

**UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO**  
**CENTRO TECNOLÓGICO**  
**DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**EDGARD MOREIRA MINETE**

**MODELAGEM NUMÉRICA DA PERDA DE CARGA NA VÁLVULA DE PÉ DE UMA  
BOMBA ALTERNATIVA PARA POÇO DE PETRÓLEO**

**VITÓRIA – ES**  
**2017**

**EDGARD MOREIRA MINETE**

**MODELAGEM NUMÉRICA DA PERDA DE CARGA NA VÁLVULA DE PÉ DE UMA  
BOMBA ALTERNATIVA PARA POÇO DE PETRÓLEO**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica do Centro Tecnológico da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito parcial para obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Juan Sergio Romero Saenz.

Coorientador: Prof. Dr. Daniel da Cunha Ribeiro.

**VITÓRIA - ES**

**2017**

**EDGARD MOREIRA MINETE**

**MODELAGEM NUMÉRICA DA PERDA DE CARGA NA VÁLVULA DE PÉ DE UMA  
BOMBA ALTERNATIVA PARA POÇO DE PETRÓLEO**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica do Centro Tecnológico da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito parcial para obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Juan Sergio Romero Saenz.

Coorientador: Prof. Dr. Daniel da Cunha Ribeiro.

A banca examinadora dos Trabalhos de Conclusão em sessão pública realizada em 26/07/2017, considerou o candidato:

☐ Aprovado

☐ Reprovado

---

**Prof. Dr. Juan Sergio Romero Saenz**  
**Universidade Federal do Espírito Santo – UFES**  
**Orientador**

---

**Prof. Dr. Daniel da Cunha Ribeiro**  
**Universidade Federal do Espírito Santo - UFES**  
**Coorientador**

---

**Prof. Dr. Fábio de Assis Ressel Pereira**  
**Universidade Federal do Espírito Santo - UFES**  
**Comissão Examinadora**

---

**Prof. MSc. Alan Victor Ferreira Modulo**  
**Universidade Federal do Espírito Santo - UFES**  
**Comissão Examinadora**

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

Edgard Moreira Minete

## Ficha Catalográfica

| Sl. No. | Name of the Candidate | Roll No. | Grade | Subject | Score | Remarks |
|---------|-----------------------|----------|-------|---------|-------|---------|
| 1       |                       |          |       |         |       |         |
| 2       |                       |          |       |         |       |         |
| 3       |                       |          |       |         |       |         |
| 4       |                       |          |       |         |       |         |
| 5       |                       |          |       |         |       |         |
| 6       |                       |          |       |         |       |         |
| 7       |                       |          |       |         |       |         |
| 8       |                       |          |       |         |       |         |
| 9       |                       |          |       |         |       |         |
| 10      |                       |          |       |         |       |         |
| 11      |                       |          |       |         |       |         |
| 12      |                       |          |       |         |       |         |
| 13      |                       |          |       |         |       |         |
| 14      |                       |          |       |         |       |         |
| 15      |                       |          |       |         |       |         |
| 16      |                       |          |       |         |       |         |
| 17      |                       |          |       |         |       |         |
| 18      |                       |          |       |         |       |         |
| 19      |                       |          |       |         |       |         |
| 20      |                       |          |       |         |       |         |
| 21      |                       |          |       |         |       |         |
| 22      |                       |          |       |         |       |         |
| 23      |                       |          |       |         |       |         |
| 24      |                       |          |       |         |       |         |
| 25      |                       |          |       |         |       |         |
| 26      |                       |          |       |         |       |         |
| 27      |                       |          |       |         |       |         |
| 28      |                       |          |       |         |       |         |
| 29      |                       |          |       |         |       |         |
| 30      |                       |          |       |         |       |         |
| 31      |                       |          |       |         |       |         |
| 32      |                       |          |       |         |       |         |
| 33      |                       |          |       |         |       |         |
| 34      |                       |          |       |         |       |         |
| 35      |                       |          |       |         |       |         |
| 36      |                       |          |       |         |       |         |
| 37      |                       |          |       |         |       |         |
| 38      |                       |          |       |         |       |         |
| 39      |                       |          |       |         |       |         |
| 40      |                       |          |       |         |       |         |
| 41      |                       |          |       |         |       |         |
| 42      |                       |          |       |         |       |         |
| 43      |                       |          |       |         |       |         |
| 44      |                       |          |       |         |       |         |
| 45      |                       |          |       |         |       |         |
| 46      |                       |          |       |         |       |         |
| 47      |                       |          |       |         |       |         |
| 48      |                       |          |       |         |       |         |
| 49      |                       |          |       |         |       |         |
| 50      |                       |          |       |         |       |         |
| 51      |                       |          |       |         |       |         |
| 52      |                       |          |       |         |       |         |
| 53      |                       |          |       |         |       |         |
| 54      |                       |          |       |         |       |         |
| 55      |                       |          |       |         |       |         |
| 56      |                       |          |       |         |       |         |
| 57      |                       |          |       |         |       |         |
| 58      |                       |          |       |         |       |         |
| 59      |                       |          |       |         |       |         |
| 60      |                       |          |       |         |       |         |
| 61      |                       |          |       |         |       |         |
| 62      |                       |          |       |         |       |         |
| 63      |                       |          |       |         |       |         |
| 64      |                       |          |       |         |       |         |
| 65      |                       |          |       |         |       |         |
| 66      |                       |          |       |         |       |         |
| 67      |                       |          |       |         |       |         |
| 68      |                       |          |       |         |       |         |
| 69      |                       |          |       |         |       |         |
| 70      |                       |          |       |         |       |         |
| 71      |                       |          |       |         |       |         |
| 72      |                       |          |       |         |       |         |
| 73      |                       |          |       |         |       |         |
| 74      |                       |          |       |         |       |         |
| 75      |                       |          |       |         |       |         |
| 76      |                       |          |       |         |       |         |
| 77      |                       |          |       |         |       |         |
| 78      |                       |          |       |         |       |         |
| 79      |                       |          |       |         |       |         |
| 80      |                       |          |       |         |       |         |
| 81      |                       |          |       |         |       |         |
| 82      |                       |          |       |         |       |         |
| 83      |                       |          |       |         |       |         |
| 84      |                       |          |       |         |       |         |
| 85      |                       |          |       |         |       |         |
| 86      |                       |          |       |         |       |         |
| 87      |                       |          |       |         |       |         |
| 88      |                       |          |       |         |       |         |
| 89      |                       |          |       |         |       |         |
| 90      |                       |          |       |         |       |         |
| 91      |                       |          |       |         |       |         |
| 92      |                       |          |       |         |       |         |
| 93      |                       |          |       |         |       |         |
| 94      |                       |          |       |         |       |         |
| 95      |                       |          |       |         |       |         |
| 96      |                       |          |       |         |       |         |
| 97      |                       |          |       |         |       |         |
| 98      |                       |          |       |         |       |         |
| 99      |                       |          |       |         |       |         |
| 100     |                       |          |       |         |       |         |

## DEDICATÓRIA

A Deus por ter me dado força  
para continuar meu caminho nos  
momentos mais difíceis.

A minha família e minha  
namorada por sempre estarem  
presentes e acreditarem no meu  
potencial.

## **AGRADECIMENTOS**

Aos professores Daniel da Cunha Ribeiro, Juan Sergio Romero Saenz e Oldrich Joel Romero, pelo incentivo e disposição que me orientaram neste trabalho.

Aos colegas da Tecvix Desenvolvimento e Inovação, que me incentivaram e estiveram sempre à disposição para ajuda.

Aos professores de graduação da Universidade Federal do Espírito Santo - UFES pelo apoio e imensurável conhecimento transferido, o qual certamente usarei por toda a minha vida.

**“Todo começo é difícil”**

**Provérbio alemão**

## RESUMO

Muitos dos problemas encontrados no bombeio mecânico, tais como preenchimento parcial da cavidade da bomba, interferência por gás, pancada de fluido, etc., ocorrem devido à falta de conhecimento das características do escoamento na bomba. A perda de carga, caracterizando-se como um fator de projeto, influi diretamente no dimensionamento dos equipamentos de elevação de petróleo, tais como coluna de hastes polida, bomba de elevação entre outros equipamentos de superfície e seu conhecimento se faz, portanto necessário.

