoteticamente problemas de acomodação do encaixe de luvas na etapa de construção do sistema.

A idéia principal foi avaliar a influência dessas mudanças de geometria no tempo de enchimento, para casos que diminuíssem e aumentassem a perda de pressão em relação ao caso base, estabelecendo-se, então, três cenários distintos para auxiliar na análise da participação da luva neste processo.

5.4.1. Discretização pelo Modelo de Câmaras

Como já mencionado anteriormente, o balanço transiente de pressão na região de compressão anular será realizado com auxílio da discretização realizada em base ao modelo de câmaras.

Esse modelo consiste na substituição do balanço material em um dado volume de controle, pelo balanço em menores volumes ligados em série, cada um com a dinâmica de tanques de mistura. A soma desses volumes menores resulta no volume total do sistema considerado.

Um exemplo bastante aplicado na área de cinética e reatores é a aproximação da dinâmica de reatores de tanque agitado, ligados em série, com um reator de fluxo empistonado (PFR). Sabendo que à medida que o número de tanques utilizados aumenta, mais a dinâmica se aproxima do sistema do reator tubular de fluxo empistonado. No limite matemático, a utilização de infinitos reatores de mistura reproduz fielmente o comportamento de um PFR (Fogler, 2002).

O balanço ainda será completado pelas expressões adquiridas das simulações em CFD realizadas e expressões da literatura, que irão fornecer a velocidade de saída da câmara em relação a um diferencial de pressão, resultando na reprodução do modelo de escoamento global para a modelagem desta etapa.

Na Figura 5.10 pode-se visualizar de que maneira irá ocorrer o procedimento de discretização no sistema de enchimento. onde o sistema modelado será dividido em dois tipos de câmaras: a câmara que compreenderá a parte anular tubular (modelada por expressões da literatura) e a câmara em torno das restrições (modelada pelas expressões obtidas no CFD). Em seguida, a Figura 5.11 auxilia na compreensão de como ocorre a divisão de câmaras no sistema.

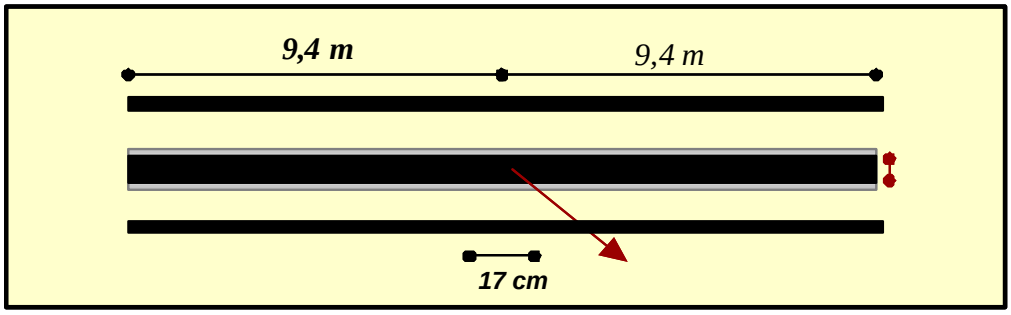


Figura 5.10: Esquema da divisão de câmaras no sistema de enchimento, disposto horizontalmente, referindo-se Para as regiões circundadas pelas elipses grandes, serão empregadas correlações da literatura e na região interna à elipse pequena serão empregadas as correlações obtidas neste trabalho, por CFD.

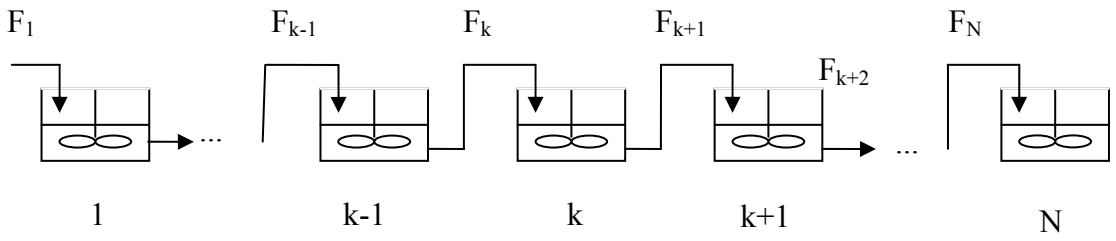


Figura 5.11: Esquema de discretização do sistema pelo modelo de câmaras.

Na Tabela 5.8, são mostradas as informações de discretização do sistema. Como a estratégia de programação do modelo global envolveu somente um número de câmaras pares, houve a necessidade de ampliar o número de câmaras para o caso B, ampliando assim o tamanho total do sistema de uma forma pouco significativa.

Tabela 5.8 - Informações sobre a discretização do sistema

Casos	Câmaras luva: comprimento de 0,63 m	Câmaras tubos: comprimento de 9,085 m	Câmaras tubos: comprimentos de 9,4 m	Comprimento total simulado (m)
(A) Base	207	207	-	1946
(B) Sem luvas	-	-	208	1955
(C) Com maiores regiões de restrição	207	207	-	1946

A seguir são exibidos os passos realizados para a discretização do sistema.

Balanço de massa para uma câmara genérica (não incluindo as câmaras de contorno):

$$\frac{m_k}{dt} = \dot{m}_k - \dot{m}_{k+1} \tag{5.2}$$

Onde m_k corresponde à massa de gás na câmara k, $\dot{m}_k$ à vazão mássica de alimentação da câmara k e $\dot{m}_{k+1}$ à vazão mássica de saída da câmara k e de entrada da câmara k+1.

Considerando a condição de gás ideal, equação (3.13), para descrever o comportamento do gás natural comprimido, pode-se escrever o termo de acúmulo de massa da câmara em função da pressão:

$$\frac{dm_k}{dt} = \frac{p_k V_k M_{molar}}{RT} \tag{5.3}$$

Onde m_k e p_k são, respectivamente, a massa de gás e a pressão acumulada na câmara em um dado instante de tempo, V_k é o volume da câmara, M_{molar} é a massa molecular do fluido escoante, T é a temperatura média do escoamento, e R é a constante dos gases perfeitos.

A vazão mássica de entrada de uma câmara depende da pressão da câmara anterior, logo a expressão obtida para a vazão mássica de alimentação da câmara, com o auxílio da equação (3.13), fornece:

$$\dot{m}_k = U_k A_k \rho_{k-1} = \frac{U_k A_k M_{molar} p_{k-1}}{RT} \tag{5.4}$$

Substituindo as equações (5.4) e (5.3) em (5.2), tem-se:

$$\frac{V_k M}{RT}\frac{dp_k}{dt} = \frac{U_k A_k M p_{k-1}}{RT} - \frac{U_{k+1} A_{k+1} M p_k}{RT} \tag{5.5}$$

Nas condições da equação assumiu-se uma temperatura média para o escoamento, invariável ao longo do tempo, e desprezaram-se os efeitos das forças gravitacionais. As variáveis V_k, R, T e M_{molar} podem ser consideradas constantes em relação ao tempo. Após uma pequena simplificação algébrica, obtém-se:

$$\frac{dp_k}{dt} = \frac{U_k A_k p_{k-1}}{V_k} - \frac{U_{k+1} A_{k+1} p_k}{V_k} \tag{5.6}$$

As velocidades das câmaras que modelavam as regiões com obstáculos obtidas pela CFD, podem ser obtidas em relação às pressões da câmara analisada e da anterior, como pode ser visto na equação 5.1:

$$U_k(p_{k-1}, p_k) = \sigma\sqrt{\frac{p_{k-1} - p_k}{p_{k-1}}} \tag{5.7}$$

O mesmo procedimento pode ser feito em relação às câmaras referentes à tubulação anular, que podem ser modeladas pela expressão do escoamento isotérmico na forma simplificada. Onde a velocidade pode ser dada em função das pressões da câmara k e k-1.

$$U_k(p_{k-1}, p_k) = \sqrt{\left[\frac{DA_k^{\,2}}{\overline{V}_k fL}\right]\left[\frac{p_{k-1}^2 - p_k^2}{p_{k-1}}\right]}\frac{1}{\rho_{k-1}A_k} = \sqrt{\left[\frac{D}{fL}\right]\left[p_{k-1}^2 - p_k^2\right]\left[\frac{RT}{p_{k-1}^{\,2}M}\right]} \tag{5.8}$$

Logo a equação (5.6) pode ser obtida em função das pressões das câmaras k-1, k e k+1:

$$\frac{dp_k}{dt} = \frac{U_k(p_k, p_{k-1})A_k p_k}{V_k} - \frac{U_k(p_k + 1, p_k)A_{k+1} p_{k+1}}{V_k} \tag{5.9}$$

Valendo para k de 2 a k-1.

<u>Resolução do sistema e condições de contorno</u>

A pressão do compressor p_1 foi considerada constante no processo de enchimento. Assim, a condição de contorno próxima à cabeça do poço (topo do sistema) é, para k=1:

$$\frac{dp_1}{dt} = 0 \tag{5.10}$$

A outra condição de contorno foi considerada no fundo do poço quando o sistema é fechado, para k=N:

$$\frac{dp_N}{dt} = \frac{U_N(p_N, p_{N-1})A_N p_{N-1}}{V_N} \tag{5.11}$$

5.4.2 Aproximações e Condições Admitidas pelo Modelo

As principais considerações realizadas para a confecção modelo de escoamento global são abordadas a seguir.

As principais aproximações admitidas pelo modelo estão no uso das equações (5.1) e (3.35), para simular, respectivamente, o escoamento das regiões que contenham restrições e nas

tubulações anulares de área constante. As condições do emprego da equação (5.1) já foram vistas na seção 5.3.4, mas em relação à equação (3.35) é necessário fornecer mais detalhes.

A primeira aproximação que fica evidente é a escolha da equação compressível simplificada, isotérmica e permanente para simular a velocidade das câmaras tubulares, considerando uma temperatura média para o escoamento. Essa opção foi escolhida pela rápida dinâmica de enchimento quando se compara câmaras durante a simulação do enchimento do sistema. Logo, a diferença de pressão entre regiões próximas cai muito depressa para instantes de tempo muito pequenos. Com isso, pode-se desprezar o termo logarítmico de aceleração da equação (3.34) e justificar o uso da equação (3.35).

O efeito dessa dinâmica rápida também permite que às câmaras atinjam a velocidade sônica num período de tempo muito rápido, deixando o escoamento analisado aproximadamente fora da condição crítica.

Outras considerações aplicadas foram a utilização do diâmetro hidráulico da seção anular de escoamento e o uso de um fator de atrito médio obtido pela comparação entre a equação (3.35) e as simulações de CFD da geometria 9, para as mesmas condições de escoamento. A comparação dos resultados com fator de atrito estimado e as simulações de CFD podem ser verificados na Tabela 5.9.

Tabela 5.9 - Comparação das velocidades de saída obtidas para a geometria 9

CFD	50,7	82,2	104,0	127,0
Equação simplificada (f=0,025)	53,5	83,2	103,5	127,1

Os valores obtidos mostram que esse fator de atrito médio é uma boa estimativa para o efeito de atrito na geometria 9, que corresponde ao espaço anular entre as colunas externa e intermediária do sistema. De uma forma conservativa, o mesmo fator de atrito foi suposto para a região entre a coluna externa e a cauda, já que esta região, em especial, não foi simulada no sistema. Os demais parâmetros da simulação estão listados na Tabela 5.10.

Tabela 5.10 - Informações sobre as considerações admitidas para o modelo global	
Variáveis	Informações
Fluido	CH_4
Equação de Estado	Equação dos gases perfeitos
Escoamento	Isotérmico
Temperatura média do escoamento	50ºC (estimativa sugerida pela ENGEPET)
Escoamento compressível em dutos	Equação
Fator de atrito médio nos dutos anulares	0,025
Escoamento compressível na região de restrição	Equação
Condição de contorno de entrada	p_1=78,3.10^5 Pa; dp_1/dt=0
Condição de contorno de saída	Sistema fechado na saída
Condição inicial do sistema	p_k=14,8.10^5 Pa (k variando de 2 a N)
Passo de tempo	2.10^{-4} s
Precisão absoluta	10^{-4}

5.4.3 Resolução Numérica

O sistema de equações diferenciais explícito e dependente do tempo foi resolvido através da rotina RKGS disponível para o programa Fortran que é baseado no método de Runge-Kutta de Quarta Ordem adaptado por Gill (Gear e Skeel 1987).

Os métodos de Runge-Kutta são os mais utilizados dentre aqueles apropriados para os problemas de valor inicial. Os seus atrativos são simplicidade, alta precisão e versatilidade em suas aplicações (Cunha, 2000).

Ele consiste na discretização do sistema através de um passo h (uma fração do intervalo da variável independente) para discretizar a variável dependente (no caso a pressão) em relação a independente, que nesse sistema é o tempo. Este procedimento pode ser verificado pela equação (5.12):

$$\frac{p_k(t+1)-p_k(t)}{h} = F(t, p_{k-1}, p_k, p_{k+1}) \tag{5.12}$$

A função f é aproximada para uma série de Taylor de Quarta Ordem, formando 4 termos durante a solução numérica. Logo, para cada passo de tempo todas as câmaras são resolvidas em sequência, constituindo um sistema de equações diferenciais. Como solução, variáveis como os perfis de pressão e velocidade podem ser obtidas para cada instante de tempo.

Nas simulações, para a resolução do sistema diferencial, foi realizado um processo de adimensionalização da pressão, e devido a isso, foram usados um passo de integração de 2.10^{-4} e uma precisão absoluta de 10^{-4}. Testes com simulações com passo de integração de 10^{-5} e precisão absoluta de 10^{-5} exibiram resultados similares, fato que justificou a utilização dos parâmetros mencionados.

6. RESULTADOS E DISCUSSÃO

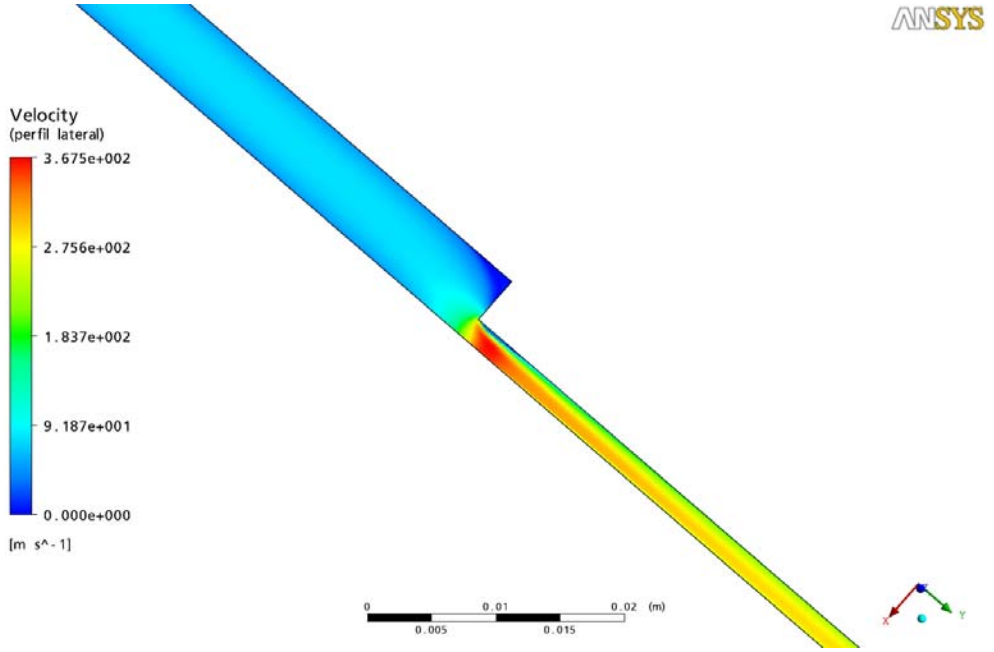
6.1. Simulações em CFD

Primeiramente, são exibidos planos coloridos por variáveis importantes para a compressão do comportamento do escoamento de gás natural através das regiões de restrição. Foram mostradas as simulações de maior velocidade para cada uma das geometrias propostas, como pode ser observado nas Figuras de 6.1 a 6.21. Para os planos de velocidade foram destacadas as regiões de compressão e expansão do escoamento, respectivamente, formadas na entrada e na saída dos obstáculos criados pelas luvas de conexão. Nas Tabelas de 6.1 a 6.9 são exibidos os resultados das variáveis médias do escoamento para todas as geometrias.

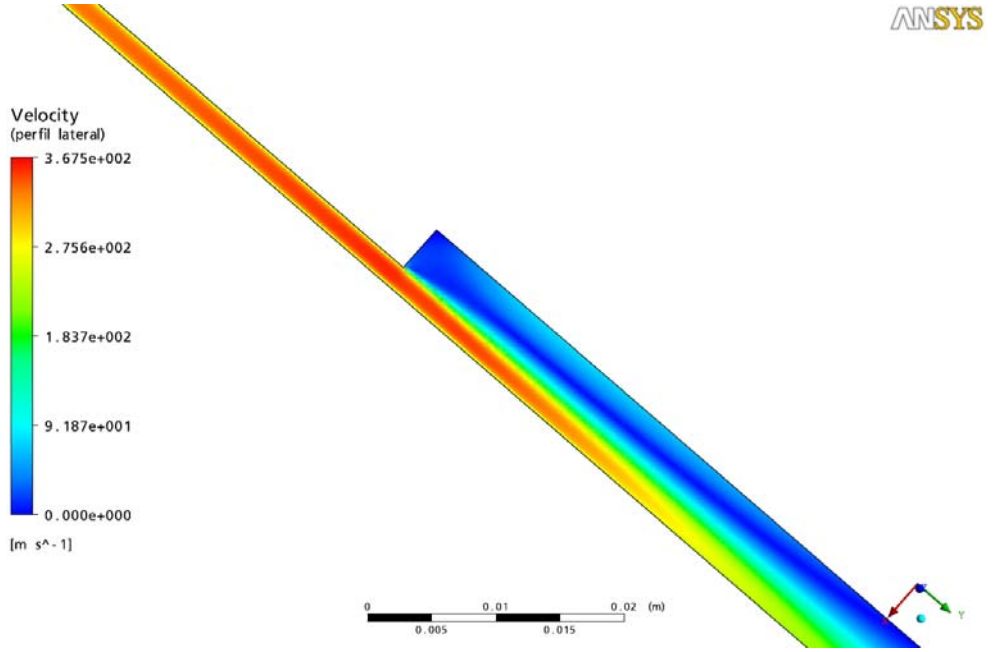
Os resultados das simulações fornecem uma referência de como a geometria pode afetar as velocidades e pressões absolutas nos contornos do domínio do escoamento, uma vez que cada caso simulado utilizou um conjunto de condições de contorno diferentes, adaptadas em relação à influência de suas próprias características geométricas. A comparação mais quantitativa será realizada através dos valores dos parâmetros dos modelos obtidos dos resultados das simulações de CFD, que serão mostradas na Figura 6.22 e na Tabela 6.10.

6.1.1. Planos e Vetores das Simulações de Maiores Valores de Velocidade para Cada Geometria

Simulação 4 (velocidade de entrada = 70 m/s, pressão de saída = 14,8 bar e geometria 1)



(6.1a)



(6.1b)

Figura 6.1 - Perfis de velocidade na entrada (6.1a) e na saída (6.1b) da restrição na simulação 4, com valores variando de 0 m/s a 367,5 m/s.

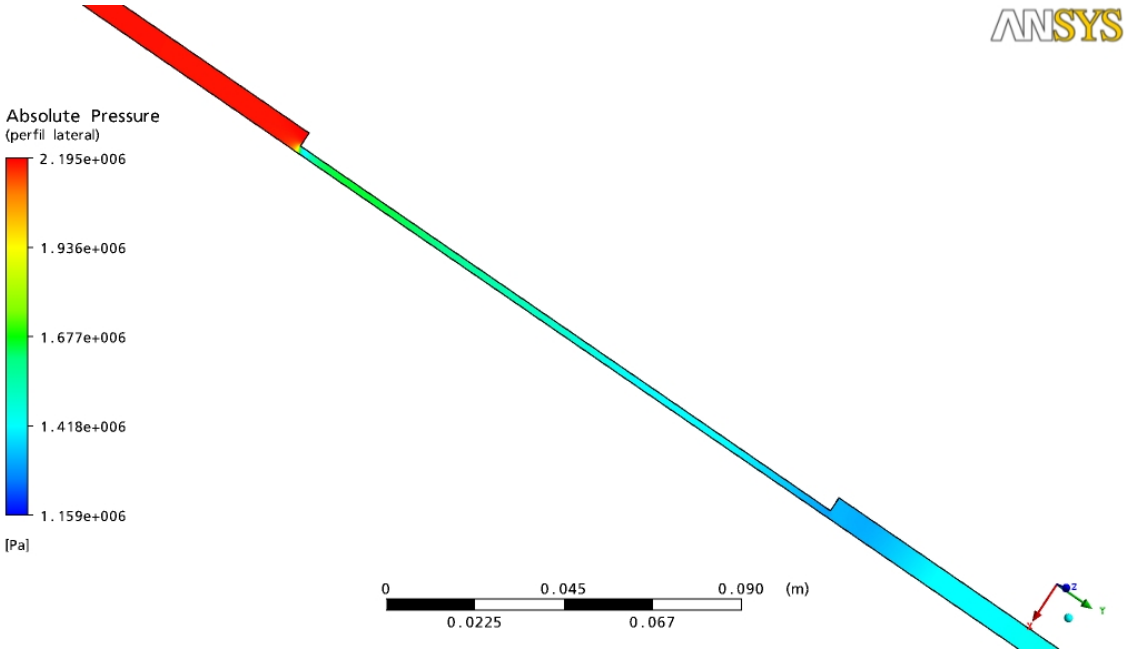


Figura 6.2 - Perfil de pressão do domínio 2D na simulação 4, com valores variando de 11,59 10^5Pa a 21,95 10^5Pa.

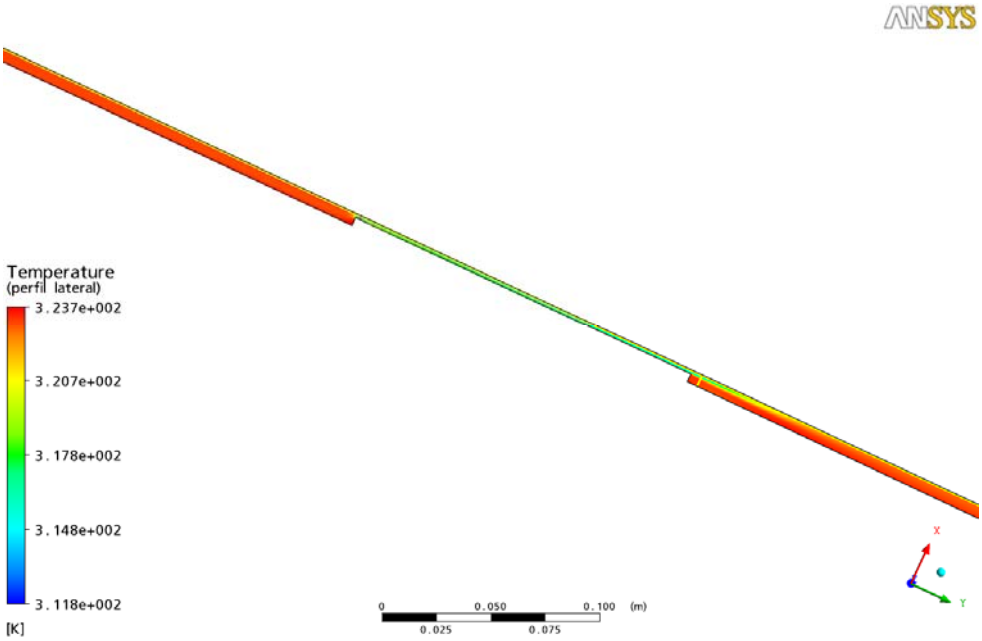
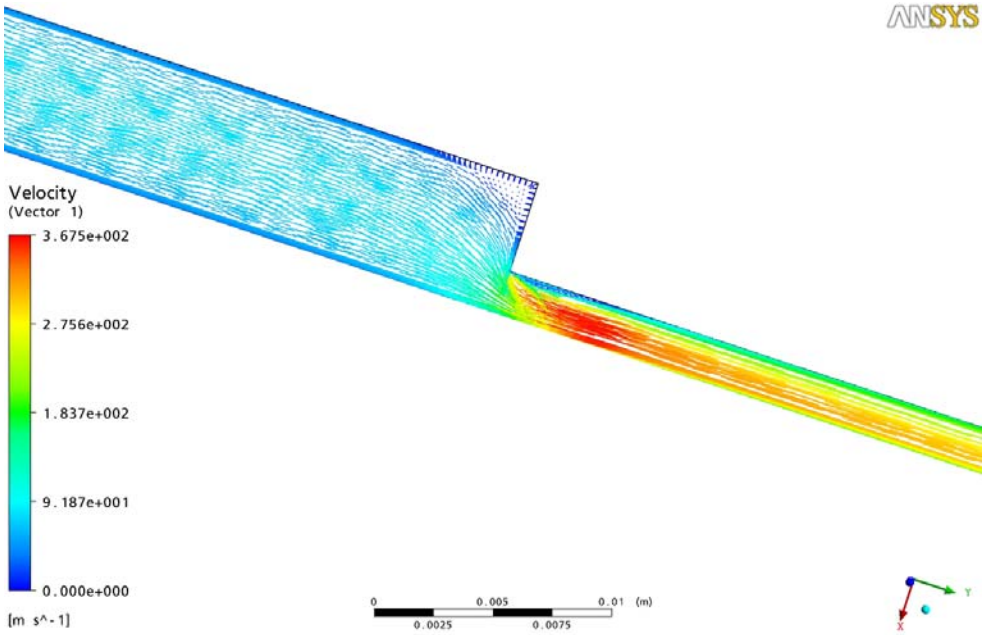
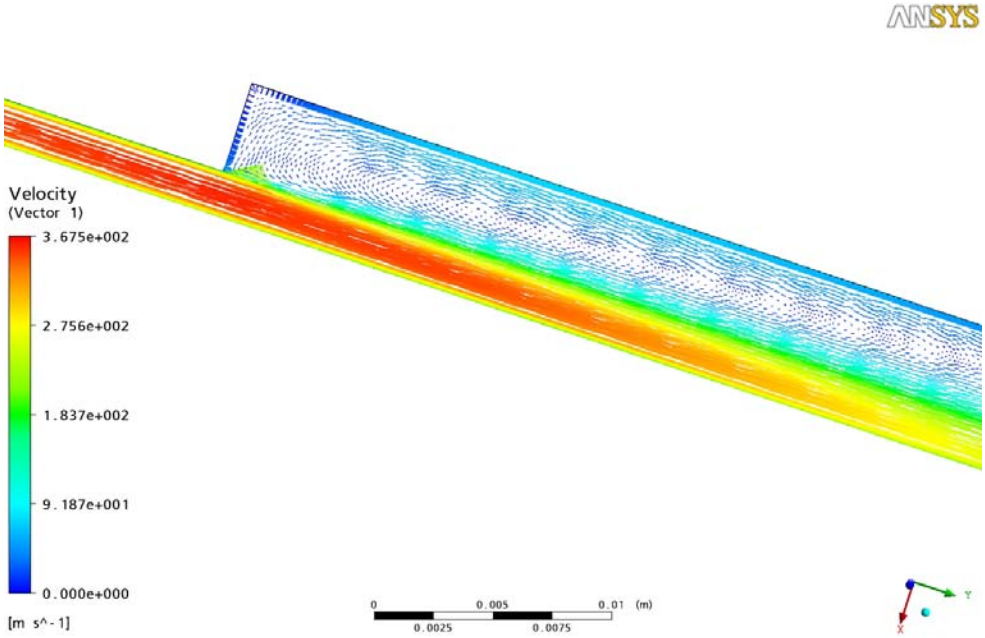


Figura 6.3 - Perfil de temperatura do domínio 2D na simulação 4, com valores variando de 311,8 K a 323,7 K.



(6.4a)



(6.4b)

Figura 6.4 - Vetores de velocidade na entrada (6.4a) e na saída (6.4b) da restrição na simulação 4, com valores variando de 0 m/s a 367,5 m/s.

Análise da simulação 4

Os resultados da simulação foram obtidos em relação à geometria 1, que corresponde à região que envolve a restrição compreendida entre o espaço anular formado entre as colunas externa e intermediária. No plano de velocidades, pode-se notar a grande elevação da velocidade que ocorre na entrada da restrição devido à diminuição da seção de escoamento. O escoamento exibe, então, um comportamento típico de escoamento em regime subsônico. Ainda, perto da entrada, a velocidade tem o valor bastante elevado também devido à influência da presença de recirculações do fluido. Uma observação semelhante é ilustrada pelos vetores de velocidades apresentados na Figura 6.4.

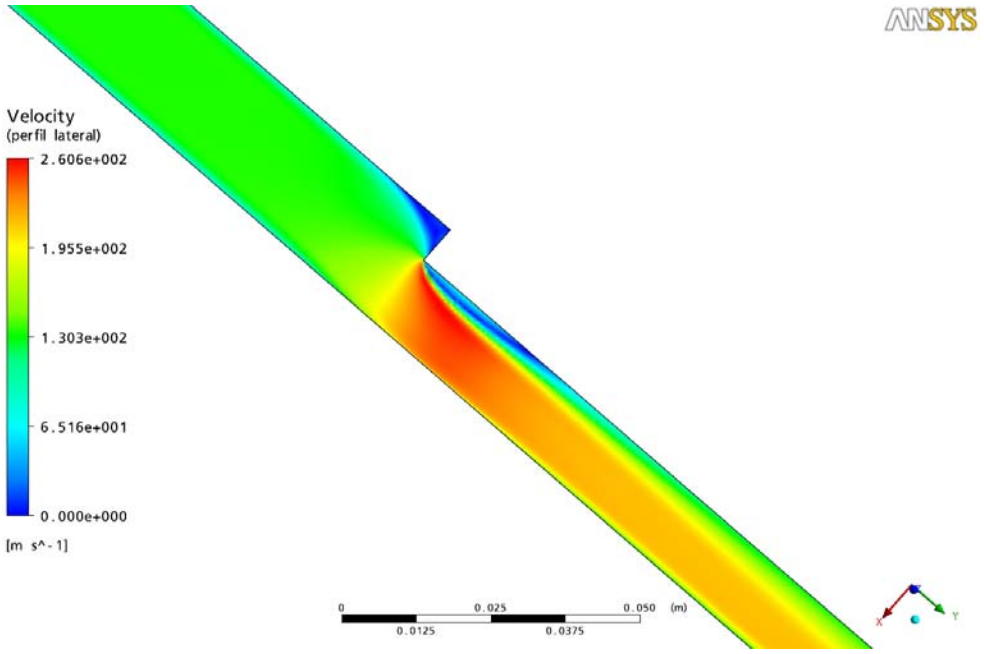
À medida que o fluido percorre a região de restrição, o escoamento vai sendo acelerado até atingir a velocidade de 367,5 m/s, que corresponde a um número de Mach de 0,824, indicando o comportamento compressível do escoamento em torno dessa região, e, também da existência de altas variações de velocidade vinculadas a grandes variações de pressão. A velocidade de 0 m/s aparece no domínio por causa da condição de aderência do fluido na parede.

Na saída da luva, o fluido passa por um processo de expansão, onde forma-se um jato de alta velocidade e uma grande zona de recirculação. Com o afastamento do obstáculo, o jato vai se expandindo até que o fluido começa a desacelerar e a se distribuir mais uniforme na tubulação anular.

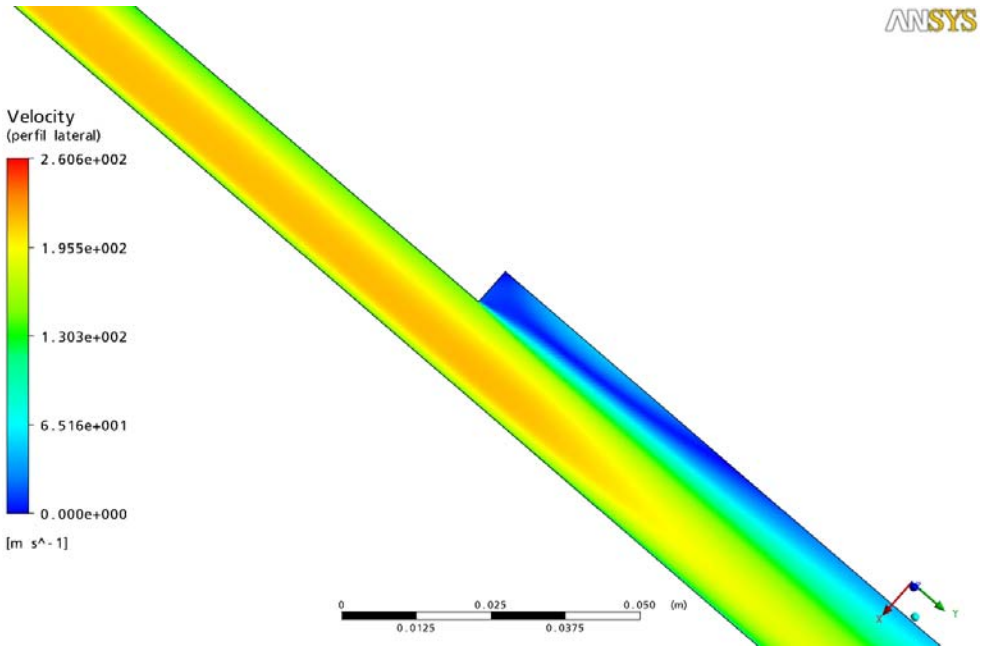
Na Figura 6.2, observando-se o comportamento da pressão à montante e à jusante, pode-se perceber como a pressão cai consideravelmente após a restrição. Já ao longo do trecho estreito, a pressão também exibe variações semelhantes à velocidade, só que, como esperado, se comportando de maneira oposta. Nos locais onde a velocidade exibe seus maiores valores, a pressão apresenta menores valores e vice-versa.

A temperatura (Figura 6.3) também apresenta diminuição do seu valor máximo na região de restrição. Isto acontece pelo fato das condições de contorno das paredes serem adiabáticas, e por causa da conservação da entalpia total (equação 3.12). Logo, quanto maior a velocidade, maior será o valor da energia cinética, e menor será o valor da entalpia estática, e, consequentemente da temperatura. Pois, para o gás ideal, a entalpia estática é uma função exclusiva da temperatura.

Simulação 8 (velocidade de entrada = 130 m/s, pressão de saída = 14,8 bar e geometria 2)



(6.5a)



(6.5b)

Figura 6.5 - Perfil de velocidade na entrada (6.5a) e na saída (6.5b) da restrição na simulação 8, com valores variando de 0 m/s a 260,6 m/s.

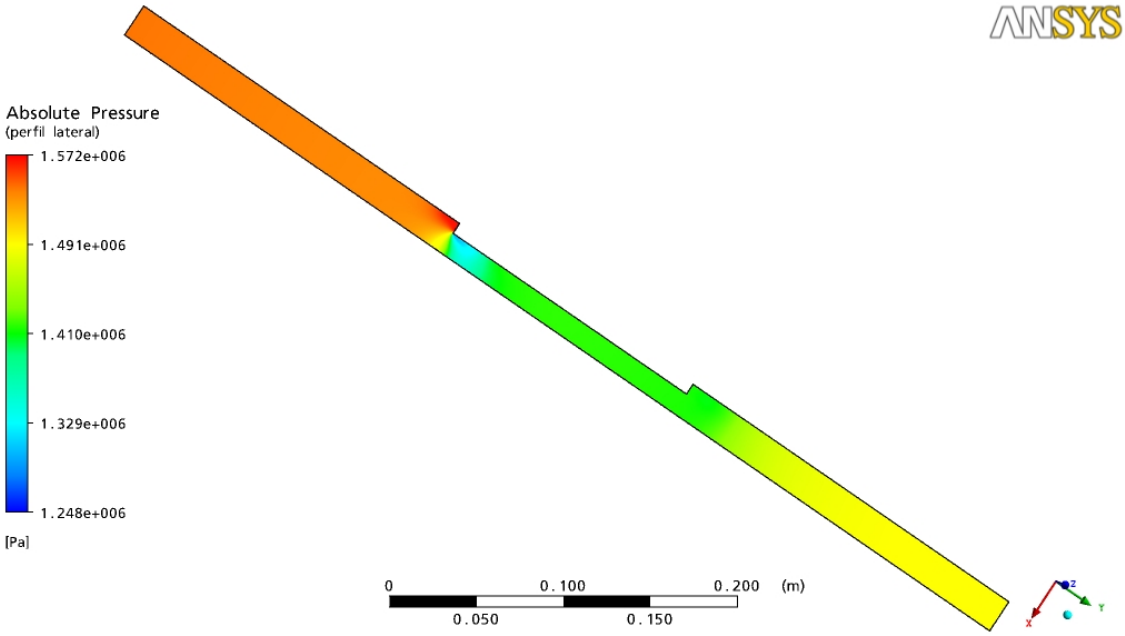
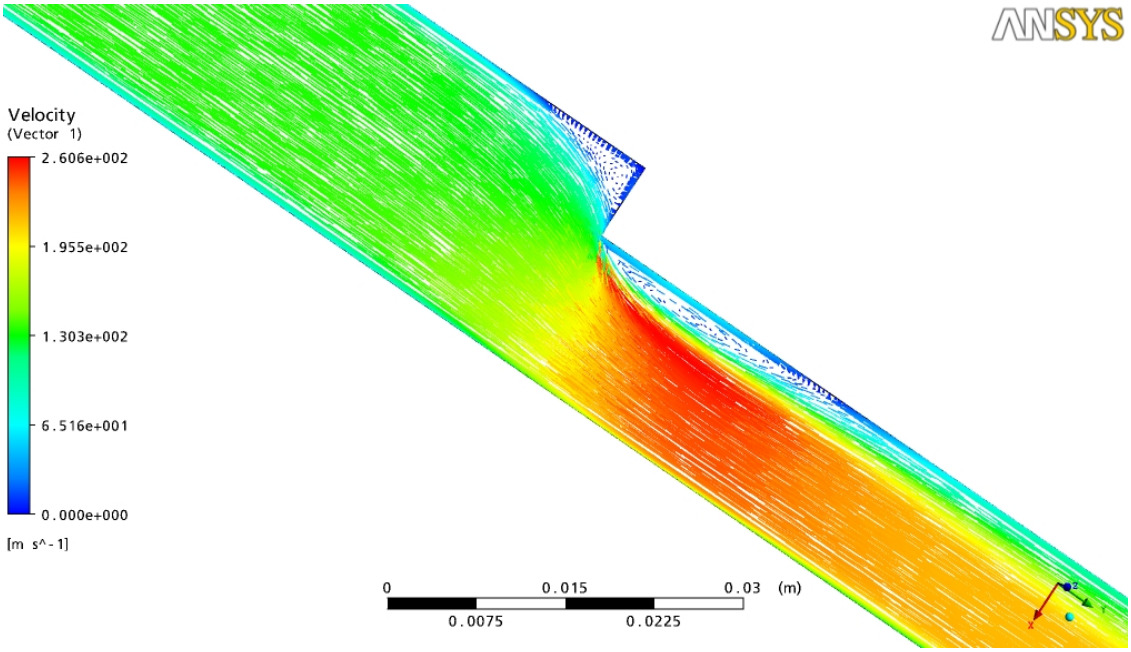
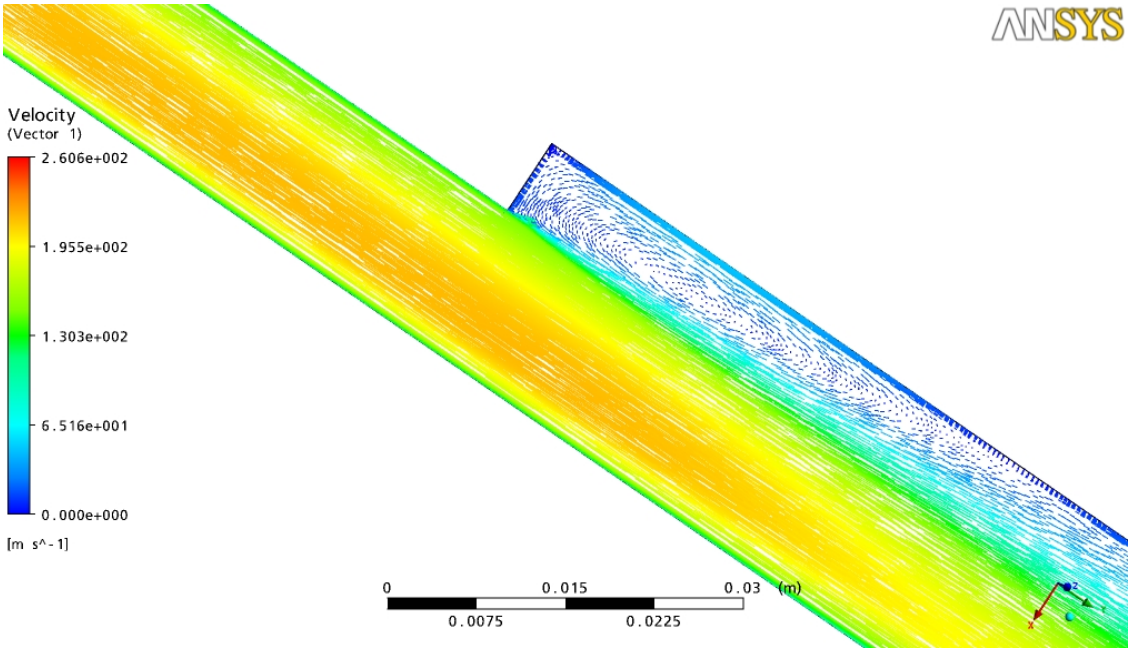