Neste trabalho, as abordagens de turbulência  $k-\epsilon$  com Enhanced Wall Function (EWF) e  $k-\omega$  SST foram empregadas para investigar a perda de energia do fluido quando o mesmo escoar pela válvula de pé de uma bomba alternativa para poço de petróleo. Os resultados entre as duas modelagens não diferiram mais do que 15% e podem ser explicados pela diferente natureza de aplicação de cada modelagem. A primeira,  $k-\epsilon$  com EWF, foi desenvolvida primariamente para escoamentos em tubos retos e, conforme literatura, não prediz corretamente o comportamento em escoamentos complexos envolvendo, por exemplo, gradientes adversos de pressão. Por este fato, uma segunda abordagem,  $k-\omega$  SST, foi empregada com o intuito de explorar o desempenho de cada um dos algoritmos, já que este último, diferentemente do  $k-\epsilon$ , modela a camada limite, sendo mais adequado para escoamentos envolvendo geometrias complexas e com potencial para separação de escoamento.

Por fim, uma seção é reservada para a análise dos locais responsáveis pela perda de carga e recirculação do fluido, apontando assim as diretrizes para um aprimoramento do design interno da válvula de pé.

Complementarmente, foi feito um estudo qualitativo do ângulo de separação da camada limite quando do escoamento sobre a esfera da válvula, sendo este também utilizado como parâmetro de análise do desempenho das modelagens de turbulência empregadas.

## ABSTRACT

*Many problems found in mechanical pumping, such as partial pump filling, gas interference and fluid pound occur due the lack of profound knowledge of the flow inside the cavities of the Sucker Rod Pump (SRP). The pressure drop, being an important project variable directly influences the design of lifting equipments, such as rod string, lifting pumps and other surfaces equipments. Therefore it would be advisable to fully understand the flow characteristics throughout the pump.*

*In this work, two turbulence models were used in order to evaluate the fluid energy loss while water flows through the cavities of a standing valve. The results between  $k-\epsilon$  with EWF and  $k-\omega$  SST were compared and did not differ more than 15%, showing good convergence with the literature. As the first turbulence model,  $k-\epsilon$  with EWF, was initially developed for flows through straight tubes and accordingly to the literature it does not perform greatly when working with adverse pressure gradients, a second turbulence model was employed to investigate the performance of both algorithms. The second algorithm,  $k-\omega$  SST, calculates all the way from the subviscous layer to the flow outside the boundary layer, showing better performance in flows involving adverse pressure gradient.*

*Moreover, one section is reserved to an analysis of flow recirculation, investigating places that potentially increases the pressure drop, indicating where special attention would be taken to improve the pump design.*

*Finally, in the last section a qualitative analysis of the flow separation angle past the sphere was performed and used to evaluate the performance of both turbulence models employed.*

## LISTA DE FIGURAS

|                                                                                                                                                                                                                                     |    |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| <b>Figura 1:</b> Componentes básicos de um sistema de Bombeio Mecânico (BM). ....                                                                                                                                                   | 17 |
| <b>Figura 2:</b> Fluxo de produção de petróleo.....                                                                                                                                                                                 | 21 |
| <b>Figura 3:</b> Curva IPR linear.....                                                                                                                                                                                              | 23 |
| <b>Figura 4:</b> Curva IPR não linear.....                                                                                                                                                                                          | 23 |
| <b>Figura 5:</b> Gráfico IPR <i>versus</i> TPR.....                                                                                                                                                                                 | 24 |
| <b>Figura 6:</b> Esquema de bomba de fundo por bombeio mecânico.....                                                                                                                                                                | 26 |
| <b>Figura 7:</b> Conjunto sede e esfera.....                                                                                                                                                                                        | 27 |
| <b>Figura 8:</b> Pistão em curso ascendente.....                                                                                                                                                                                    | 30 |
| <b>Figura 9:</b> Pistão em curso descendente.....                                                                                                                                                                                   | 30 |
| <b>Figura 10:</b> Exemplo de discretização unidimensional pelo método dos volumes finitos.....                                                                                                                                      | 36 |
| <b>Figura 11:</b> Tomada de pressão na parede do duto.....                                                                                                                                                                          | 45 |
| <b>Figura 12:</b> Representação da aquisição de dados de: (a) pressão estática; (b) pressão total e (c) pressão dinâmica.....                                                                                                       | 47 |
| <b>Figura 13:</b> Volume de controle e coordenadas para exemplo de análise de energia em um cotovelo de 90°.....                                                                                                                    | 48 |
| <b>Figura 14:</b> Esquema dos padrões de escoamento ao redor de esferas para diferentes valores de Reynolds.....                                                                                                                    | 51 |
| <b>Figura 15:</b> Sistema de coordenadas para caracterização do ângulo de descolamento da camada limite.....                                                                                                                        | 51 |
| <b>Figura 16:</b> Regimes de escoamento e distribuição de pressão ao entorno da esfera à altos números de Reynolds: (a) resultado experimental do descolamento laminar e (b) resultado experimental de descolamento turbulento..... | 52 |
| <b>Figura 17:</b> Vista explodida do conjunto da válvula de pé.....                                                                                                                                                                 | 58 |
| <b>Figura 18:</b> Desenho tridimensional de projeto e protótipo.....                                                                                                                                                                | 60 |
| <b>Figura 19:</b> (a) importação de arquivo CAD.....                                                                                                                                                                                | 62 |
| <b>Figura 20:</b> (b) obtenção do negativo da geometria.....                                                                                                                                                                        | 62 |
| <b>Figura 21:</b> (c) supressão dos corpos desnecessários à modelagem.....                                                                                                                                                          | 62 |
| <b>Figura 22:</b> Bomba após simplificação por simetria de 120°.....                                                                                                                                                                | 63 |
| <b>Figura 23:</b> Negativo final da geometria utilizado na modelagem numérica.....                                                                                                                                                  | 63 |
| <b>Figura 24:</b> Contato entre sede e gaiola.....                                                                                                                                                                                  | 64 |
| <b>Figura 25:</b> Artifício para superar o problema durante a geração de malha.....                                                                                                                                                 | 64 |
| <b>Figura 26:</b> Condições de contorno.....                                                                                                                                                                                        | 65 |

|                                                                                                                 |    |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| <b>Figura 27:</b> Esquema do equilíbrio de forças na esfera. ....                                               | 67 |
| <b>Figura 28:</b> Plano circular ao entorno da esfera utilizado para avaliar a separação da camada limite. .... | 70 |
| <b>Figura 29:</b> Mesh do modelo 1 (65 960 elementos) .....                                                     | 72 |
| <b>Figura 30:</b> Mesh do modelo 2 (82 697 elementos) .....                                                     | 72 |
| <b>Figura 31:</b> Mesh do modelo 3 (272 456 elementos) .....                                                    | 73 |
| <b>Figura 32:</b> Mesh do modelo 4 (539 305 elementos) .....                                                    | 73 |
| <b>Figura 33:</b> Mesh do modelo 5 (968 340 elementos) .....                                                    | 74 |
| <b>Figura 34:</b> Mesh do modelo 6 (2 085 116 elementos) .....                                                  | 74 |
| <b>Figura 35:</b> Mesh do modelo 6n (2 361 293 elementos). ....                                                 | 75 |
| <b>Figura 36:</b> Transmissor de pressão diferencial piezoelétrico.....                                         | 75 |
| <b>Figura 37:</b> Seções A e B onde o escoamento foi investigado. ....                                          | 84 |
| <b>Figura 38:</b> Campo de Velocidades para vazão de 30,59 m <sup>3</sup> /h, k-ε Realisable EWF, Plano A.....  | 85 |
| <b>Figura 39:</b> Campo de Velocidades para vazão de 30,59 m <sup>3</sup> /h, k-ω SST, Plano A. ..              | 85 |
| <b>Figura 40:</b> Campo de Velocidades para vazão de 61,19 m <sup>3</sup> /h, k-ε Realisable EWF, Plano A.....  | 86 |
| <b>Figura 41:</b> Campo de Velocidades para vazão de 61,19 m <sup>3</sup> /h, k-ω SST, Plano A. ..              | 86 |
| <b>Figura 42:</b> Campo de Velocidades para vazão de 91,78 m <sup>3</sup> /h, k-ε Realisable EWF, Plano A.....  | 87 |
| <b>Figura 43:</b> Campo de Velocidades para vazão de 91,78 m <sup>3</sup> /h, k-ω SST, Plano A. ..              | 87 |
| <b>Figura 44:</b> Campo de Velocidades para vazão de 122,38 m <sup>3</sup> /h, k-ε Realisable EWF, Plano A..... | 88 |
| <b>Figura 45:</b> Campo de Velocidades para vazão de 122,38 m <sup>3</sup> /h, k-ω SST, Plano A. ..             | 88 |
| <b>Figura 46:</b> Campo de Velocidades para vazão de 30,59 m <sup>3</sup> /h, k-ε Realisable EWF, Plano B.....  | 90 |
| <b>Figura 47:</b> Campo de Velocidades para vazão de 30,59 m <sup>3</sup> /h, k-ω SST, Plano B. ..              | 90 |
| <b>Figura 48:</b> Campo de Velocidades para vazão de 61,19 m <sup>3</sup> /h, k-ε Realisable EWF, Plano B.....  | 91 |
| <b>Figura 49:</b> Campo de Velocidades para vazão de 61,19 m <sup>3</sup> /h, k-ω SST, Plano B. ..              | 91 |
| <b>Figura 50:</b> Campo de Velocidades para vazão de 91,78 m <sup>3</sup> /h k-ε Realisable EWF, Plano B.....   | 92 |
| <b>Figura 51:</b> Campo de Velocidades para vazão de 91,78 m <sup>3</sup> /h, k-ω SST, Plano B. ..              | 92 |
| <b>Figura 52:</b> Campo de Velocidades para vazão de 122,38 m <sup>3</sup> /h, k-ε Realisable EWF,              |    |