Figura 6.6 - Perfil de pressão do domínio 2D na simulação 8, com os valores variando de 12,48 10^5Pa a 15,72 10^5Pa.



(6.7a)



(6.7b)

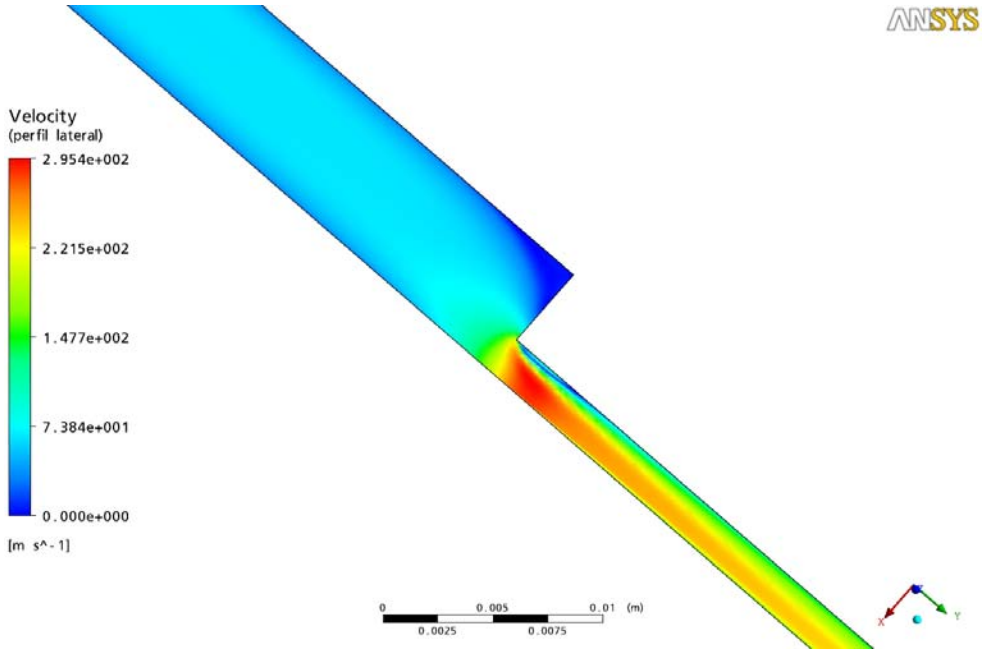
Figura 6.7 - Vetores de velocidade na entrada (6.7a) e na saída (6.7b) da restrição na simulação 8, com valores variando de 0 m/s a 260,6 m/s.

Análise da simulação 8

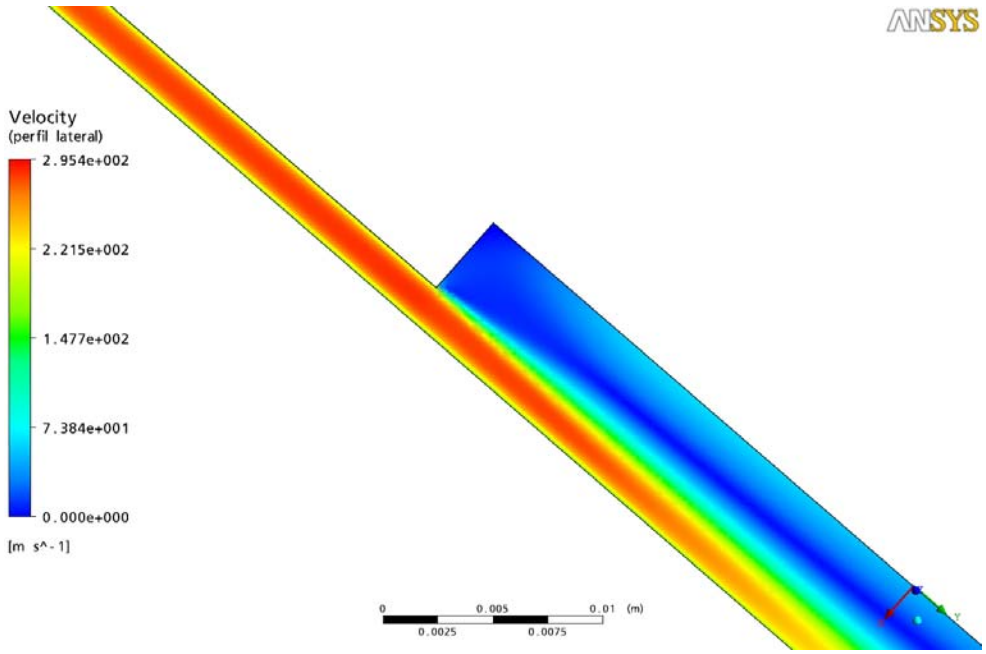
Os resultados da simulação foram gerados a partir da geometria 2, correspondendo à região que envolve a restrição compreendida pelo espaço anular formado entre a coluna externa e a cauda intermediária. No plano de velocidades, na Figura 6.5, nota-se que a velocidade no domínio atinge um valor máximo de 260,6 m/s, o que corresponde a um número de Mach de 0,567, inferior ao valor máximo encontrado para a simulação 4. O comportamento do escoamento também pode ser visualizado pelos vetores de velocidade, de maneira similar ao caso anterior na Figura 6.7.

Esta condição é verificada pelo fato da geometria 2 apresentar uma seção anular e de restrição bem maiores do que a geometria 1, e com isso menores velocidades são atingidas na região onde a secção de escoamento é mais estreita, implicando em perdas menores de pressão, se comparado às simulações da geometria 1 (Figura 6.6).

Simulação 12 (velocidade de entrada = 70 m/s, pressão de saída = 14,8 bar e geometria 3)



(6.8a)



(6.8b)

Figura 6.8 - Perfis de velocidade na entrada (6.8a) e na saída (6.8b) da restrição na simulação 12, com os valores variando de 0 m/s a 259,4 m/s.

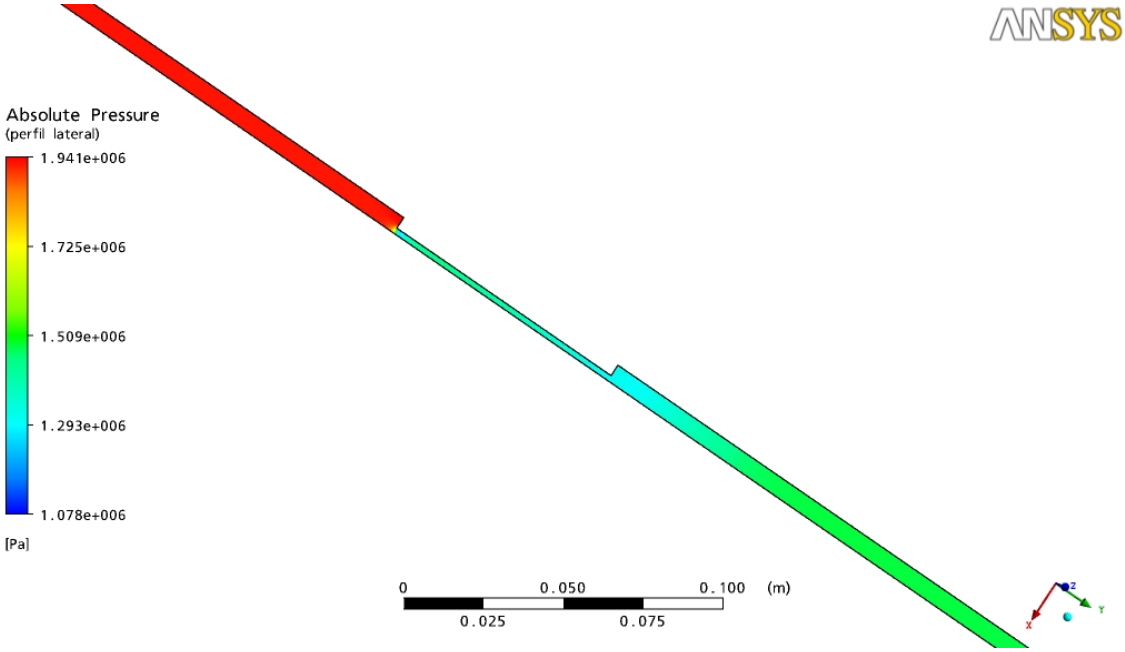
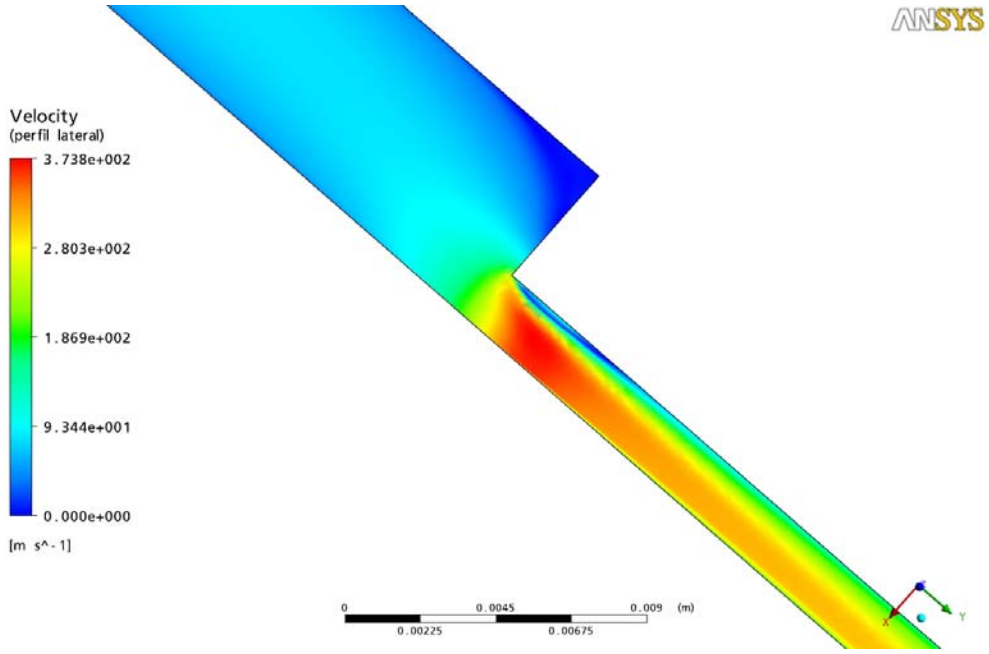


Figura 6.9 - Perfil de pressão do domínio 2D na simulação 12, com os valores variando de 10,78 (10^5Pa) a 19,41 (10^5Pa).

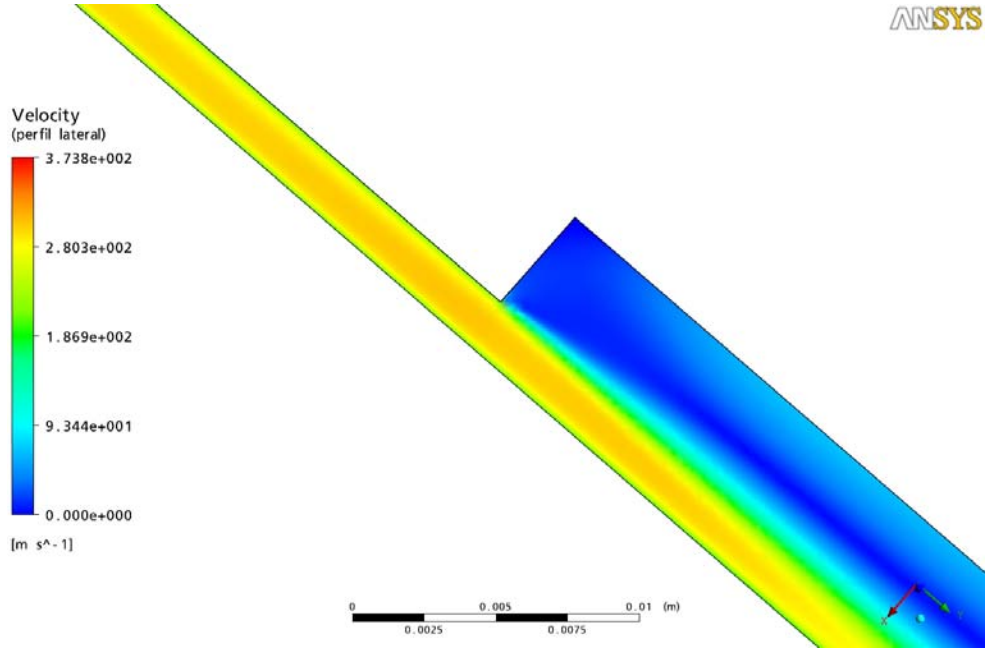
Análise da simulação 12

Os resultados da simulação 12 são referentes à geometria 3 que corresponde à geometria 1 com a metade do comprimento da luva. O menor comprimento da luva proporcionou menores valores de velocidade, que variou na faixa de 0 m/s a 295,4 m/s, ao longo da região de restrição, com um número de Mach máximo de 0,651 e uma menor faixa de variação de pressão absoluta em comparação com as tendências da simulação 4.

Simulação 16 (velocidade de entrada = 60 m/s, pressão de saída = 14,8 bar e geometria 4)



(6.10a)



(6.10b)

Figura 6.10 - Perfis de velocidade na entrada (6.10a) e na saída (6.10b) da restrição na simulação 16, com valores variando de 0 m/s a 373,8 m/s.

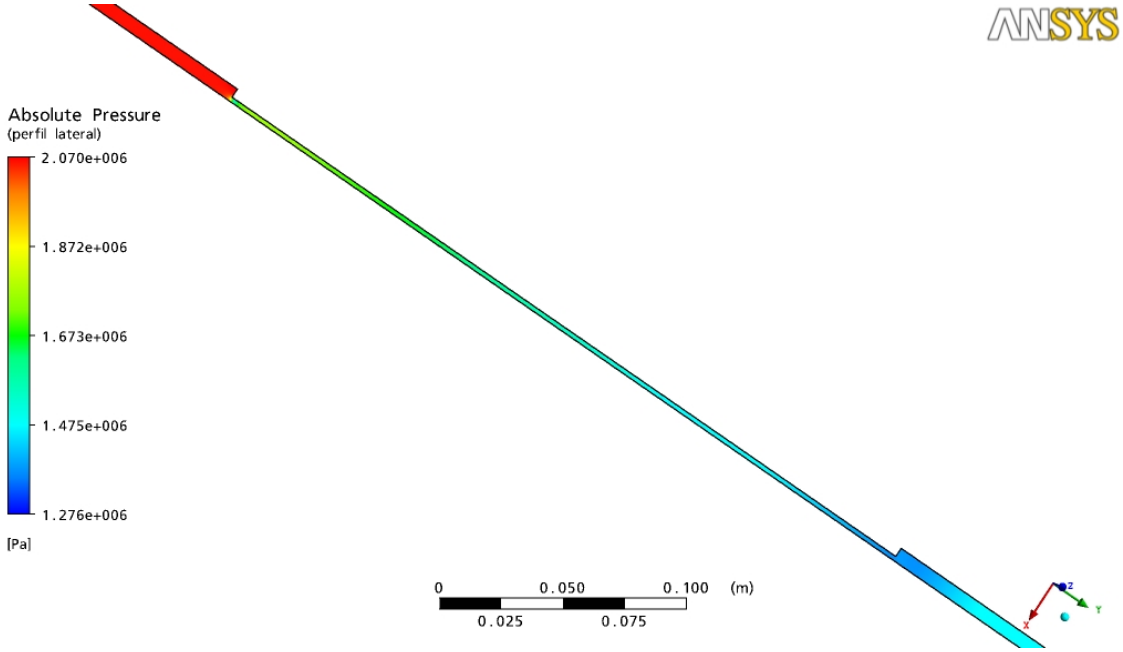
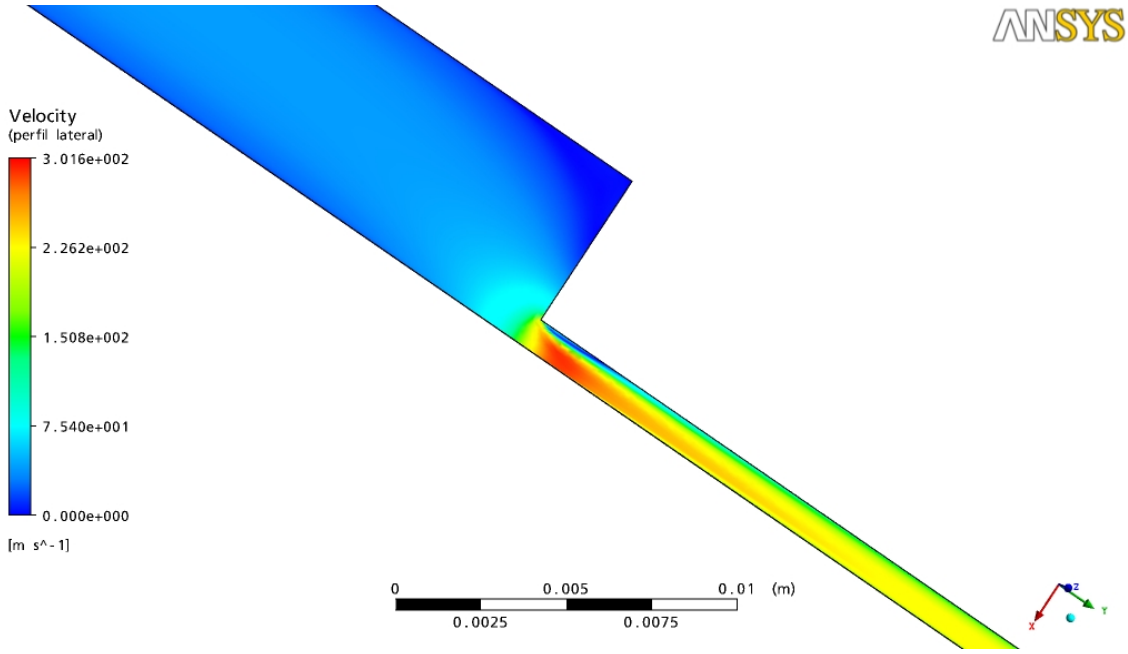


Figura 6.11 - Perfil de pressão do domínio 2D na simulação 16, com valores variando de 12,7 10^5Pa a 20,07 10^5Pa.