|                                                                                                                                                                                                                 |     |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Plano B.....                                                                                                                                                                                                    | 93  |
| <b>Figura 53:</b> Campo de Velocidades para vazão de 122,38 m <sup>3</sup> /h, k- $\omega$ SST, Plano B.                                                                                                        | 93  |
| <b>Figura 54:</b> Campo de Velocidades do escoamento na região da válvula de pé (k- $\epsilon$ com EWF).....                                                                                                    | 96  |
| <b>Figura 55:</b> Detalhe do campo de velocidades nas proximidades da esfera, onde nota-se a separação do escoamento após 120° em relação ao local de estagnação frontal da esfera (k- $\epsilon$ com EWF)..... | 97  |
| <b>Figura 56:</b> Vetores de velocidade no escoamento próximo a esfera. Nota-se a presença do gradiente adverso de pressão, indicando o descolamento da camada limite, (k- $\epsilon$ com EWF)..                | 97  |
| <b>Figura 57:</b> Campo de velocidades do escoamento na região da válvula de pé (k- $\omega$ SST).....                                                                                                          | 99  |
| <b>Figura 58:</b> Detalhe do campo de velocidades nas proximidades da esfera, onde nota-se a separação do escoamento logo após 90° em relação ao local de estagnação frontal da esfera (k- $\omega$ SST).....   | 99  |
| <b>Figura 59:</b> Vetores de velocidade no escoamento próximo a esfera. Nota-se a presença do gradiente adverso de pressão, indicando o descolamento da camada limite, (k- $\omega$ SST).....                   | 100 |

## LISTA DE TABELAS

|                                                                                                                                                                                     |    |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| <b>Tabela 1:</b> Modelos de turbulência RANS .....                                                                                                                                  | 39 |
| <b>Tabela 2:</b> Propriedades da água.....                                                                                                                                          | 58 |
| <b>Tabela 3:</b> Descrição dos componentes do conjunto da válvula de pé. ....                                                                                                       | 59 |
| <b>Tabela 4:</b> Características da esfera .....                                                                                                                                    | 59 |
| <b>Tabela 5:</b> Principais componentes da válvula de pé e suas dimensões. ....                                                                                                     | 61 |
| <b>Tabela 6:</b> Condições de contorno empregadas. ....                                                                                                                             | 64 |
| <b>Tabela 7:</b> Condições de contorno para turbulência na entrada. ....                                                                                                            | 65 |
| <b>Tabela 8:</b> Condições de contorno para turbulência na saída.....                                                                                                               | 65 |
| <b>Tabela 9:</b> Fatores de sub-relaxação empregados. ....                                                                                                                          | 66 |
| <b>Tabela 10:</b> Relação da área e das condições de contorno utilizadas na entrada da bomba .....                                                                                  | 68 |
| <b>Tabela 11:</b> Resumo de ângulos de descolamento de camada limite para faixas de Reynolds selecionadas .....                                                                     | 69 |
| <b>Tabela 12:</b> Resumo de algumas das malhas empregadas no estudo de convergência de malha .....                                                                                  | 71 |
| <b>Tabela 13:</b> Perdas de carga para diferentes vazões calculadas pelo algoritmo Realisable k- $\epsilon$ com EWF .....                                                           | 79 |
| <b>Tabela 14:</b> Parcela de participação das pressões dinâmicas e estáticas em relação à perda de pressão total na abordagem de turbulência Realisable k- $\epsilon$ com EWF. .... | 80 |
| <b>Tabela 15:</b> Perdas de carga para diferentes vazões calculadas pelo algoritmo k- $\omega$ SST.....                                                                             | 80 |
| <b>Tabela 16:</b> Parcela de participação das pressões dinâmicas e estáticas em relação à perda de pressão total na abordagem de turbulência k- $\omega$ SST .....                  | 82 |
| <b>Tabela 17:</b> Diferença percentual entre os resultados com as diferentes abordagens de turbulência.....                                                                         | 83 |
| <b>Tabela 18:</b> Número de Reynolds para cada velocidade de escoamento. ....                                                                                                       | 95 |
| <b>Tabela 19:</b> Ângulo de descolamento da camada limite para as diversas vazões estudadas, k- $\epsilon$ com EWF .....                                                            | 96 |
| <b>Tabela 20:</b> Ângulo de descolamento da camada limite para as diversas vazões estudadas, k- $\omega$ SST.....                                                                   | 98 |

## SUMÁRIO

|                                                               |           |
|---------------------------------------------------------------|-----------|
| <b>1 INTRODUÇÃO.....</b>                                      | <b>16</b> |
| <b>2 OBJETIVOS.....</b>                                       | <b>18</b> |
| 2.1 Objetivo Geral .....                                      | 18        |
| 2.2 Objetivos Específicos .....                               | 18        |
| 2.3 Justificativa.....                                        | 18        |
| 2.4 Estrutura do Trabalho .....                               | 19        |
| <b>3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....</b>                           | <b>20</b> |
| 3.1 A Produção de Petróleo .....                              | 20        |
| 3.1.1 Produtividade do Poço .....                             | 21        |
| 3.1.2 Pressão Disponível e Requerida.....                     | 22        |
| 3.1.2.1 Pressão Disponível .....                              | 22        |
| 3.1.2.2 Pressão Requerida.....                                | 24        |
| 3.2 Métodos Artificiais de Elevação de Petróleo .....         | 25        |
| 3.2.1 Bombeio Mecânico com Hastes (BM) .....                  | 26        |
| 3.2.1.1 Princípio de Funcionamento .....                      | 29        |
| 3.2.2 Tipos de Bombas de Fundo.....                           | 31        |
| 3.2.3 Seleção da Bomba .....                                  | 32        |
| 3.3 Método dos Volumes Finitos .....                          | 34        |
| 3.4 Métodos Computacionais.....                               | 36        |
| 3.4.1 Leis de Conservação .....                               | 36        |
| 3.5 Modelagem de Turbulência.....                             | 38        |
| 3.5.1 Modelos RANS – Reynolds Averaged Navier-Stokes .....    | 38        |
| 3.5.2 Modelo de Turbulência k- $\epsilon$ .....               | 40        |
| 3.5.2.1 Realisable k- $\epsilon$ .....                        | 41        |
| 3.5.2.2 Modelagem de Parede .....                             | 42        |
| 3.5.2.3 Modelo de Duas Camadas - Enhanced Wall Treatment..... | 42        |
| 3.5.3 Modelo de Turbulência k- $\omega$ .....                 | 43        |
| 3.5.3.1 SST k- $\omega$ .....                                 | 44        |
| 3.6 A Equação de Bernoulli.....                               | 45        |
| 3.6.1 Pressões Estática, de Estagnação e Dinâmica.....        | 45        |
| 3.7 Perda de Carga.....                                       | 47        |
| 3.7.1 Cálculo da Perda de Carga.....                          | 48        |
| 3.7.1.1 Perdas Maiores: Fator de Atrito .....                 | 48        |
| 3.7.1.2 Perdas Menores .....                                  | 49        |

|                                                                    |            |
|--------------------------------------------------------------------|------------|
| 3.8 Descolamento da Camada Limite na Esfera.....                   | 50         |
| 3.9 Outras Modelagens.....                                         | 52         |
| 3.9.1 Modelo de Advecção Upwind.....                               | 52         |
| 3.9.2 Desenvolvimento dos Campos de Escoamento: SIMPLE.....        | 53         |
| <b>4 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>                               | <b>54</b>  |
| <b>5 PROBLEMA ESTUDADO E METODOLOGIA DE SOLUÇÃO .....</b>          | <b>57</b>  |
| 5.1 Especificações do Problema.....                                | 57         |
| 5.2 Geometria da Válvula de Pé .....                               | 60         |
| 5.3 Adequação da Geometria para Modelagem Numérica .....           | 61         |
| 5.4 Condições de Contorno .....                                    | 64         |
| 5.5 Abordagem Numérica .....                                       | 66         |
| 5.6 Cálculo da Força Atuante na Esfera .....                       | 67         |
| 5.7 Cálculo de Perda de Carga.....                                 | 69         |
| 5.8 Cálculo do Ângulo de Separação da Camada Limite.....           | 69         |
| <b>6 GERAÇÃO DE MALHA.....</b>                                     | <b>71</b>  |
| <b>7 RESULTADOS E DISCUSSÕES.....</b>                              | <b>77</b>  |
| 7.1 Casos Estudados.....                                           | 77         |
| 7.2 Força Atuante na Esfera .....                                  | 77         |
| 7.3 Curva Perda de Carga <i>versus</i> Vazão.....                  | 79         |
| 7.3.1 Realisable k- $\epsilon$ com EWF .....                       | 79         |
| 7.4 k- $\omega$ SST .....                                          | 80         |
| 7.5 Análise dos Principais Pontos de Perda de Carga.....           | 84         |
| 7.6 Descolamento da Camada Limite .....                            | 94         |
| 7.6.1 Número de Reynolds .....                                     | 94         |
| 7.6.2 Ângulo de Separação da Camada Limite .....                   | 95         |
| 7.6.2.1 Ângulo de Separação: Realisable k- $\epsilon$ com EWF..... | 95         |
| 7.6.2.2 Ângulo de Separação: k- $\omega$ SST .....                 | 98         |
| <b>8 CONCLUSÃO .....</b>                                           | <b>101</b> |
| 8.1 Sugestões para Trabalhos Futuros .....                         | 103        |
| <b>9 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>                           | <b>104</b> |

## 1 INTRODUÇÃO

Conforme publicado pelo Ministério de Minas e Energia no Balanço Energético Nacional (2016), a oferta de energia interna no Brasil está dividida em 41,2% para fontes renováveis e 58,8% para fontes não renováveis, sendo que 51% dos recursos energéticos brasileiros não renováveis são representados por gás natural e petróleo e seus derivados, destacando-se a importância do petróleo e seus derivados na matriz energética brasileira.

Os métodos de elevação artificial protagonizam um papel fundamental na produção de petróleo *onshore*, pois aperfeiçoam e mantêm a produção mesmo com o declínio natural de pressão no poço com o decorrer do tempo. Segundo Takacs (2015), a importância desses métodos reside no fato de que dos atuais 2 (dois) milhões de poços existentes, 50 % deles usam algum método artificial de elevação.

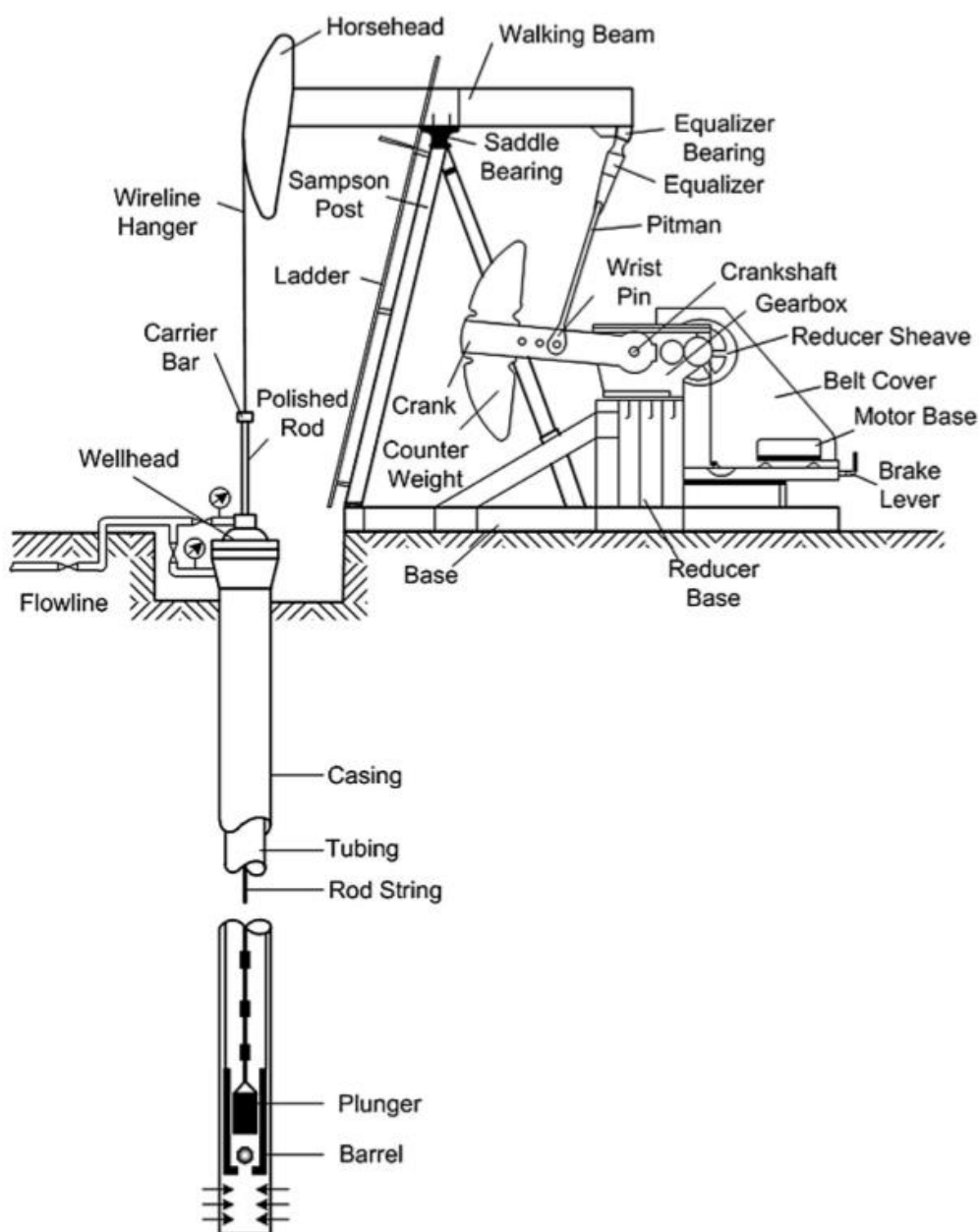
Dependendo dos poços e das características dos fluidos produzidos, um método de elevação pode ser mais indicado que outro. A produção de petróleo consiste basicamente em dois tipos de elevação, a natural ou artificial. Costumeiramente, poços no início de sua vida possuem uma alta pressão, possibilitando a elevação do petróleo de maneira natural. Tais poços, também conhecidos como surgentes, decaem naturalmente a pressão ao decorrer do tempo, surgindo a necessidade do emprego de métodos artificiais de elevação, destacando-se duas modalidades: por bombeamento ou pneumático.

- No sistema de bombeamento, utiliza-se algum tipo de bombeio para reduzir a pressão no fundo do poço, elevando assim o fluido pela coluna de exploração. Nesta modalidade, destacam-se o *Bombeio Mecânico* (BM), *Bombeio por Cavidades Progressivas* (BCP) e o *Bombeio Centrífugo Submerso* (BCS).
- Na modalidade pneumática, utiliza-se a injeção de gases na coluna, diminuindo-se a densidade do fluido e conseqüentemente as perdas de carga do local de injeção até a superfície, devido à coluna hidrostática. Como exemplo desse sistema tem-se o *Gas Lift Contínuo* (GLC).