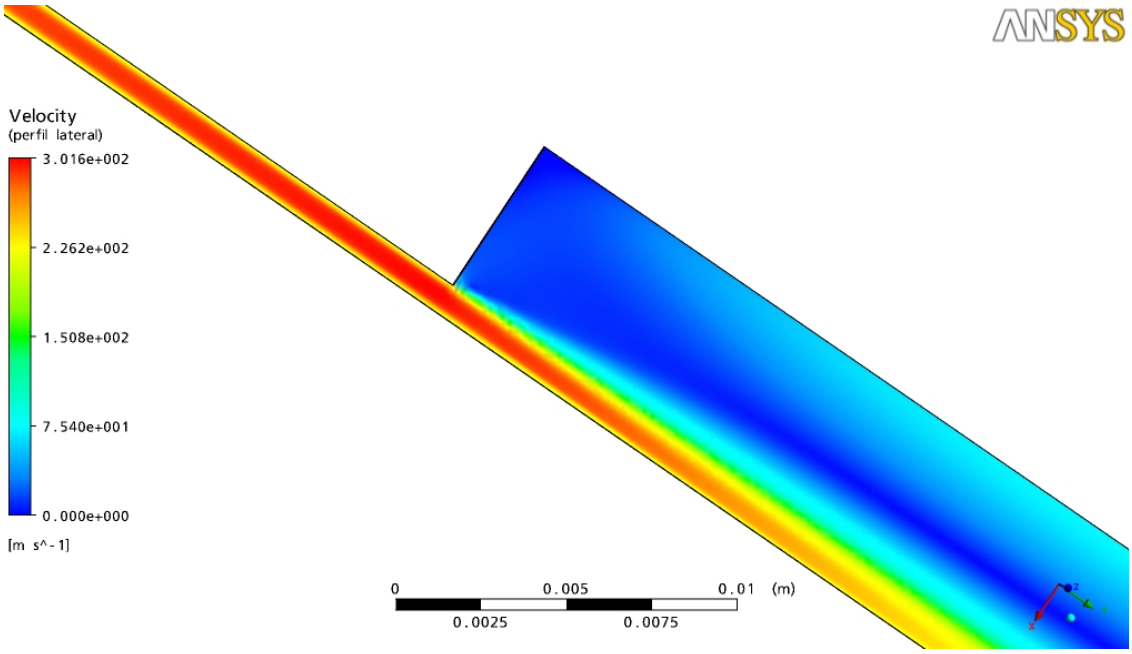
Análise da simulação 16

Os resultados da simulação 16 são referentes à geometria 4 que corresponde à geometria 1 com o dobro do comprimento da luva. A maior extensão da luva influenciou na obtenção de maiores valores de velocidade, que variou de 0 m/s a 373,8 m/s, ao longo da região de restrição, com número de Mach máximo de 0,840 e uma maior variação de pressão absoluta em comparação com as tendências da simulação 4.

Simulação 20 (velocidade de entrada = 30 m/s, pressão de saída = 14,8 bar e geometria 5)



(6.12a)



(6.12b)

Figura 6.12 - Perfis de velocidade na entrada (6.12a) e na saída (6.12b) da restrição na simulação 20, com valores variando de 0 m/s a 301,6 m/s.

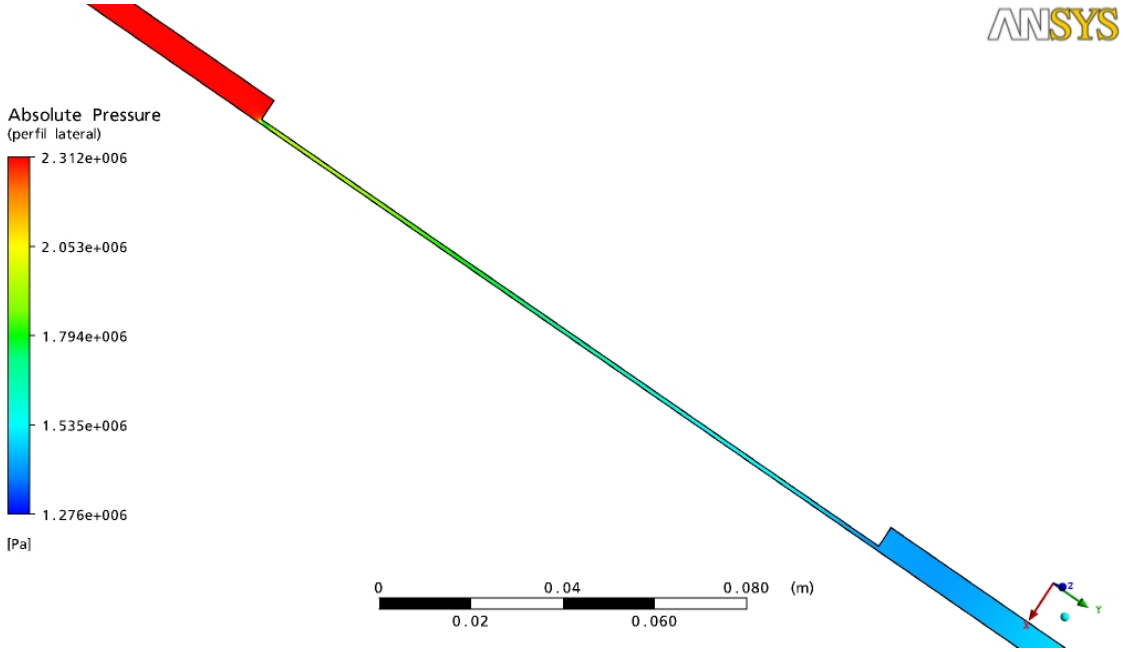
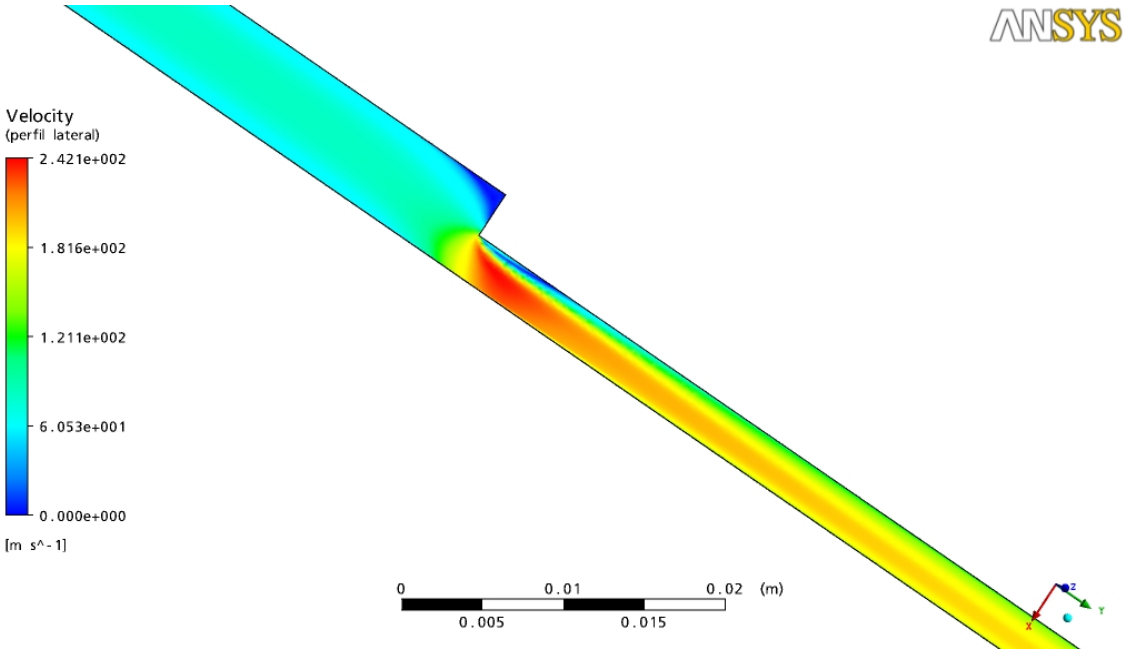


Figura 6.13 - Perfil de pressão do domínio 2D na simulação 20, com os valores variando de 12,79 10^5Pa a 23,12 10^5Pa.

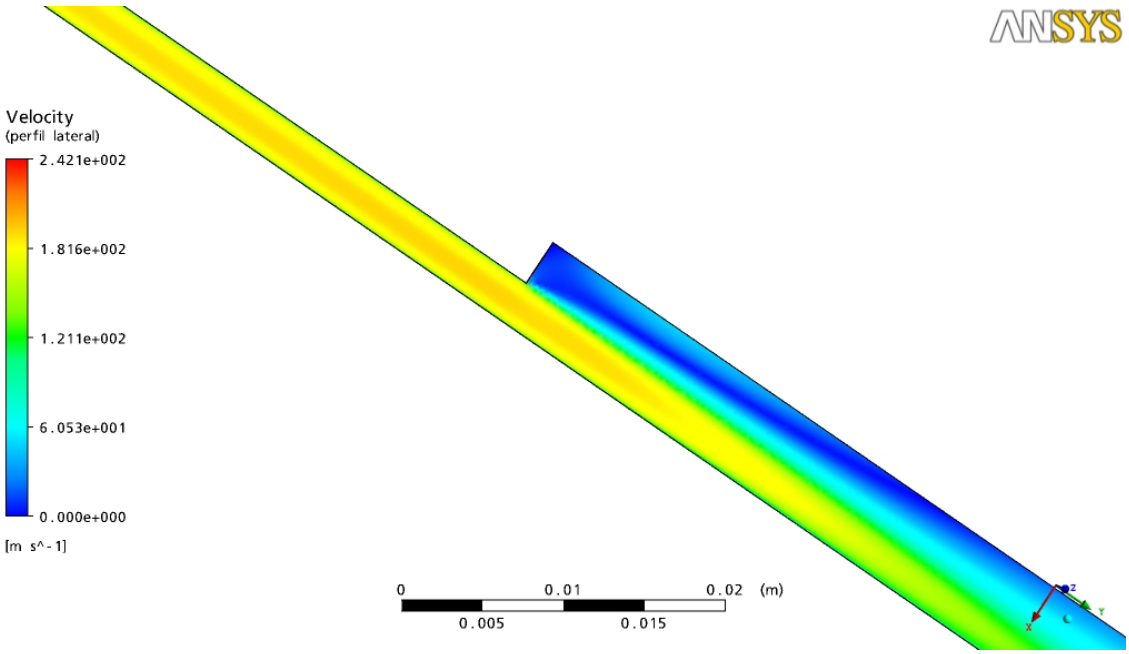
Análise da simulação 20

Os resultados da simulação 20 são referentes à geometria 5 que corresponde à geometria 1 com uma maior espessura do obstáculo. A menor área da região estreita formada pela luva influenciou na obtenção de maiores valores de velocidade, que variou de 0 m/s a 301,4 m/s ao longo da região de restrição, com um número de Mach máximo 0,666 e uma maior variação de pressão em comparação com as tendências da simulação 4.

Simulação 24 (velocidade de entrada = 80 m/s, pressão de saída = 14,8 bar e geometria 6)



(6.14a)



(6.14b)

Figura 6.14 - Perfis de velocidade na entrada (6.14a) e na saída (6.15b) da restrição na simulação 24, com valores variando de 0 m/s a 242,3 m/s.

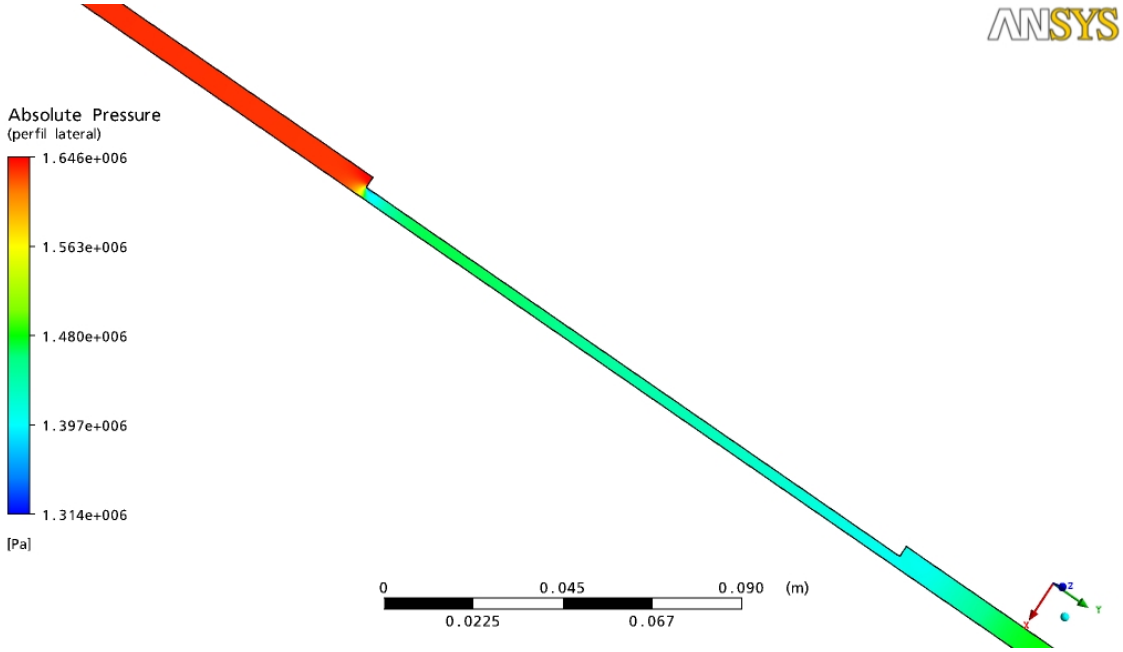
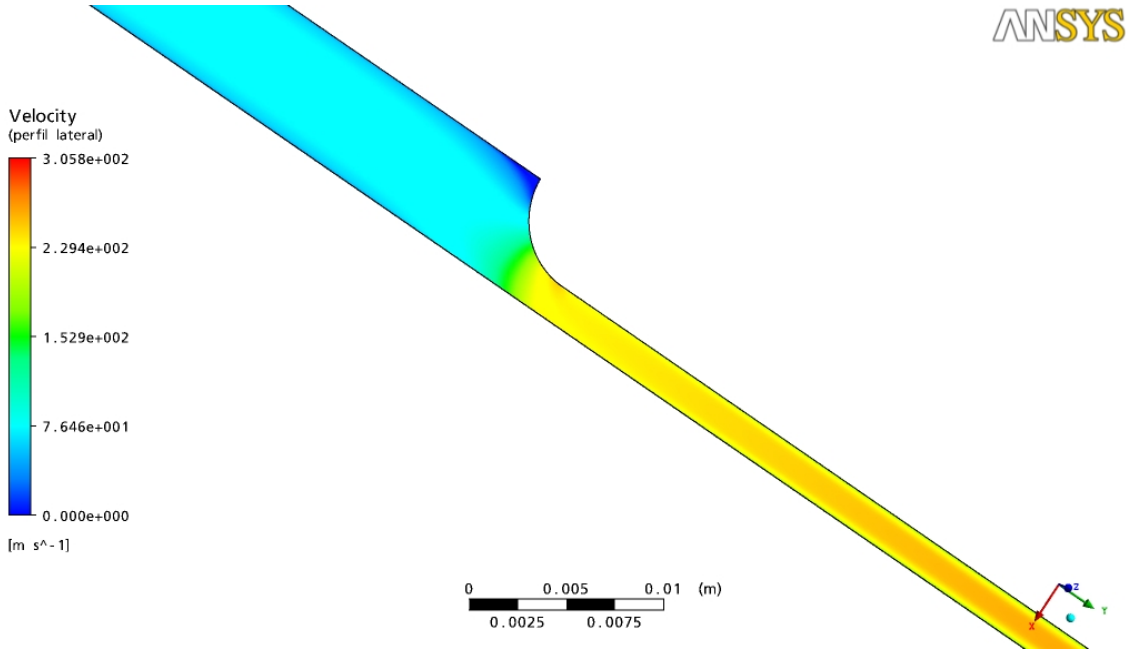


Figura 6.15 - Perfil de pressão do domínio 2D na simulação 24, para valores de pressão variando de 13,14 10^5Pa a 16,86 10^5Pa.