Na produção de óleo pesados *onshore*, devido à necessidade de injeção cíclica de vapor, o método de elevação mais indicado é o *Bombeio Mecânico com Hastes* (BM). (NICO FILHO, 2014)

Entre os elementos básicos de um conjunto de bombeio mecânico, Figura 1, destacam-se a viga principal (*Walking Beam*), que caracteriza o método de

elevação, convertendo o movimento rotativo do motor em alternativo para a bomba. Uma segunda importante parte deste método é representada pela coluna de hastes (*Rod String*), que conecta a unidade de bombeio da superfície à unidade de bombeio no fundo do poço. O último elemento básico do sistema é a própria bomba, que trabalha com o princípio de deslocamento positivo e consiste de um cilindro estacionário, um pistão e duas válvulas.



**Figura 1: Componentes básicos de um sistema de Bombeio Mecânico (BM).**

## 2 OBJETIVOS

### 2.1 Objetivo Geral

O objetivo deste trabalho é avaliar a perda de pressão devido à passagem de água na válvula de pé (*Standing Valve*) de uma bomba alternativa terrestre para poço de petróleo

### 2.2 Objetivos Específicos

- ✓ Obter um modelo geométrico tridimensional e um modelo físico detalhado da válvula de pé e da válvula de passeio, componentes de uma bomba de fundo de bombeio mecânico, com diâmetro de camisa de  $\varnothing 82,55^{+0.05}_0$ .
- ✓ Simular o escoamento dos fluidos através da válvula de pé com a utilização da técnica de fluidodinâmica computacional para determinação da perda de carga em diferentes vazões, em suma: curva vazão vs. perda de carga.
- ✓ Verificar as características do escoamento e identificar pontos críticos ao mesmo.

### 2.3 Justificativa

Os métodos artificiais de elevação possuem diferentes eficiências. A eficiência total pode ser prevista pela energia total requerida para operar o sistema e pela potência hidráulica gasta para elevar o fluido até a superfície. Uma parte decisiva da eficiência global é devida a eficiência do sistema de elevação, sobretudo a eficiência da bomba. Devido à complexidade de sua geometria interna e ao movimento do fluido em seu interior, a análise do escoamento em seu interior é complicada e não completamente compreendida.

Estudos de perda de carga compatíveis com a bomba proposta neste trabalho não foram encontrados na literatura, motivando o desenvolvimento deste projeto de graduação.

No caso do bombeio mecânico, segundo Takacs (2015) dependendo de condições operacionais tais como profundidade do poço, propriedades do fluido, entre outros, estima-se a eficiência do sistema entre 45 – 60%.

Além disso, segundo Cutler et al (1999), apesar de bombas alternativas terrestres para poços de petróleo ser largamente utilizadas, muitos dos problemas encontrados nestes tipos bombas estão relacionados com falta de investigação do

comportamento do escoamento por suas cavidades. A resistência ao escoamento de fluido por suas cavidades internas e mais notavelmente pelas válvulas de pé e de passeio podem causar diversos problemas quando não projetadas adequadamente para as condições do poço e do fluido em que irão trabalhar. Dentre os principais problemas encontram-se o preenchimento parcial da cavidade de bomba, alteração da eficiência da bomba ocasionada por interferência pela presença de gás, pancada de fluido, além de alterar significativamente as cargas compressivas na coluna de hastes. Todos esses aspectos influem fortemente no projeto e dimensionamento de um cavalo mecânico bem como da coluna de hastes.

## **2.4 Estrutura do Trabalho**

O conteúdo deste trabalho de conclusão está dividido em 9 capítulos. Em um primeiro momento, no capítulo 1, é apresentada uma introdução à importância da indústria petrolífera na economia brasileira. Em um segundo momentos são apresentados os métodos artificiais de recuperação de petróleo, com ênfase no Bombeio Mecânico (BM). Posteriormente, são explicados ao leitor os componentes básicos de um sistema de elevação por BM, os objetivos globais e específicos bem como a justificativa do projeto de graduação. Por fim uma fundamentação teórica é apresentada, seguida de uma revisão bibliográfica e dos resultados obtidos através da técnica de fluidodinâmica computacional.

### 3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

#### 3.1 A Produção de Petróleo

Em um reservatório de petróleo, segundo Nico Filho (2014), quando se tem uma pressão suficientemente elevada a qual os fluidos contidos nele alcançam livremente a superfície, diz-se que tais fluidos são produzidos por elevação natural. Poços com tais características são chamados de surgentes.

Quando a pressão não é suficiente para a elevação dos fluidos até a superfície, ou quando o período de surgência do poço termina, são por vezes utilizados meios artificiais, que suplementa energeticamente o fluido, reduzindo assim a pressão de fluxo no fundo do poço, com consequente aumento do diferencial de pressão sobre o reservatório, resultando em um aumento de vazão.

Os métodos de elevação artificiais mais comuns na indústria petroleira são:

- Gas-Lift Contínuo e Intermitente (GLC d GLI);
- bombeio Centrífugo Submerso (BCS);
- bombeio Mecânico com Hastes (BM);
- bombeio por Cavidades Progressivas (BCP).

“A escolha do melhor método de elevação artificial para um determinado poço depende de diversos fatores. Os principais são: número de poços, diâmetro do revestimento, produção de areia, razão gás-líquido, vazão, profundidade do reservatório, viscosidade dos fluidos, mecanismo de produção do reservatório, disponibilidade de energia, acesso aos poços, distância dos poços às estações ou plataformas de produção, equipamento disponível, pessoal treinado, investimento, custo operacional, segurança, entre outros.” (THOMAS, 2004, p. 209)

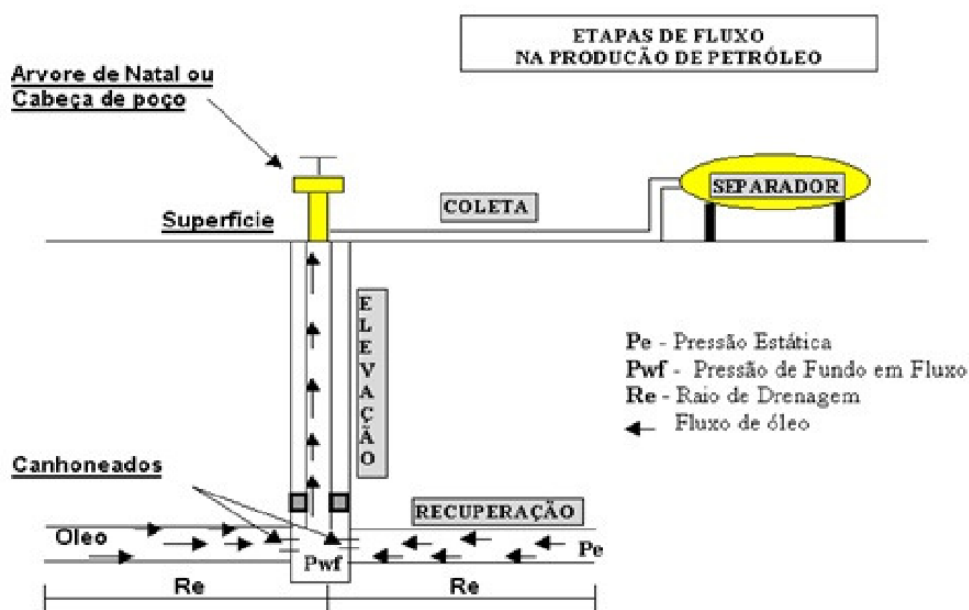
Em resumo, a produção de petróleo pode ser dividida em três etapas: Recuperação, Elevação e Coleta. Tais etapas estão reunidas no esquema da Figura 2.

Na primeira etapa, recuperação, o fluxo de petróleo escoar do reservatório até os canhoneados. Esta etapa está intrinsecamente ligada às características do reservatório como a porosidade e a permeabilidade e às propriedades do óleo, tais como densidade e viscosidade.

A segunda etapa é representada pela elevação do fluido, desde os canhoneados até a cabeça do poço na superfície. Esta etapa é caracterizada pela presença de uma tubulação vertical ou inclinada, chamada de coluna de produção,

que apresenta um grande gasto de energia para deslocamento vertical, tendo em vista o elevado peso da coluna hidrostática, além de apresentar baixa troca térmica.

Segundo Nico Filho (2014), a última etapa, coleta, representa o fluxo desde a cabeça do poço até o tanque de produção, ou separador de produção nas estações de processamento primário no caso de sistemas onshore. Nesta etapa identifica-se maior gasto de energia por atrito no trecho horizontal e elevada troca térmica.



**Figura 2: Fluxo de produção de petróleo.**

As etapas de produção estão interligadas entre si e a vazão de produção é função do fluxo de fluido através do sistema como um todo. Esse sistema possui como objetivo principal maximizar a produção da maneira mais econômica possível, considerando que os fluidos produzidos possuem características distintas. (Maitelli, 2010).

### 3.1.1 Produtividade do Poço

A previsão do comportamento de um poço, que indica a capacidade do poço através de testes de produção desde o início de sua vida útil, pode ser feita através do Índice de Produtividade (IP) e da equação de Vogel, considerando-se o fluxo em meio poroso. Este cálculo envolve o registro da pressão estática (média) do reservatório em condições de produção estabilizada ( $p_e$ ), a medida da pressão de

fluxo no fundo do poço ( $p_{wf}$ ) e a vazão de líquido correspondente à esta pressão ( $q$ ); O Índice de produtividade pode então ser definido:

$$IP = \frac{q}{p_e - p_{wf}} \quad (1)$$

onde  $IP$  é o índice de produtividade ((stdm<sup>3</sup>/d)/(kgf/cm<sup>2</sup>)),  $Q$  é a vazão de produção (stdm<sup>3</sup>/d),  $p_e$  é a pressão estática do reservatório (kgf/cm<sup>2</sup>),  $p_{wf}$  é a pressão de fluxo no fundo do poço (kgf/cm<sup>2</sup>).

Segundo Maitelli (2010), o IP, diferentemente das outras variáveis, possui um valor constante para cada conjunto reservatório – poço e é influenciado pelas características da rocha e do fluido que será escoado. O IP é a grandeza que representa a qualidade do reservatório e do fluido em questão. Desse modo é possível comparar a “capacidade” de produção de um poço pelo seu IP. Para um mesmo diferencial de pressão, um poço com elevado IP tem melhores características de fluido e/ou melhores características de rocha do que um poço de IP baixo, e apresentará uma vazão maior.

Como se têm uma pequena variação da pressão do reservatório com o tempo, considerando-se pressões dinâmicas no fundo do poço maior que a pressão de saturação, é plausível se afirmar que o índice de produtividade permanece constante. Com isto, quanto maior o diferencial de pressão sobre o meio poroso, maior a vazão de líquido que se desloca para o poço.

### 3.1.2 Pressão Disponível e Requerida

Dois aspectos importantes do poço são as pressões disponíveis e requeridas. A primeira diz respeito à pressão resultante após se descontar todas as perdas de carga de um ponto qualquer no reservatório até os canhoneados. Já a segunda, requerida, representa a pressão necessária para vencer todas as perdas de carga no trajeto entre dois pontos.

#### 3.1.2.1 Pressão Disponível

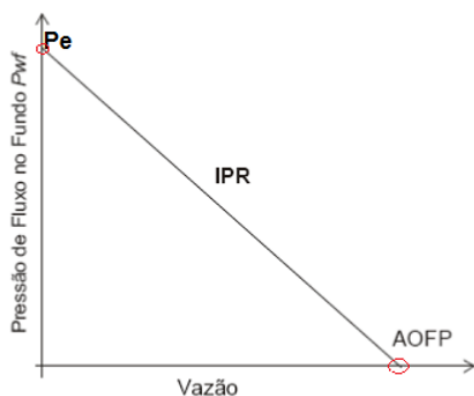
A *Inflow Performance Relationship* (IPR) é a curva de pressão disponível no poço na profundidade do canhoneado, para diferentes vazões e representa o

comportamento de um reservatório ao produzir o óleo através do poço. Segundo Lyons e Plisga (2004), para ocorrer o escoamento do fluido do reservatório para o poço é necessário um diferencial de pressão ( $\Delta P$ ). Para um reservatório heterogêneo a IPR pode diferir de um poço para outro. A curva de IPR é definida geralmente no gráfico de pressão de fluxo no fundo versus vazão na superfície ( $p_{wf}$  x  $q$ ). Este gráfico é muito útil para estimar o IP do poço, para projetar o diâmetro das tubulações, e para escolher um método de elevação artificial mais adequado a essas características.

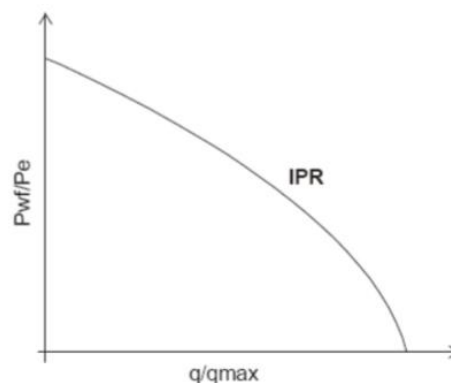
A curva IPR pode apresentar dois comportamentos distintos. Para valores de  $p_{wf}$  maiores que a pressão de saturação ela é linear, do contrário ela se apresenta aproximadamente como uma parábola, que pode ser representada por (2):

$$\frac{q}{AOFP} = 1 - 0,2 \left( \frac{p_{wf}}{p_e} \right) - 0,8 \left( \frac{p_{wf}}{p_e} \right)^2 \quad (2)$$

As Figuras 3 e 4 de Nascimento (2005) abaixo mostram o perfil característico dos tipos de IPR.



**Figura 4: Curva IPR linear.**



**Figura 3: Curva IPR não linear (Modelo de Vogel).**

Observa-se ainda destes gráficos o ponto AOFP (*Absolute Open Flow Potential*). Localizado na interseção com o eixo das vazões, este ponto indica a vazão teórica máxima do reservatório quando da pressão de fluxo zero.

### 3.1.2.2 Pressão Requerida

A *Tubing Performance Relationship* (TPR) é a curva de pressão requerida no poço na profundidade do canhoneado para diferentes vazões. Pode ser definida como o comportamento do poço em relação ao fornecimento de pressão aos fluidos do fundo do poço à superfície. Segundo Lyons e Plisga (2004), a curva TPR é conseguida através de um gráfico da vazão contra a pressão de fluxo. Para uma pressão especificada da cabeça do poço, as curvas TPR variam com o diâmetro da tubulação. Também, para um diâmetro dado da tubulação, as curvas variam com pressão da cabeça de poço.

Ainda segundo Lyons e Plisga (2004), as curvas de pressão requerida (TPR) são usadas para determinar a capacidade de produção do poço. Ao se representar a IPR e a TPR em um mesmo gráfico, um índice de produção máxima estabilizada pode ser estimado. Desse modo, o maior diâmetro da coluna e a maior vazão podem ser obtidos. Porém existe um diâmetro crítico que limita esse índice, diminuindo uniformemente a capacidade do poço. Com os dados do tamanho da coluna, é possível achar a menor pressão de cabeça de poço para um mais alto índice de produção.

Na Figura 5 a seguir, estão representadas as curvas TPR e IPR para uma determinada profundidade de reservatório. Como as duas curvas se interceptam, tem-se um poço com características surgentes e com vazão definida pela interseção com o eixo da abscissa.

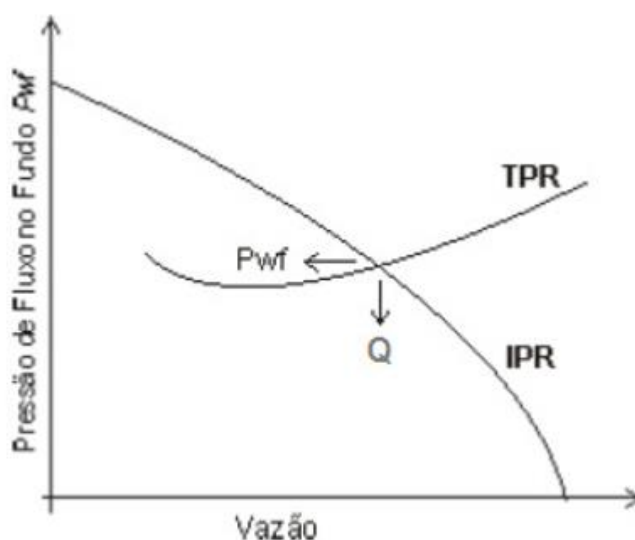


Figura 5: Gráfico IPR versus TPR. (NASCIMENTO, 2005)

### 3.2 Métodos Artificiais de Elevação de Petróleo

Costumeiramente, poços no início de sua vida de produção possuem pressão suficiente para elevar os fluidos do fundo do poço até a superfície, não necessitando assim de quaisquer equipamentos de elevação. Tais poços são chamados de surgentes ou que produzem por elevação natural.