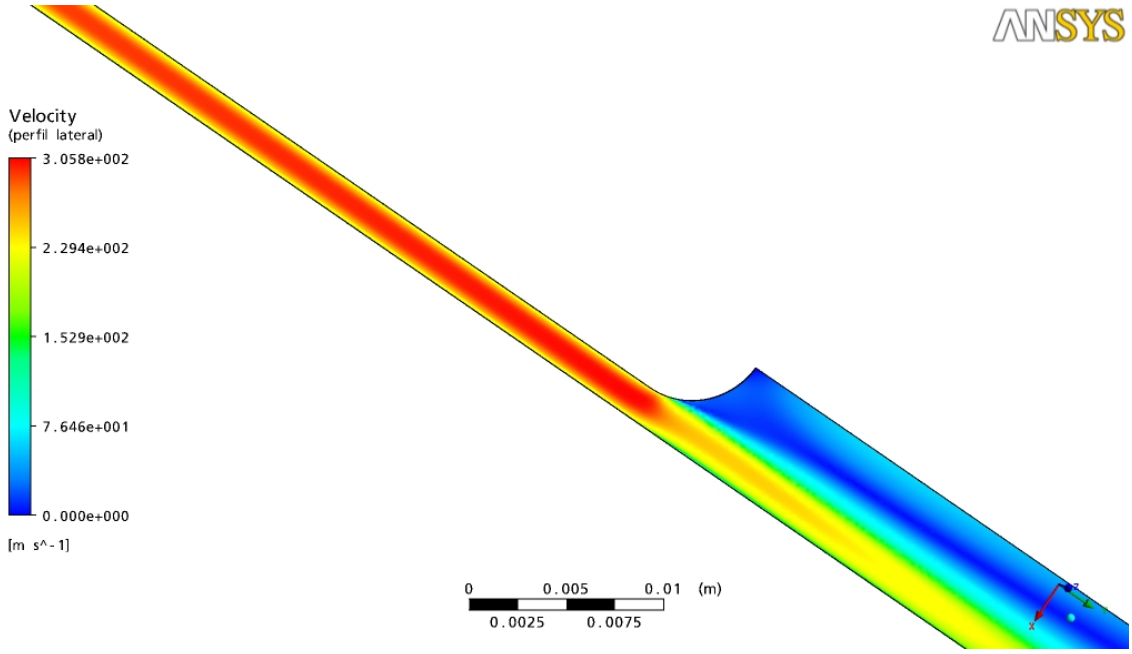
Análise da simulação 24

Os resultados da simulação 24 são referentes à geometria 6 que corresponde à geometria 1 com uma menor espessura para a luva. A maior área da região de restrição da luva influenciou na obtenção de menores valores de velocidade, que variou de 0 m/s a 243,2 m/s ao longo da região de restrição, com um número de Mach máximo de 0,527 e uma menor variação de pressão em comparação com as tendências da simulação 4.

Simulação 28 (velocidade de entrada = 70 m/s, pressão de saída = 14,8 bar e geometria 7)



(6.16a)



(6.16b)

Figura 6.16 - Perfis de velocidade na entrada (6.16a) e na saída (6.16b) da restrição na simulação 28, com valores de velocidade variando de 0 m/s a 305,8 m/s.

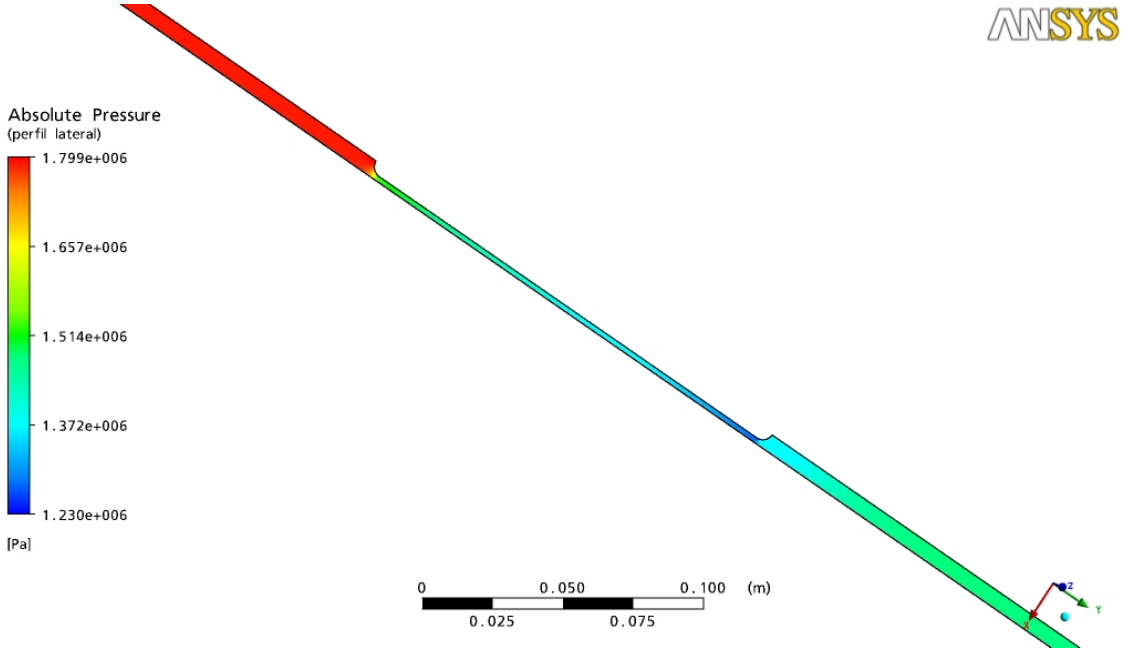
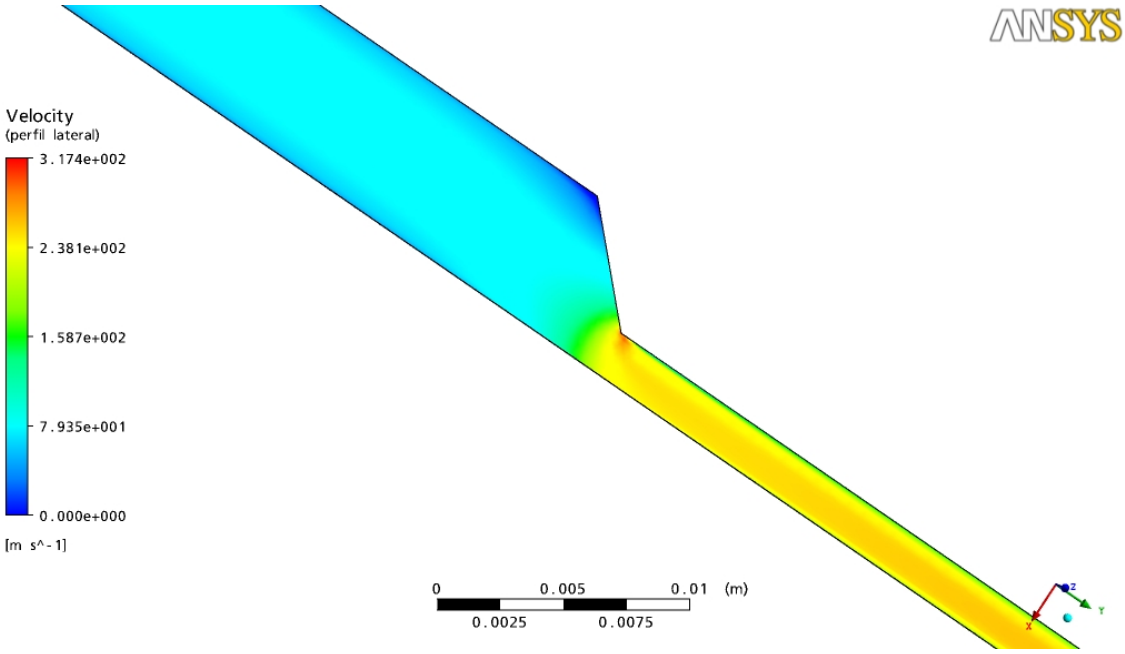


Figura 6.17 - Perfil de pressão do domínio 2D na simulação 28, com valores variando de 12,30 10^5Pa a 17,99 10^5Pa

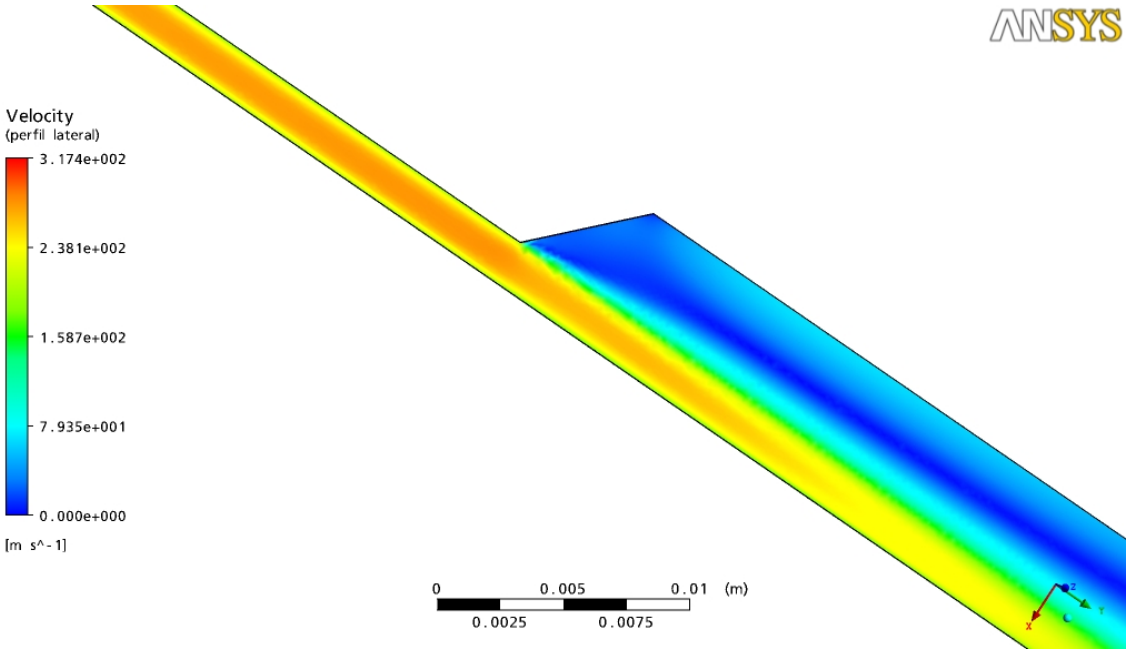
Análise da simulação 28

Os resultados da simulação 28 são referentes à geometria 7 que corresponde à geometria 1 com as bordas da luvas em formato circular. O formato de bordas circulares na restrição da luva influenciou na obtenção de menores valores de velocidade, que variou de 0 m/s a 305,8 m/s ao longo da região de restrição, com um número de Mach máximo de 0,675 e uma menor variação da diferença de pressão em comparação com as tendências da simulação 4.

Simulação 32 (velocidade de entrada = 70 m/s, pressão de saída = 14,8 bar e geometria 8)



(6.18a)



(6.18b)

Figura 6.18 - Perfis de velocidade na entrada (6.18a) e na saída (6.18b) da restrição na simulação 32, com valores variando de 0 m/s a 317,4 m/s.

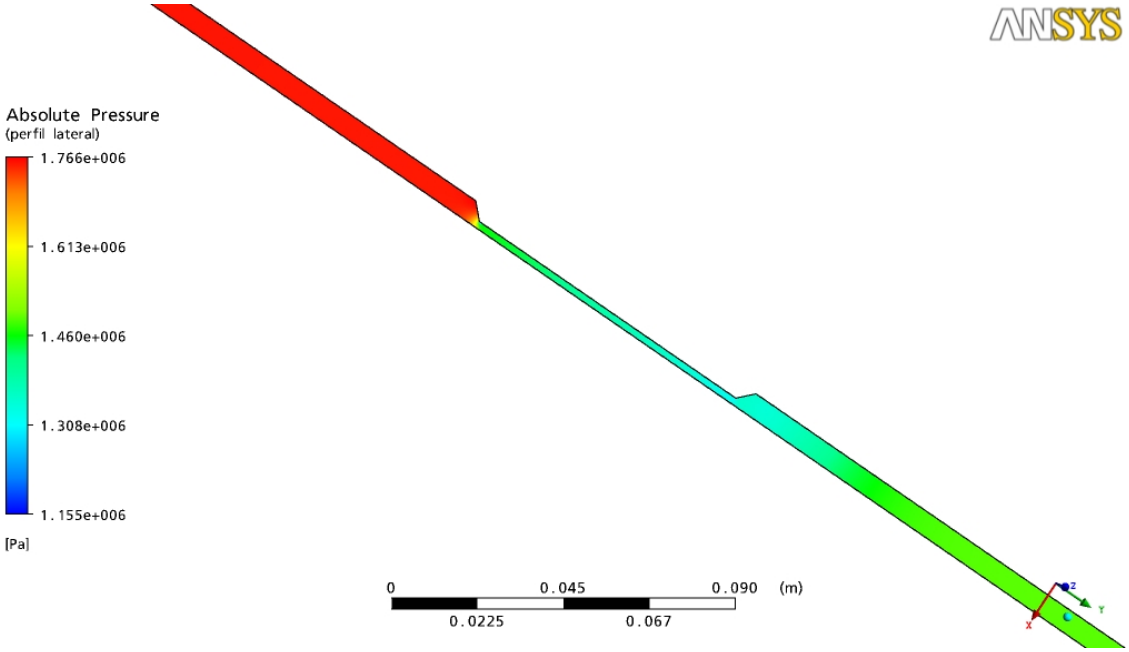
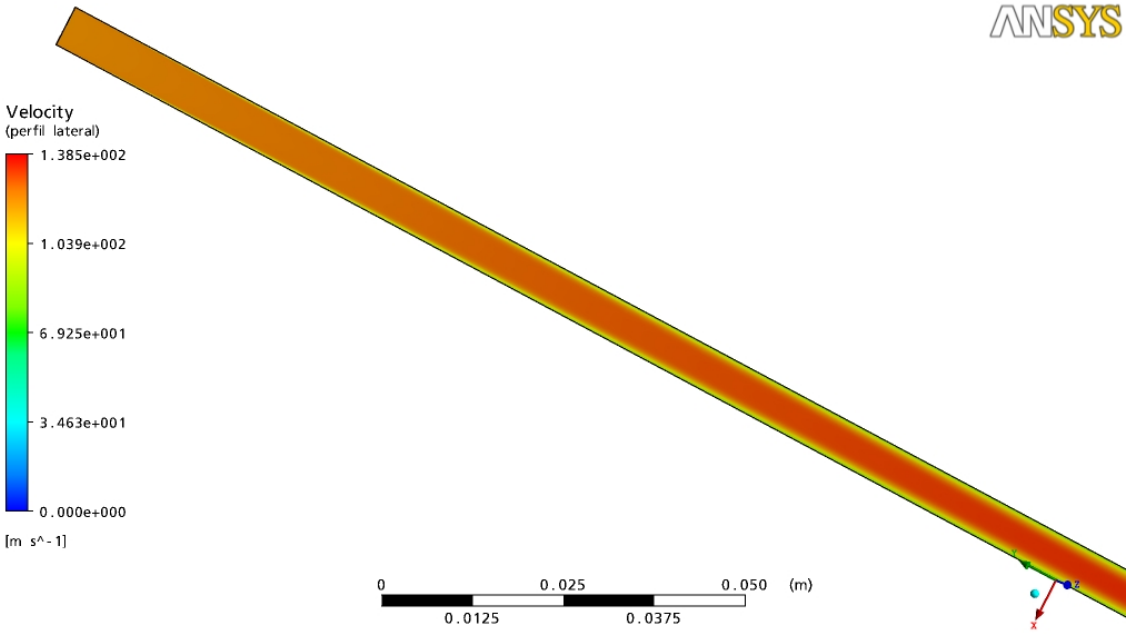


Figura 6.19 - Perfil de pressão do domínio 2D na simulação 32, com valores variando de 11,55 10^5Pa a 17,66 10^5Pa.

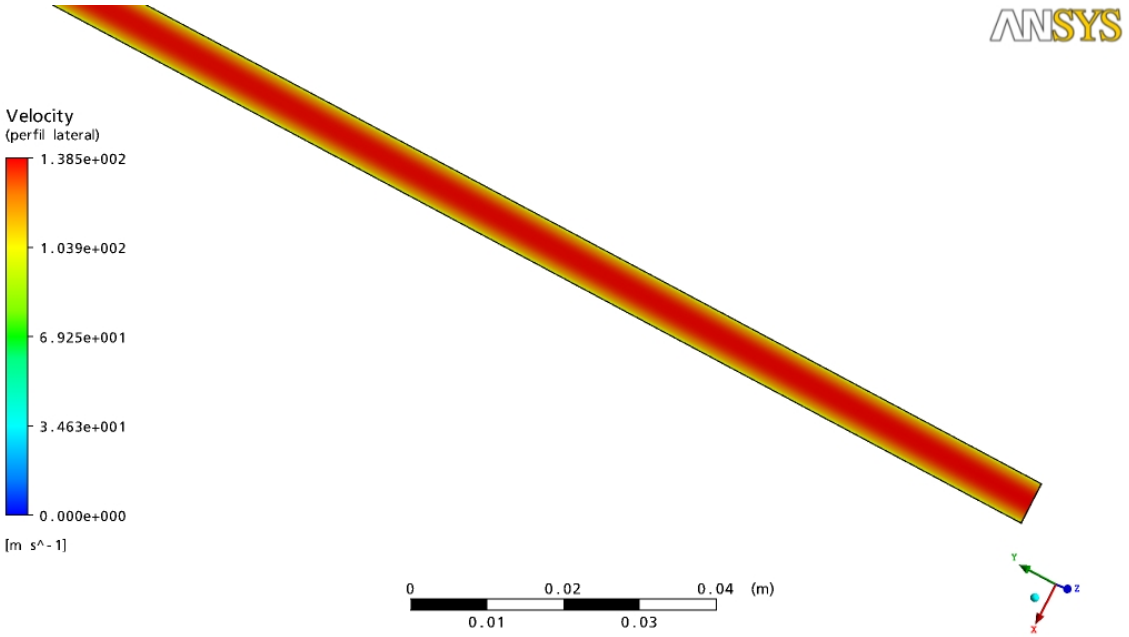
Análise da simulação 32

Os resultados da simulação 32 são referentes à geometria 8 que corresponde à geometria 1 com as bordas da luvas em formato convergente na entrada e divergente na saída e com metade do comprimento da região de restrição. Essa configuração influenciou na obtenção de menores valores de velocidade, variando de 0 m/s a 317,4 m/s ao longo da região de restrição, com um número de Mach máximo de 0,712 e menores valores de perda de pressão em comparação com as tendências da simulação 4.

Simulação 36 (velocidade de entrada = 120 m/s, pressão de saída = 14,8 bar e geometria 9)



(6.20a)



(6.20b)

Figura 6.20 - Perfil de velocidade na entrada (6.20a) e na saída (6.20b) da restrição na simulação 36, com valores de velocidade variando de 0 m/s a 138,5 m/s.

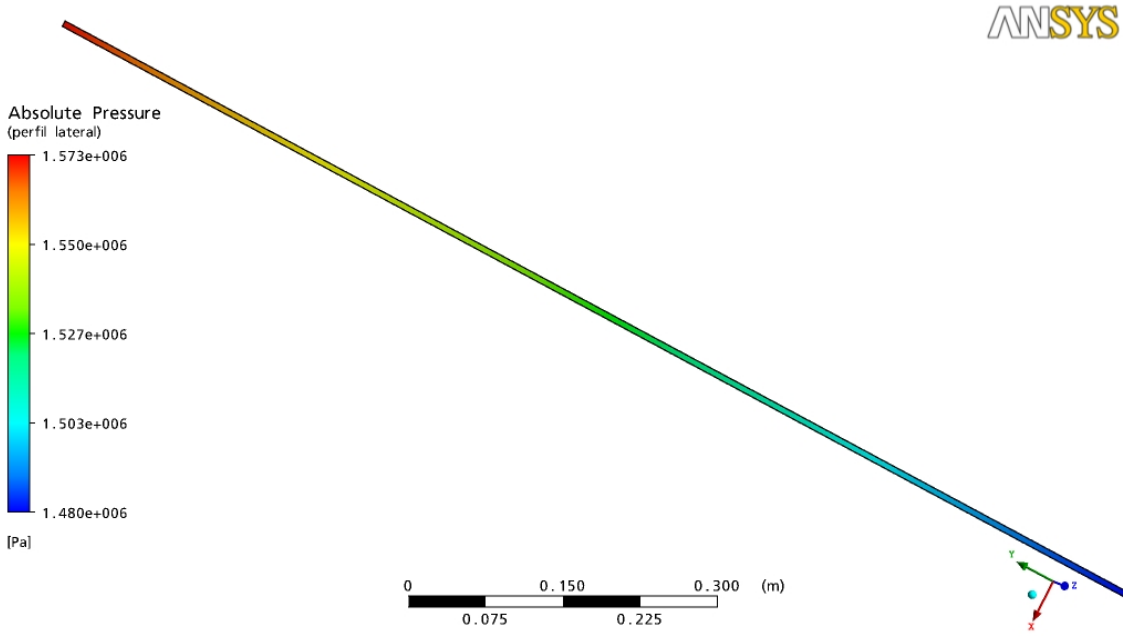


Figura - 6.21 Perfil de pressão do domínio 2D na simulação 36, para valores de pressão variando de a 14,8 10^5Pa a 15,73 10^5Pa.

Análise da simulação 36

Os resultados da simulação 36 são referentes à geometria 9 que corresponde à geometria 1 sem as luvas de conexão. O resultado dessa simulação mostra que para um alto valor de velocidade na entrada do domínio da simulação a perda de pressão é muito inferior se comparada à simulação 1. Essa tendência de comportamento mostra a influência da presença das luvas no aumento da diferença de pressão do escoamento.

6.1.2. Valores Médios das Variáveis nas Condições de Contorno de Entrada e Saída do Domínio

Nas Tabelas de 5.1 a 5.9 são exibidos os resultados das simulações de fluidodinâmica computacional das variáveis médias nos contorno de entrada e saída do domínio da simulação. As principais variáveis coletadas são as pressões absolutas médias calculadas para os contornos e a velocidade de saída, pois serão os dados empregados na etapa de ajuste de paramentos dos modelos de perda de pressão para regiões com restrição.

Através desses resultados pode-se observar que a hipótese de escoamento isotérmico para o desenvolvimento do modelo de escoamento global é apoiada pelo fato da temperatura média nos contornos não se alterar. Também é verificada a conservação de entalpia total e a baixa influência da energia cinética média em seus valores, pois os valores médios de entrada e saída de entalpia estática sofrem poucas alterações.

Pode-se se notar que o comportamento médio do escoamento nos contornos atingiu valores médios de escoamento incompressível, embora nas partes de velocidades mais altas (na entrada e saída das regiões de restrição) tiveram números de Mach mais elevados, como pode ser observada na variável número de Mach máximo, justificando o uso do modelo *Total Energy* do CFX-11 para simular o comportamento de escoamento compressível. Outro parâmetro importante é o $y^{+}_{máximo}$ (detalhes na seção 3.2.2.1) que permaneceu inferior ao limite de 200, atendendo aos requisitos para a estimação da tensão de cisalhamento na região próxima à parede.

Tabela 6.1 - Resultados das simulações para a geometria 1

Simulação	1		2	
Variáveis	Entrada	Saída	Entrada	Saída
Pressão (10^5Pa)	15,0	13,8	15,8	13,8
Pressão absoluta (10^5Pa)	16,0	14,8	16,8	14,8
Velocidade (m/s)	40,0	43,1	50	56,8
Entalpia (10^5J/kg)	7,14	7,14	7,14	7,14
Entalpia total (10^5J/Kg)	7,15	7,15	7,15	7,15
Temperatura média (K)	323	323	323	323
Massa específica (kg/m^3)	9,53	8,84	10	8,84
$y^+_{máximo}$	37,7		47,9	
Número de Mach máximo	0,381		0,499	
Simulação	3		4	
Variáveis	Entrada	Saída	Entrada	Saída
Pressão (10^5Pa)	17,3	13,8	20,9	13,8
Pressão absoluta (10^5Pa)	18,3	14,8	21,9	14,8
Velocidade (m/s)	60,0	74,0	70,0	103,1
Entalpia (10^5J/kg)	7,14	7,13	7,14	7,11
Entalpia total (10^5J/Kg)	7,16	7,16	7,17	7,17
Temperatura média (K)	323	323	323	323
Massa específica (kg/m^3)	10,9	8,85	13,1	8,87
$y^+_{máximo}$	59,9		78,4	
Número de Mach máximo	0,639		0,824	

Tabela 6.2 - Resultados das simulações para a geometria 2

Simulação	5		6	
Variáveis	Entrada	Saída	Entrada	Saída
Pressão (10^5Pa)	14,0	13,8	14,1	13,8
Pressão absoluta (10^5Pa)	15,0	14,8	15,1	14,8
Velocidade (m/s)	70,0	70,8	90,0	91,5
Entalpia (10^5J/kg)	7,14	7,14	7,14	7,14
Entalpia total (10^5J/Kg)	7,17	7,17	7,18	7,18
Temperatura média (K)	323	323	323	323
Massa específica (kg/m^3)	8,94	8,84	9,01	8,84
$y^+_{máximo}$	44,0		55,6	
Número de Mach máximo	0,283		0,370	
Simulação	7		8	
Variáveis	Entrada	Saída	Entrada	Saída
Pressão (10^5Pa)	14,2	13,8	14,5	13,8
Pressão absoluta (10^5Pa)	15,2	14,8	15,5	14,8
Velocidade (m/s)	110	113,5	130	135,1
Entalpia (10^5J/kg)	7,14	7,14	7,14	7,13
Entalpia total (10^5J/Kg)	7,20	7,20	7,23	7,23
Temperatura média (K)	323	323	323	323
Massa específica (kg/m^3)	9,10	8,85	9,23	8,85
$y^+_{máximo}$	67,6		79,4	
Número de Mach máximo	0,466		0,567	

Tabela 6.3 - Resultados das simulações para a geometria 3				
Simulação	9		10	
Variáveis	Entrada	Saída	Entrada	Saída
Pressão (10^5Pa)	14,7	13,8	15,5	13,8
Pressão absoluta (10^5Pa)	15,7	14,8	16,5	14,8
Velocidade (m/s)	30,0	31,8	40,0	44,6
Entalpia (10^5J/kg)	7,14	7,14	7,14	7,14
Entalpia total (10^5J/Kg)	7,15	7,15	7,15	7,15
Temperatura média (K)	323	323	323	323
Massa específica (kg/m^3)	9,37	8,84	9,86	8,84
$y^+_{máximo}$	29,3		39,4	
Número de Mach máximo	0,283		0,390	
Simulação	11		12	
Variáveis	Entrada	Saída	Entrada	Saída
Pressão (10^5Pa)	16,9	13,8	19,7	13,8
Pressão absoluta (10^5Pa)	17,9	14,8	20,7	14,8
Velocidade (m/s)	50,0	60,3	60,0	83,5
Entalpia (10^5J/kg)	7,14	7,14	7,14	7,12
Entalpia total (10^5J/Kg)	7,15	7,15	7,16	7,16
Temperatura média (K)	323	323	323	323
Massa específica (kg/m^3)	10,7	8,85E	12,3	8,86
$y^+_{máximo}$	51,2		67,5	
Número de Mach máximo	0,508		0,651	

Tabela 6.4 - Resultados das simulações para a geometria 4				
Simulação	13		14	
Variáveis	Entrada	Saída	Entrada	Saída
Pressão (10^5Pa)	14,7	13,8	15,3	13,8
Pressão absoluta (10^5Pa)	15,7	14,8	16,4	14,8
Velocidade (m/s)	40,0	42,5	50,0	55,2
Entalpia (10^5J/kg)	7,14	7,14	7,14	7,14
Entalpia total (10^5J/Kg)	7,15	7,15	7,15	7,15
Temperatura média (K)	323	323	323	323
Massa específica (kg/m^3)	9,38	8,84	9,76	8,84
$y^+_{máximo}$	37,7		47,22	
Número de Mach máximo	0,391		0,510	
Simulação	15		16	
Variáveis	Entrada	Saída	Entrada	Saída
Pressão (10^5Pa)	16,4	13,8	18,4	13,8
Pressão absoluta (10^5Pa)	17,4	14,8	19,4	14,8
Velocidade (m/s)	60,0	70,4	70,0	91,4
Entalpia (10^5J/kg)	7,14	7,13	7,14	7,12
Entalpia total (10^5J/Kg)	7,16	7,16	7,17	7,16
Temperatura média (K)	323	323	323	323
Massa específica (kg/m^3)	10,4	8,85	11,6	8,86
$y^+_{máximo}$	57,8		70,7	
Número de Mach máximo	0,652		0,840	

Tabela 6.5 - Resultados das simulações para a geometria 5				
Simulação	17		18	
Variáveis	Entrada	Saída	Entrada	Saída
Pressão (10^5Pa)	14,3	13,8	16,0	13,8
Pressão absoluta (10^5Pa)	15,3	14,8	17,0	14,8
Velocidade (m/s)	10,0	10,3	20,0	23,0
Entalpia (10^5J/kg)	7,14	7,14	7,14	7,14
Entalpia total (10^5J/Kg)	7,14	7,14	7,14	7,14
Temperatura média (K)	323	323	323	323
Massa específica (kg/m^3)	9,14	8,84	10,2	8,84
$y^+_{máximo}$	11,6		23,4	
Número de Mach máximo	0,187		0,391	
Simulação	19		20	
Variáveis	Entrada	Saída	Entrada	Saída
Pressão (10^5Pa)	17,9	13,8	22,1	13,8
Pressão absoluta (10^5Pa)	18,9	14,8	23,1	14,8
Velocidade (m/s)	25,0	31,9	30,0	46,6
Entalpia (10^5J/kg)	7,14	7,14	7,14	7,14
Entalpia total (10^5J/Kg)	7,15	7,15	7,15	7,15
Temperatura média (K)	323	323	323	323
Massa específica (kg/m^3)	11,3	8,84	13,8	8,85
$y^+_{máximo}$	31,0		42,6	
Número de Mach máximo	0,510		0,666	

Tabela 6.6 - Resultados das simulações para a geometria 6				
Simulação	21		22	
Variáveis	Entrada	Saída	Entrada	Saída
Pressão (10^5Pa)	14,9	13,8	14,6	13,8
Pressão absoluta (10^5Pa)	15,9	14,8	15,6	14,8
Velocidade (m/s)	50,0	53,6	60,30	63,2
Entalpia (10^5J/kg)	7,14	7,14	7,14	7,14
Entalpia total (10^5J/Kg)	7,15	7,15	7,16	7,16
Temperatura média (K)	323	323	323	323
Massa específica (kg/m^3)	9,48	8,84	9,32	8,84
$y^+_{máximo}$	29,3		34,9	
Número de Mach máximo	0,307		0,375	
Simulação	23		24	
Variáveis	Entrada	Saída	Entrada	Saída
Pressão (10^5Pa)	15,5	13,8	15,4	13,8
Pressão absoluta (10^5Pa)	16,5	14,8	16,4	14,8
Velocidade (m/s)	60,0	67,0	80	88,6
Entalpia (10^5J/kg)	7,14	7,14	7,14	7,13
Entalpia total (10^5J/Kg)	7,16	7,16	7,17	7,17
Temperatura média (K)	323	323	323	323
Massa específica (kg/m^3)	9,87	8,84	9,80	8,85
$y^+_{máximo}$	40,6		46,7	
Número de Mach máximo	0,447		0,527	

Tabela 6.7 - Resultados das simulações para a geometria 7				
Simulação	25		26	
Variáveis	Entrada	Saída	Entrada	Saída
Pressão (10^5Pa)	14,5	13,8	15,0	1,38
Pressão absoluta (10^5Pa)	15,5	14,8	16,0	14,8
Velocidade (m/s)	40,0	41,9	50,0	53,9
Entalpia (10^5J/kg)	7,14	7,14	7,14	7,14
Entalpia total (10^5J/Kg)	7,15	7,15	7,15	7,15
Temperatura média (K)	323	323	323	323
Massa específica (kg/m^3)	9,26	8,84	9,54	8,84
$y^+_{máximo}$	36,8		45,8	
Número de Mach máximo	0,302		0,395	
Simulação	27		28	
Variáveis	Entrada	Saída	Entrada	Saída
Pressão (10^5Pa)	15,7	13,8	16,9	13,8
Pressão absoluta (10^5Pa)	16,7	14,8	18,0	14,8
Velocidade (m/s)	60,0	67,5	70,0	84,7
Entalpia (10^5J/kg)	7,14	7,14	7,14	7,13
Entalpia total (10^5J/Kg)	7,16	7,16	7,17	7,17
Temperatura média (K)	323	323	323	323
Massa específica (kg/m^3)	9,96	8,84E	10,7	8,85
$y^+_{máximo}$	55,6		67,4	
Número de Mach máximo	0,509		0,675	

Tabela 6.8 - Resultados das simulações para a geometria 8				
Simulação	29		30	
Variáveis	Entrada	Saída	Entrada	Saída
Pressão (10^5Pa)	14,4	13,8	14,9	13,8
Pressão absoluta (10^5Pa)	15,5	14,8	15,9	14,8
Velocidade (m/s)	40,0	41,7	50,0	53,6
Entalpia (10^5J/kg)	7,14	7,14	7,14	7,14
Entalpia total (10^5J/Kg)	7,15	7,15	7,15	7,15
Temperatura média (K)	323	323	323	323
Massa específica (kg/m^3)	9,22	8,84	9,48	8,84
$y^+_{máximo}$	37,1		44,3	
Número de Mach máximo	0,361		0,466	
Simulação	31		32	
Variáveis	Entrada	Saída	Entrada	Saída
Pressão (10^5Pa)	15,5	13,8	16,6	13,8
Pressão absoluta (10^5Pa)	16,5	14,8	17,6	14,8
Velocidade (m/s)	60,0	67,0	70,0	83,3
Entalpia (10^5J/kg)	7,14	7,14	7,14	7,13
Entalpia total (10^5J/Kg)	7,16	7,16	7,17	7,17
Temperatura média (K)	323	323	323	323
Massa específica (kg/m^3)	9,87	8,84	10,5	8,85
$y^+_{máximo}$	51,6		59,4	
Número de Mach máximo	0,583		0,712	

Tabela 6.9 - Resultados das simulações para a geometria 9				
Simulação	33		34	
Variáveis	Entrada	Saída	Entrada	Saída
Pressão (10^5Pa)	14,0	13,8	14,2	13,8
Pressão absoluta (10^5Pa)	15,0	14,8	15,2	14,8
Velocidade (m/s)	50,0	50,7	80,0	82,2
Entalpia (10^5J/kg)	7,14	7,14	7,14	7,14
Entalpia total (10^5J/Kg)	7,15	7,15	7,17	7,17
Temperatura média (K)	323	323	323	323
Massa específica (kg/m^3)	8,94	8,84	9,08	8,84
$y^+_{máximo}$	93,2		143,2	
Número de Mach máximo	0,121		0,194	
Simulação	35		36	
Variáveis	Entrada	Saída	Entrada	Saída
Pressão (10^5Pa)	14,4	13,8	14,7	13,8
Pressão absoluta (10^5Pa)	15,4	14,8	15,7	14,8
Velocidade (m/s)	100	104,1	120	127,2
Entalpia (10^5J/kg)	7,14	7,14	7,14	7,13
Entalpia total (10^5J/Kg)	7,19	7,19	7,21	7,21
Temperatura média (K)	323	323	323	323
Massa específica (kg/m^3)	9,21	8,84	9,40	8,85
$y^+_{máximo}$	177,0		198,9	
Número de Mach máximo	0,244		0,297	

6.1.3. Estimação de Parâmetros

Os dados contidos nas Tabelas de 6.1 a 6.9 foram utilizados para a regressão não linear do modelo contido na equação (5.1). Os valores dos parâmetros, com os limites do intervalo de confiança de 95% ($\sigma_{inferior}$ e $\sigma_{superior}$) e os coeficientes de correlação ($R_{correlação}$), são mostrados para cada uma das geometrias simuladas na Tabela 6.10.

Tabela 6.10 - Resultados da estimação de parâmetros									
Casos	1	2	3	4	5	6	7	8	9
σ (m/s)	173,0	661,0	183,3	148,4	71,6	279,5	200,3	206,6	500,3
$\sigma_{inferior}$ (m/s)	162,0	652,0	175,7	136,5	62,8	275,6	196,7	204,8	488,6
$\sigma_{superior}$ (m/s)	184,0	669,9	191,5	160,3	80,5	283,4	203,8	208,4	511,9
$R_{correlação}$	0,992	1,000	0,993	0,994	0,989	1,000	1,000	1,000	1,000

Para ilustrar o comportamento dos modelos obtidos dos resultados de CFD, foram feitos gráficos em função do termo de variação $\Delta p/p$ e a velocidade de saída ($U_{saída}$), como pode ser visto na Figura 6.22.

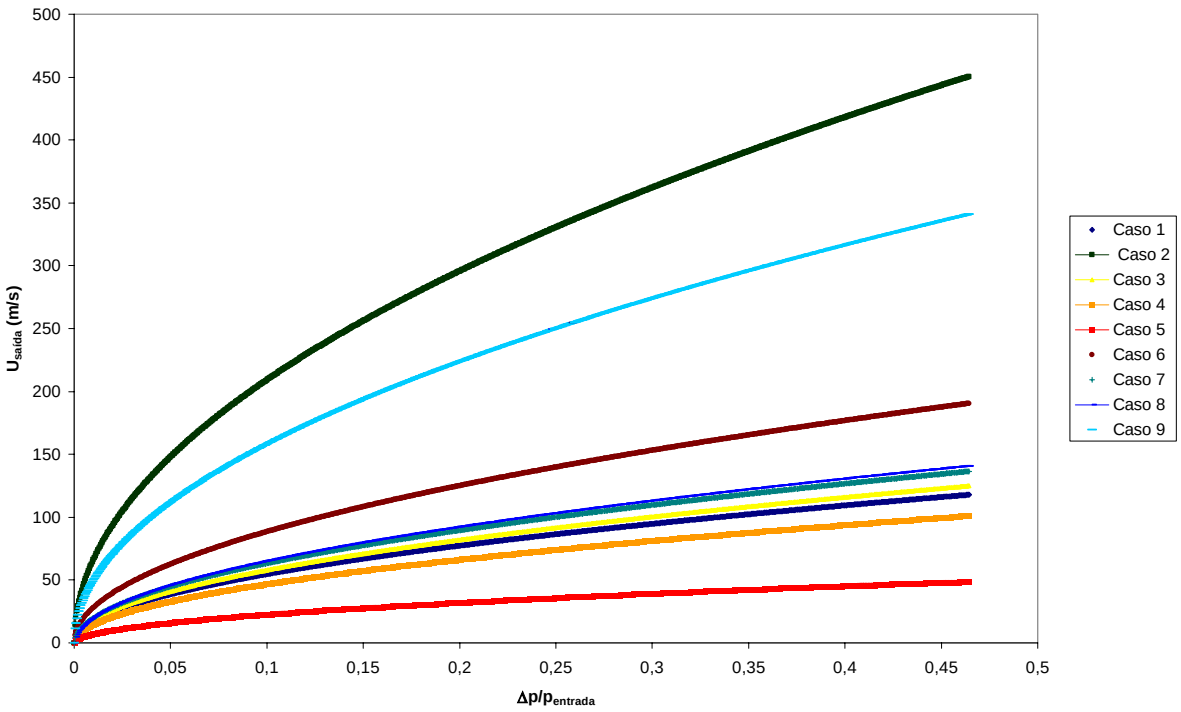


Figura 6.22 - Curvas dos modelos obtidos para o escoamento nas vizinhanças das luvas.