Segundo Takacs (2015), com o passar do tempo e com o consequente decaimento natural da pressão, o poço não possui mais pressão suficiente para superar todas as perdas impostas ao escoamento do fluido e então se observa a necessidade do emprego de métodos artificiais para a elevação dos fluidos. Tais métodos, conhecidos como Métodos Artificiais de Elevação, fornecem energia de pressão suficiente ao fluido para superar as perdas de carga. Os métodos artificiais também podem ser empregados em poços surgentes, como meio de maximizar a produção. Tais procedimentos representam artificiais estão presentes em aproximadamente 50% dos atuais 2 milhões de poços mundiais.

Existem vários métodos de elevação artificiais que podem ser escolhidos pelo engenheiro. Dentre os principais tipos, destacam-se os métodos que utilizam algum sistema de bombeamento e os métodos pneumáticos.

Os métodos por bombeamento consistem em se utilizar algum sistema de bombeio, localizado abaixo do nível do fluido à ser bombeado, para aumentar a energia de pressão do fluido afim de superar a soma das perdas de pressão no trajeto do fluido até a superfície. Exemplos deste sistema são: Bombeio Mecânico (BM), Bombeio por Cavidades Progressivas (BCP) e Bombeio Centrífugo Submerso (BCS).

Já os métodos pneumáticos, consistem na injeção de gás em algum ponto da coluna de produção com o intuito de auxiliar o escoamento dos fluidos, diminuindo sua densidade. Um exemplo deste método é o *Gas-Lift Contínuo* (GLC).

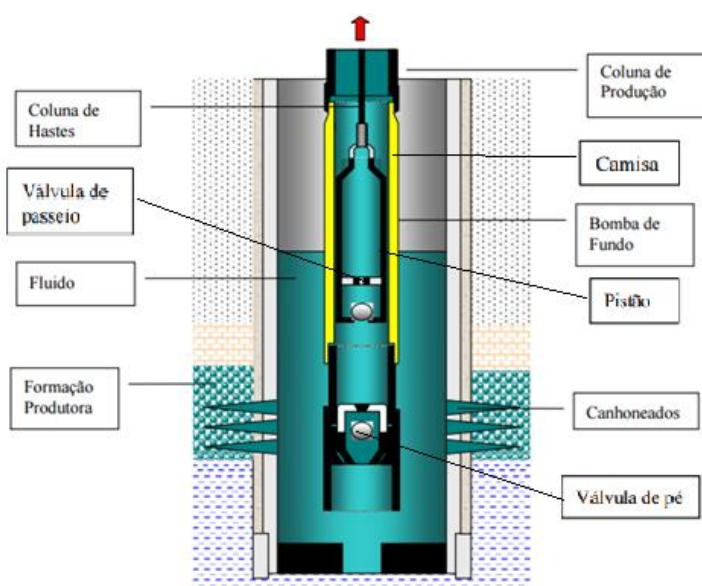
Segundo Takacs (2015), a (NASCIMENTO, 2005) escolha de um método ou outro de elevação artificial depende de várias características do poço, tais como profundidade de elevação, produção diária desejada, propriedades dos fluidos, etc. Geralmente, mais de um método se apresentará como candidato, sendo o papel final de escolha atribuído ao engenheiro, que deve escolher o método mais rentável dada às restrições impostas pelo poço e taxa de produção almejada.

### 3.2.1 Bombeio Mecânico com Hastes (BM)

Provavelmente inventado pelos chineses centenas de anos atrás, o mecanismo de elevação por hastes e bombeio pouco mudou depois de sua concepção. As principais mudanças baseiam-se no fato de que nos primórdios os materiais utilizados eram principalmente madeira (bambu) e o movimento alternativo do sistema era feito por meio de motores a vapor.

De acordo com Nascimento (2005), o Bombeio Mecânico é o método de elevação artificial de petróleo mais utilizado no Brasil e um dos mais populares do mundo. Quando comparado em termos de volume produzido o BM deixa de ser importante devido ao fato de ser utilizado na maioria das vezes em poços de baixa produtividade. Dessa forma, no Brasil este método é aplicado apenas nos campos de produção terrestres e respondem por cerca de 8 % da produção total de óleo, utilizando algo em torno de 80 % do total de poços produtores.

Segundo Thomas (2004), em um sistema de bombeio mecânico a elevação de fluido resulta do funcionamento de uma bomba alternativa de simples efeito, instalada no fundo do poço, composta basicamente de um pistão, camisa válvula de passeio e válvula de pé presa à extremidade da coluna de hastes, conforme Figura 6 a seguir. O movimento alternativo é produzido na superfície por uma unidade de bombeio (UB) e transmitido ao pistão da bomba de fundo por uma coluna de hastes, o qual com isto consegue elevar uma determinada quantidade de fluido para a superfície.

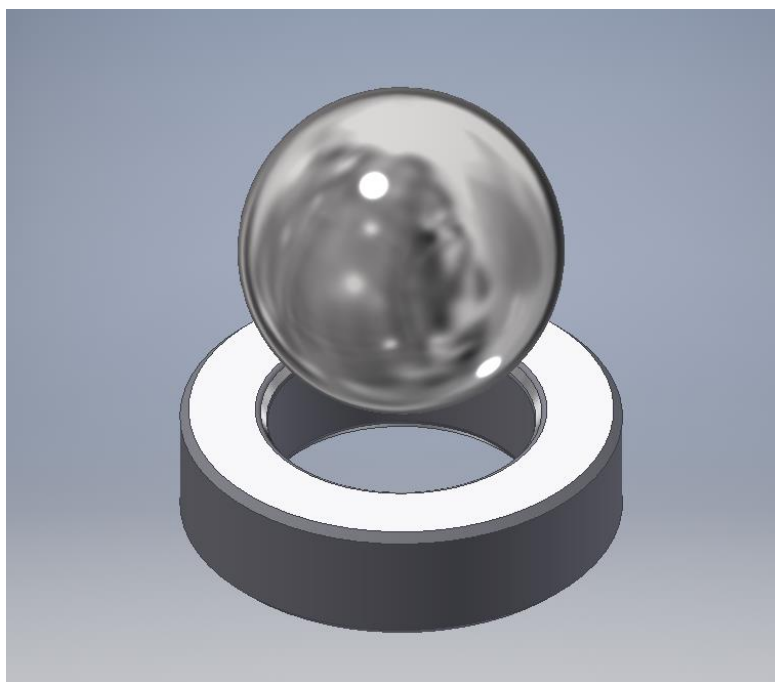


**Figura 6: Esquema de bomba de fundo por bombeio mecânico. (ASSMANN, 2008)**

O pistão e a camisa da bomba de fundo são compostos de tubos com tolerâncias internas e externas muito próximas. O diâmetro interno da camisa é exatamente o diâmetro nominal da bomba. Já o diâmetro externo do pistão é o diâmetro da camisa menos uma tolerância.

As válvulas de pé e de passeio são consideradas o coração da bomba de fundo, pois um bombeamento eficiente depende basicamente de seu funcionamento. As válvulas operam segundo o princípio sede-esfera, Figura 7. O conjunto sede e esfera exigem um trabalho fino, de modo que alcancem uma selagem confiável. Isto é requerido devido aos altíssimos diferenciais de pressão ao qual o conjunto é submetido. Se o conjunto apresentar imperfeições superficiais ou desgaste abrasivo, vazamentos podem se desenvolver rapidamente, causando deterioração da válvula com perda de sua função.

Durante a operação, a esfera periodicamente assenta e se desloca da sede. Devido às altas pressões à profundidade que a bomba se encontra, a esfera colide com altas forças de impacto na sede. Se o movimento da esfera não for restringido, ela pode se mover para fora da direção correta de assentamento da sede, provocando desgaste excessivo ambos da sede e esfera. Para tal, são utilizadas as gaiolas, que restringem o movimento da esfera, impondo, porém uma restrição ao escoamento dos fluidos.