Onde as curvas consistem respectivamente nos casos: (1) geometria base englobando a área de restrição da coluna externa e intermediária do BPZ; (2) geometria englobando a área de restrição entre coluna externa e cauda da coluna intermediária; (3) geometria com a luva de menor comprimento; (4) geometria com a luva de maior comprimento; (5) geometria com a luva de maior diâmetro; (6) geometria com a luva de menor diâmetro; (7) geometria com a luva com bordas circulares; (8) geometrias com bordas convergentes e divergentes e com a luva de comprimento menor; (9) geometria baseada no caso base sem as luvas de conexão.

Os limites desses gráficos foram impostos pela velocidade variando de 0 a 450 (m/s), logo, admitiu-se uma extrapolação do modelo em relação aos resultados fornecidos por CFD. Esse limite superior foi escolhido, pois fica próximo à velocidade de 446,15 m/s, que é o valor da velocidade sônica para o metano a 50ºC. Segundo as hipóteses admitidas no modelo, esse seria o valor máximo de velocidade a partir do momento que a razão crítica fosse atingida.

Na Figura 6.23 é realizada uma comparação entre a curva estimada para o caso base com os pontos resultantes da simulação de CFD para geometria 1, de modo a ilustrar graficamente a qualidade da aproximação dos modelos obtidos pela regressão não linear.

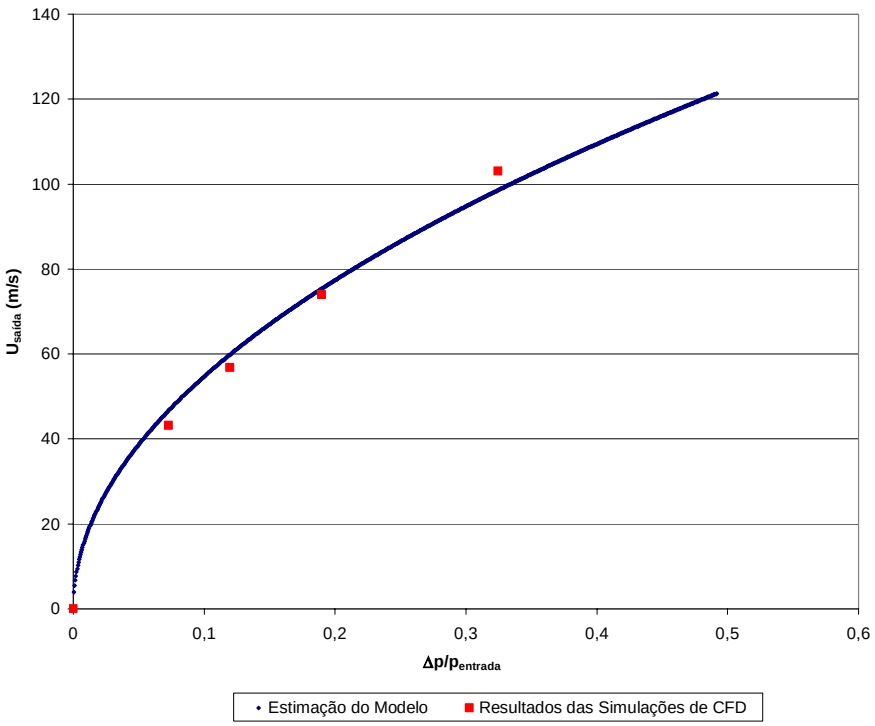


Figura 6.23 - Comparação entre a curva estimada pelo modelo e os resultados obtidos das simulações de CFD para o caso base.

A análise da influência do parâmetro sigma pode ser vista como o fator necessário para que uma dada diferença de pressão $\Delta p/p$ entre os contornos de saída e entrada da geometria resulte numa dada velocidade de saída. Sendo assim, uma geometria com maiores características de aumentar o efeito da restrição ao escoamento vai apresentar um parâmetro σ com valor inferior a outra geometria que propiciar um menor efeito, necessitando de um maior diferencial de pressão para atingir um determinado valor de velocidade.

Os resultados apresentados estão todos de acordo com o comportamento das correlações de cálculos e estudos envolvendo restrições existentes na literatura (Crane, 1986; Fox e McDonald, 2001), quando comparados com o caso 1. Resumindo, os valores de σ foram maiores para os casos 2, 3, 6, 7 8 e 9 nos quais houve diminuição do efeito de restrição em comparação com o caso base, e menores nos casos 4 e 5 onde os efeitos da restrição foram ampliados.

O maior destaque desse estudo de sensibilidade foi a variação do σ em relação à alteração nas áreas de escoamento na parte anular tubular e na região estreita provocada pela luva,

como pode ser visto através da comparação entre os casos 1, 2, 5, 6 e 9. As grandes diferenças no σ obtidas para os casos 1 e 9 (173,0 e 500,3 m/s), refletem a diferença entre o escoamento através do espaço anular com a presença e com a ausência das luvas.

Esse resultado motivou a realização de simulações para modelo de escoamento global do sistema de enchimento para analisar a diferença entre o sistema com e sem o efeito da presença dessas conexões de sustentação. Priorizou-se, então, a análise desses dois cenários, já que os efeitos das outras configurações de geometrias, com exceção do caso 2, forneceram diferenças mais modestas.

A comparação dos casos 1 e 2 fornece uma informação importante de como as luvas e as estreitas distâncias do espaço anular podem influenciar no tempo de enchimento de um sistema BPZ, através da observação do aumento do valor de σ de 173,0 a 661,0 m/s. Essa tendência mostra que um sistema BPZ, por trabalhar com um sistema composto de regiões estreitas de escoamento para o gás comprimido, produz uma grande diferença de pressão no escoamento, em comparação a outros sistemas de *gas-lift*, que podem desprezar o efeito das luvas por possuírem regiões anulares com maiores diâmetros de secção de escoamento do que as do caso 2.

6.2. Resultados do Modelo de Escoamento Global

O estudo das simulações para o escoamento global se concentrou em três casos: (A) a geometria original no sistema de injeção principal do sistema BPZ; (B) a geometria do sistema original com a ausência das luvas de conexão; (C) o sistema original com algumas de suas luvas maiores proporcionando um maior fator de restrição para o escoamento em algumas regiões.

O objetivo principal desta etapa foi a avaliação de como as luvas podem afetar o tempo de enchimento do sistema de pressurização, que será caracterizados pela comparação dos casos A e B. O caso C foi baseado num cenário conservativo e hipotético de como problemas nas instalação das luvas de conexão durante a instalação do BPZ em um poço, poderia aumentar o fator de restrição do escoamento, através de estreitamento provocado na região do obstáculo.

O efeito dessa nova contribuição de restrição foi baseado no coeficiente estimado no caso 6, é aproximadamente 40 % do valor do caso base. Este efeito foi atribuído a 50 câmaras do tipo luva igualmente espaçadas por todo o sistema de enchimento.

Como resultados desta etapa, serão exibidos, na Figura 6.24, os gráficos de variação de pressão absoluta contra o tempo, nas pressões da cabeça do poço e do fundo do sistema. A seguir, na Figura 6.25, as curvas de velocidades contra o tempo da câmara do topo do sistema. E, finalmente, nas Figuras 6.26, 6.27, 6.28, serão exibidos, respectivamente, os perfis de pressão para os casos (A), (B) e (C) em diferentes instantes de tempo.

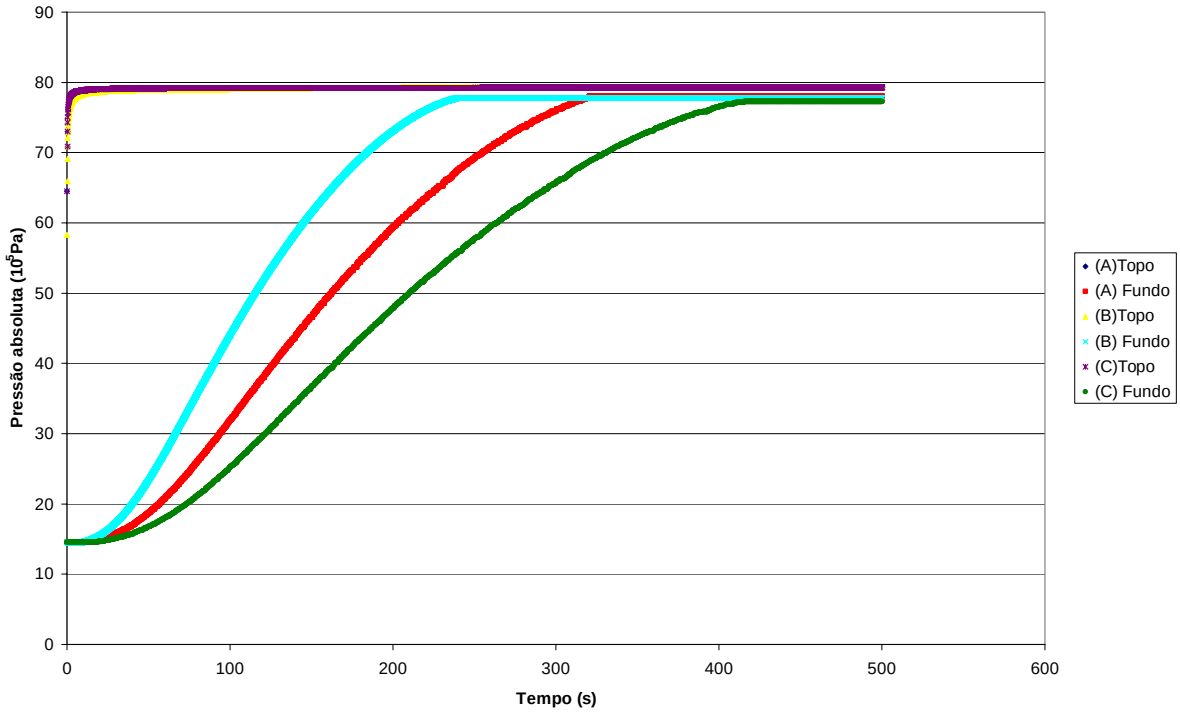


Figura 6.24 - Variação da pressão ao longo do tempo de enchimento nas câmaras do topo e do fundo para os casos: (A) sistema original; (B) sistema sem restrições; (C) sistema com maiores fatores de restrição.

Os resultados das simulações de escoamento global, assim como esperado, exibiram um maior tempo de enchimento à medida que o grau de restrição foi aumentado no sistema. Esta diferença pode ser verificada quando se compara o tempo total de pressurização necessário para as configurações (A), (B) e (C), que foram em torno de 322 s, 243 s e 420 s, respectivamente.

Pode-se perceber que foi obtida uma redução no período de enchimento total de 24,5% na comparação entre o caso com a ausência de luvas (B) e o caso base (A), e um aumento de 30,4% quando comparamos o caso com maior potencial restritivo (C) com a configuração base (A). Observando estes valores pode-se verificar uma influência bastante significativa das luvas no andamento do processo.

A Figura 6.25 exibe as velocidades alcançadas no ponto de maior condição inicial de gradiente de pressão do sistema. Pode-se observar que o ponto de maior velocidade na curva, que ocorre em 0,1 s, exibe um valor inferior a 90 m/s para todas as três configurações do sistema, ou seja, fator que deixa razoável a utilização exclusiva das expressões fornecidas pelas simulações de CFD e fornecidas pela literatura, sem a necessidade de acrescentar a condição de velocidade sônica ao problema.

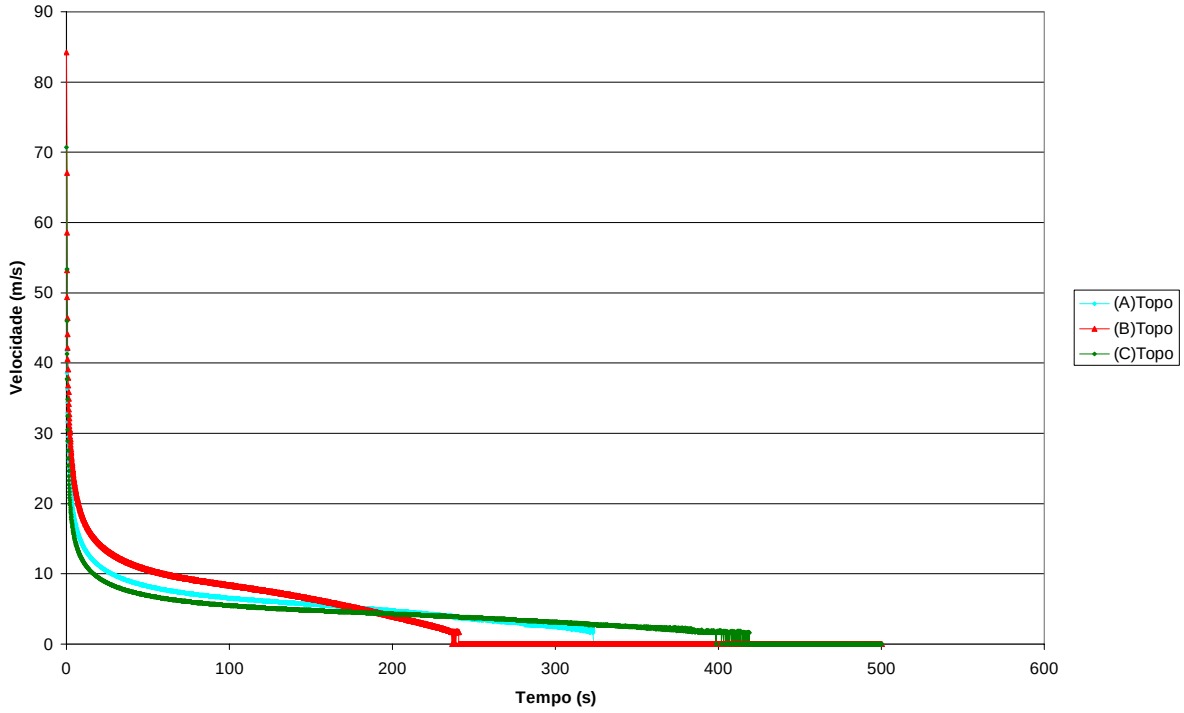


Figura 6.25 - Variação da velocidade ao longo do tempo de enchimento nas câmaras do topo para os casos: (A) sistema original; (B) sistema sem restrições; (C) sistema com maiores fatores de restrição.

Através dos resultados dos perfis de pressão exibidos nas Figuras 6.26, 6.27 e 6.28, pode-se verificar a propagação do escoamento do gás ao longo da extensão do sistema para cada um dos casos simulados, detalhando para o sistema todas as observações feitas na Figura 6.24.

Assim pode ser verificada uma progressão da pressão mais rápida para o caso (B), e em seguida para o caso (A) e, finalmente, mais lenta para o caso (C).

Note-se que existe uma região onde o gradiente de pressão cai consideravelmente entre câmaras seguidas, que consiste no espaço do sistema formado entre a coluna externa e a cauda da coluna intermediária, caracterizado por maiores seções disponíveis para o escoamento.

Nesses perfis, também podem ser observadas algumas pequenas inconsistências nos últimos instantes de tempo para as câmaras finais, que exibem valores de pressão um pouco maiores do que as anteriores. Este fato ocorreu pela influência da estratégia adotada para a programação da resolução do escoamento global, que foi estruturada com lógica condicional, e pela condição de contorno de saída fechada. Esta observação fica mais acentuada para a curva (A). Entretanto, para a maior parte do período simulado esta condição não ocorreu, logo, não influenciando de modo relevante os resultados.

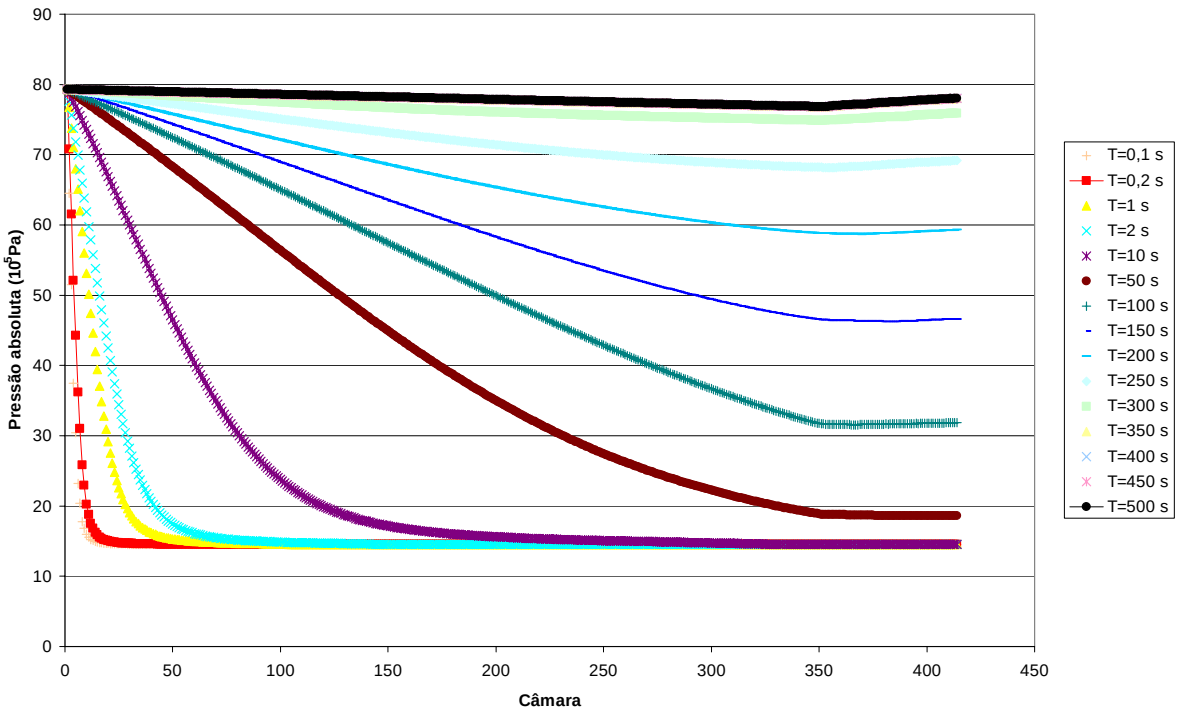


Figura 6.26 - Variação do perfil de pressão absoluta em diferentes instantes de tempo para o caso (A) - sistema original.

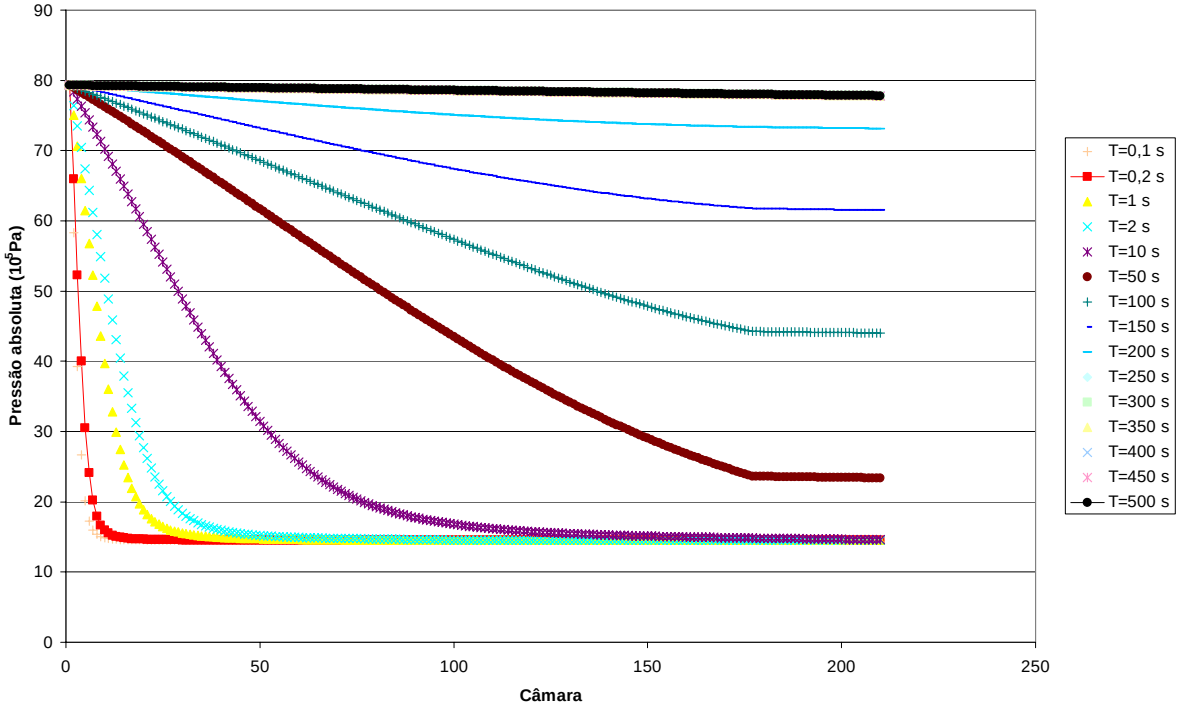


Figura 6.27 - Variação do perfil de pressão absoluta em diferentes instantes de tempo para o caso (B) - sistema sem restrições.

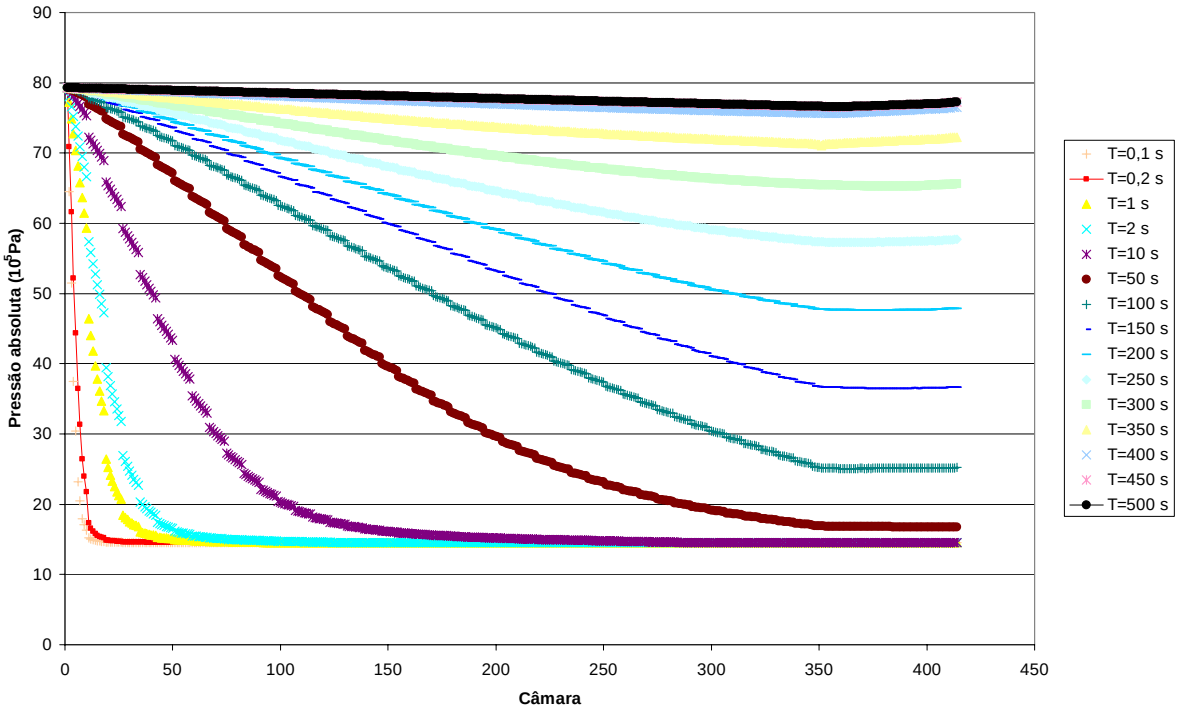


Figura 6.28 - Variação do perfil de pressão absoluta em diferentes instantes de tempo para o caso (C) - sistema com maiores fatores de restrição.

7. CONCLUSÕES

Um modelo transiente e global de escoamento compressível através de espaços anulares com restrições foi elaborado para descrever o comportamento do processo de injeção de gás natural comprimido de um sistema BPZ. Sua construção foi baseada em informações de geometria e do processo de um BPZ em operação, com expressões existentes na literatura para escoamento compressível em dutos, bocais e orifícios e em simulações realizadas em CFD.

Sua principal vantagem é a obtenção do perfil de pressão de todo o sistema de enchimento em qualquer instante de operação de um ciclo, o que possibilita estimarem-se informações que são difíceis de obter na operação, como, por exemplo, a tomada de pressão em pontos localizados no fundo do sistema.

As simulações de CFD foram utilizadas para estimar o comportamento do escoamento anular de gás natural comprimido que ocorre em torno das regiões de restrição para as nove configurações de geometrias testadas. Assim como o previsto, devido às condições de projeto (geometrias estreitas) e operação (pressurização com elevados valores de pressão), as simulações de CFD mostraram grandes valores de velocidade e altas perdas de pressão na passagem do gás pelas seções estreitas provocadas pela instalação das luvas de conexão.

Os resultados de CFD foram utilizados para a construção de modelos através da estimação de parâmetros realizadas pela regressão não linear da equação (5.1), que consiste numa relação entre a diferença de pressão normalizada dos contornos de entrada e saída do domínio com a velocidade de saída. Onde o parâmetro obtido é inversamente proporcional ao efeito de dissipação provocado pela restrição ao escoamento.

A obtenção desses modelos foi baseada na expressão de escoamentos em bocais e orifícios (equação 3.38). Os parâmetros estimados possibilitaram avaliar a influência das características geométricas das luvas nas perdas de pressão do escoamento, como espessura

anular, espessura da região de restrição, comprimento da luva e alteração das bordas de contorno das luvas.

As características que mais se destacaram foram as alterações nas áreas de escoamento proporcionadas pela variação das espessuras da região anular e da região da restrição. Esse comportamento fica evidente quando é realizada uma comparação entre as velocidades estimadas para as geometrias 1 (região entre as colunas externa e intermediária), 2 (região entre as colunas externa e cauda da coluna intermediária) e 9 (geometria 1 sem a presença de luva): 173,0 m/s, 661,0 m/s e 500,3 m/s.

A grande diferença obtida entre os parâmetros estimados por CFD para as geometrias 1 e 9 e a influência constatada da espessura da região de restrição motivou o estudo das simulações para o escoamento global em três cenários: (A) a geometria original no sistema de injeção principal do sistema BPZ; (B) a geometria do sistema original com a ausência das luvas de conexão; (C) o sistema original com algumas de suas luvas com maiores diâmetros, proporcionando um maior fator de restrição para o escoamento em algumas regiões.

Os resultados das simulações de escoamento global, assim como o esperado, exibiram um maior tempo de enchimento à medida que o grau de restrição foi aumentado no sistema. A grande diferença entre o tempo total de pressurização das simulações (A) e (B), respectivamente de: 322 s, 243 s, com a simulação B sendo 25 % mais rápida que a simulação A, mostra que a luva exerce uma grande influência no tempo de enchimento do processo.

Esse resultado mostra que a construção de sistemas BPZ sem as luvas de conexão pode apresentar tempos mais rápidos de enchimento, e, com isso a possibilidade de realizar mais ciclos de operação durante o dia, aumentando-se a produtividade do poço. É claro que será necessário proceder-se a um estudo de custo e benefício, que deverá relacionar o custo de investimento das colunas sem conexão versus o retorno de produção que o poço poderá fornecer.

Além disso, a estratégia de modelagem desenvolvida neste trabalho dá margem a um estudo mais detalhado do escoamento à medida que mais dados de processo possam ser disponibilizados e mais simulações de CFD realizadas, podendo fornecer estimativas mais

precisas e confiáveis da etapa de enchimento. E, com isso, suas informações poderiam ser empregadas como critério de escolha de construção de sistemas para um dado poço.

Em relação ao projeto das luvas para as colunas de injeção de gás de um sistema BPZ, fica recomendada, como sugestão obtida dos resultados de CFD, a elaboração de geometrias de luvas que possuam como objetivo o menor diâmetro de construção possível, mantendo as propriedades de sustentação requeridas.

8. PROPOSTAS PARA A CONTINUAÇÃO DO TRABALHO

Alguns procedimentos mais rigorosos, demandando uma maior capacidade de processamento, podem ser realizados para as simulações de CFD. A primeira sugestão é a realização de simulações, em torno das regiões de restrição, com malhas tridimensionais com um alto grau de refino para verificar se existem desvios significativos em relação aos dados obtidos para a malha com aproximação bi-dimensional, já que a condição de contorno de simetria sempre implica em simplificações para a resolução matemática do sistema.

O outro ponto consiste no aumento do domínio simulado de modo a ocupar pelo menos uma região formada pelo acoplamento entre luva e tubos, e, com isso, verificar o comportamento da perda de pressão e velocidades do escoamento em um volume maior. Os novos resultados obtidos poderiam ser usados para fornecer informações para a simulação do modelo de escoamento global com menos quantidade de câmaras para representar o sistema todo, sem a necessidade das expressões de simulação de escoamentos compressíveis em dutos, possibilitando a comparação com os resultados obtidos neste trabalho. Se resultados semelhantes fossem encontrados, seria considerada a preferência para o uso do trabalho atual, pois este demandaria menos recursos computacionais para execução das simulações em CFD.

Outras alterações que poderiam ser realizadas para a construção do modelo global seria a realização de simulações englobando o balanço de energia do escoamento envolvido, utilização da composição e propriedades físicas do gás natural de um sistema de interesse e o emprego da equação de estado para gases reais.

Fica recomendada também a inclusão da elevação do óleo no modelo, visando à obtenção de um mecanismo de estimativa da produção em um ciclo de operação do BPZ.

E, finalmente, a utilização de um maior conjunto de dados de diferentes tipos de sistemas BPZ, contando ainda com tomadas de pressão do fundo do anular de enchimento, poderia ser

usada para a validação de expressões e parâmetros genéricos para a estimativa das perdas de pressão para vários tipos de projetos de construção desse método de elevação. Com a elaboração dessas expressões ocorrendo de uma forma mais completa do que a do trabalho atual, a partir de uma grande faixa de valores bases de pressão, temperatura e parâmetros geométricos, sua utilização poderia ser garantida e aplicável para um grande número de cenários possíveis.

REFERÊNCIAS

Alho A.T.P.; Ilha, A. *Simulação Numérica de Escoamentos Complexos*, Em: Freire, A.P.S.; Ilha, A.; Colaço M.J. (eds.), *Turbulência*, ABCM., Capítulo 8, Volume 5, Rio de Janeiro, 2006.

Alves, I.N.; Camargo, R. *Curso de Engenharia de Processamento Downstream*, Prominp, 2006.

Anderson J.D. *Modern Compressible Flow with Historical Perspective*, 2nd Edition, McGraw-Hill Publishing Company, 1990.

Aparecido J. B. *Mecânica dos Fluidos Compressíveis,* Curso de Especialização em Tecnologia do Gás Natural, Núcleo de Tecnologia do Gás – SENAI, Campo Grande, Mato Grosso do Sul, 2005.

Ayatollahi, S.; Narimani M.; Moshfeghian M. *Intermittent Gas Lift in Aghajari Oil Field, a Mathematical Study*, Petroleum Science & Engineering, v. 42, n. 2-4, p. 245-255, 2004.

Bradshaw, P.; Cebeci, T; Whitelaw, J. H. *Engineering Calculation Methods for Turbulent Flow***,** Academic Press, London, 1981

CFX-11.0, *Manual***,** ANSYS Technology, 2007.

Chacín, J.E. *Selection of Optimum Intermittent Lift Scheme for Gas Lift Wells*. In: Centenniel Petroleum Engineering Symposium, SPE #27986, p. 301-313, August, 1994.

Clegg, J. D.; Bucaram, S. M.; Hein Jr., N. W. *Recommmendations and Comparasions for Selecting Artificial-Lift Methods*, SPE #24834, JPT, p.1128-1167, December, 1993.

Crane Co.. Flow *of Fluids through Valves, Fittings, and Pipe***.** Technical Paper N0. 410, New York, 1986.

Cunha, M.C.C. *Métodos Numéricos*, 2ª edição, Editora da Unicamp, Campinas, 2000.

Deschamps, C.J. *Modelos Algébricos e Diferenciais***,** Em Freire, A.P.S., Menut, P.P.M., e Su, J. (eds.), Turbulência, Ediouro Gráfica e Editora S.A., Capítulo 3, Volume 1, Rio de Janeiro, 2002.

Dodge, R.A.; Thompson, M.J. *Fluid Mechanics*, McGraw-Hill Book Company, Inc., 1937.

Economides, M.J.; Hill, A.D.; Ehlig-Economides, C. *Petroleum Production Systems*, Prentice Hall, 1994.

ENGEPET *Sistema de Elevação Artificial BPZ Bombeio Pneumático*. Informações disponibilizadas diretamente pela empresa.

Ferziper, J.H., Péric, M. *Computational Methods for Fluid Dynamics***,** Springer, Berlin, 1996

Fogler, S. H. *Elementos de Engenharia das Reações Químicas*, 3ª Edição, LTC Editora, Rio de janeiro, 2002.

Fontes, C.A. *et al.* *Introdução à Fluido Dinâmica Computacional*, Escola Piloto Virtual, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química da COPPE-UFRJ, 2005.

Fortuna, O. *Técnicas Computacionais para Dinâmica dos Fluidos – Conceitos Básicos e Aplicações*, Editora da USP, São Paulo, 2001.

Fox, R.W.; McDonald, A.T. *Introdução a Mecânica dos Fluidos*, 5ª edição, LTC Editora, Rio de Janeiro, 2001.

Franco Z.A.; Oliveira, F.A. *System for Lifting Petroleum by Pneumatic Pumping*, US6,298,918B1, 9 out. 2001.

Guo, B.; Lyons W.C., Ghalambor A. *Petroleum Production Engineering, a Computer-Assisted Approach*, Elsevier, 2007.

Gear, C.W; Skeel, R. *The development of ODE Methods: a Symbiosis between Hardware and Numerical Analysis*, History of Scientific and Numeric Computation, p. 105-115, 1987.

Haddad, D.M.; Moreira, R.M., *Simulação Numérica de Surto de Gás Através de uma Válvula Globo do Sistema de Alívio de Alta Pressão da P-40*, 4º PDPETRO, Campinas, SP, 2007.

Keith J.M.; Crowl D.A. *Estimating Sonic Flow Rates in Pipelines*, Journal of Loss Prevention, V. 18, p. 55-62, 2005.

Kolmogorov, A.N. *The Equations of Turbulent Motion in a Incompressible Fluid***,** Isv. Acad. Sci. USSR, Phys. 6, p. 56-58, 1942.

Leutwyler, Z.; Dalton C. *A Computational Study of Torque and Forces Due to Compressible Flow on a Butterfly Valve Disk in Mid-stroke Position*, Journal of fluids engineering, V. 128, 1074-1082, September, 2006.

Lomax, H., Pulliam, T.H., Zingg, D.W. *Fundamentals of Computacional Fluid Dynamics*, Springer, New York, 2001.

Maliska, C.R. *Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional: Fundamentos*, 2ª edição, LTC Editora, 2004.

Nascimento, J. M. *Simulador Computacional para Poços de Petróleo com Método de Elevação Artificial por Bombeio Mecânico*, Dissertação de Mestrado – Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal/RN, 2004.

Pinto, J.C., Lage, P.L.C. *Métodos Numéricos em Problemas de Engenharia Química*, 1ª edição, e-papers, Rio de Janeiro, 2001.

Price, G.; Clavelle, E. *CFD Pressure Drop Study for AP Dynamics* March 14, 2005. Disponível em: http://www.ap-dynamics.ab.ca/uploads/File/CFD%20study.pdf. Acesso em: 10/08/2008

Reynolds, O. *On the Dynamical Theory of incompressible Viscous Fluids and the Determination of the Criterion*, Phil. Trans. Roy. Soc. London Ser. A, 186, p.123-164, 1895.

Rigas, F. *Validation Of Turbulence Models In Heavy Gas Dispersion Over Obstacles***,** Journal of Hazardous Materials A108, 9–20, January 2004..

Rodriguez, L.O.; Nascimento M.A. *Análise Aerodinâmica para Câmara de Combustão de Turbina a Gás*, 8º Congresso Iberoamericano de Engenharia Mecânica, Cusco, Peru, 2007.

Santos, F.P. *Simulação numérica da fluidodinâmica de um riser de FCC*. Dissertação de Projeto Final - Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2007.

Santos, O. G.; Bordalo, S. N.; Alhanati F. J.S. *Study of the Dynamics, Optimization and Selection of Intermittent Gas-Lift Methods-A Comprehensive Model*, Petroleum Science & Engineering, v. 32, n. 2-4, p. 231-248, 2001.

Schwaab, M.; Pinto, J.C. *Análise de Dados Experimentais 1. Fundamentos de Estatística e Estimação de Parâmetros*, 1ª edição, Editora e-Papers, Rio de Janeiro, 2007.

Shames I.H. *Mecânica dos Fluidos*, 1ª Edição, Editora Edgard Blucher LTDA, Volume 2, São Paulo, 1973.

Siqueira, C.L.; Filho, J.R. *Proposta de otimização de poços que utilizam elevação pneumática a partir de dados reais*. 2004. Monografia de Conclusão de Curso (Curso de

Especialização em Automação Industrial) – Pró-Reitoria Adjunta de Pós-Graduação e Pesquisa, Universidade de Tiradentes, Aracaju, Sergipe.

STATISTICA 6.0, *STATISTICA Electronic Manual Features,* StatSoft, 2001.

Su, J. *Modelos de Turbulência* Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da COPPE-UFRJ, 2005.

Takács, G. *Gas Lift Manual*, PennWell Books, Oklahoma, 2005.

Thomas, J.E. ***et al.*** *Fundamentos de Engenharia de Petróleo*, 2ª edição, Editora Interciência, Rio de Janeiro, 2001.

Versteeg, H.K.; Malalasekera, W. *An Introduction to Computational Fluid Dynamics – The Finite Volume Method***,** Longman, London, 1995.

Vogel, J.V. *Inflow Performance Relathionships for Solution-Gas Drive Wells*, JPT, p.83-92, January 1968.

World Energy Council. *Survey of Energy Resources*. In: World Energy Council, 3., 2007. Disponível em: http://www.worldenergy.org/publications/survey_of_energy_resources_2007/default.asp. Acesso em 3 jan. 2008.f