**Figura 7: Conjunto sede e esfera.**

Segundo Nico Filho (2010), o Bombeio Mecânico pode ser utilizado em poços com baixíssima vazão até aos que tem altas vazões. Quanto maior a profundidade de assentamento da bomba de fundo, mais rápida é a queda na capacidade de vazão disponível. Essa limitação é causada pelo uso da coluna de hastes, já que as cargas suportadas dependem do limite de tensão do material usado na fabricação das mesmas. Materiais mais resistentes permitem maiores solicitações em termos de tensão na coluna de hastes, viabilizando assim maior vazão de produção. Estes fatos nos conduzem para a conclusão de que os principais fatores limitantes da capacidade de vazão de um sistema de bombeio mecânico são a profundidade de assentamento da bomba de fundo e a tensão nas hastes de bombeio.

O método artificial de elevação por bombeio mecânico, segundo Takacs (2015), possui diversas vantagens e desvantagens, as quais são listadas abaixo:

#### **Vantagens:**

- É um método muito conhecido, de simples operação e diagnóstico.
- Projeto de instalação é relativamente simples e pode ser feito no campo.
- Sob determinadas condições, o método pode ser empregado até o fim da vida útil do poço (abandono).
- A capacidade de bombeamento, dentro dos limites da bomba, pode ser facilmente alterada para acomodar possíveis mudanças na curva de produtividade do poço. Operar em regime também é possível, utilizando-se *pump-off control devices*.
- Pode trabalhar com pressões bem baixas na sua sucção (*draw-down*).
- Corrosão ou *scale treatments* são facilmente feitos no *annulus*.
- O sistema de reposição e os componentes da bomba são padronizados, com peças intercambiáveis e altamente disponíveis mundialmente.
- Unidades de bombeamento e redutores podem ser revendidas após o fim da vida poço por serem operacionais por várias décadas.

#### **Limitações:**

- A presença de gás livre na sucção da bomba reduz drasticamente a capacidade de bombeio e pode causar problemas de origem mecânica.
- A profundidade de produção é limitada, basicamente devido à resistência

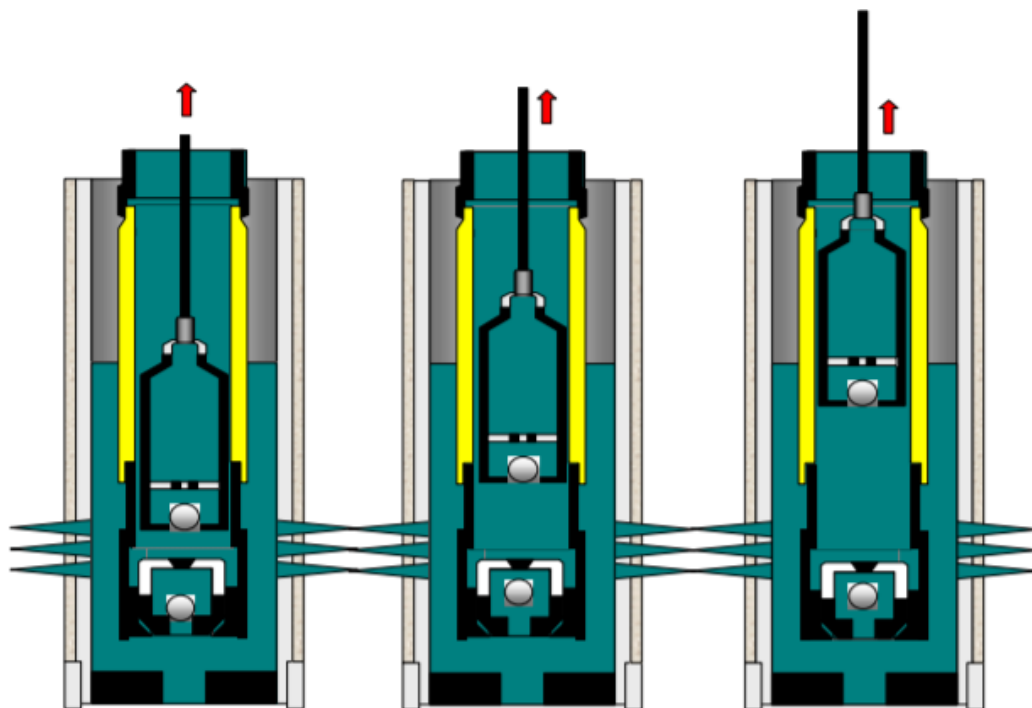
mecânica das hastes.

- Em poços desviados, a fricção das hastes de bombeio com as paredes podem ocasionar falhas mecânicas tanto na coluna de produção quanto nas hastes.
- As hastes precisam ser protegidas contra corrosão e danos mecânicos, do contrário a fadiga pode levar a falhas precoces.
- O bombeamento de fluidos abrasivos ou que contenham areia reduz a vida útil da maioria dos sistemas de bombeamento.
- A caixa de hastes (*Polished Rod Stuffing Box*), se não possuir manutenção apropriada, pode permitir que fluidos do poço sejam liberados para a atmosfera, causando problemas ambientais.
- Uma unidade *Workover* é requerida para realização de serviços nos equipamentos do fundo do poço.
- A unidade de bombeio é bastante pesada e ocupa um espaço considerável.

### **3.2.1.1 Princípio de Funcionamento**

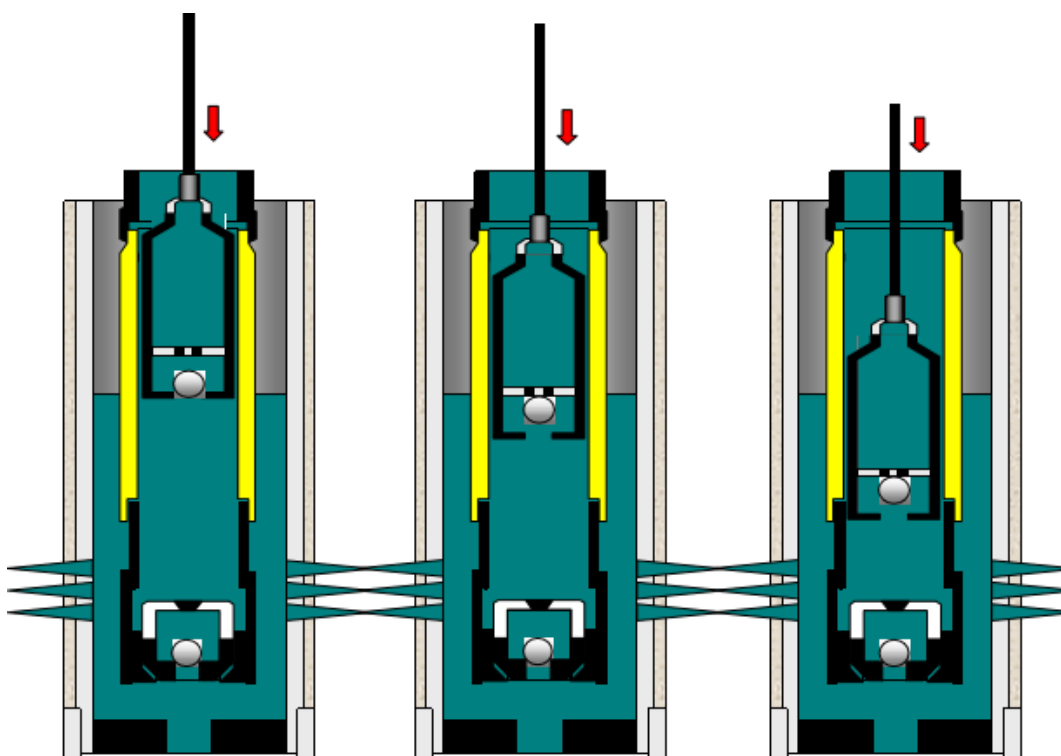
Os sistemas de bombeio mecânico funcionam através do mecanismo de suas válvulas que, através do conjunto sede e esfera, funcionam por pressão. Assim, quando a pressão abaixo da esfera for menor que a acima desta, a válvula abrirá e vice versa.

As pressões na bomba variam de acordo com o deslocamento do pistão. Quando o pistão ascende, ele comprime o fluido acima dele ao mesmo tempo em que a câmara entre as válvulas se expande. Como a pressão acima da válvula de passeio é maior que a pressão abaixo, a válvula se fecha. A pressão entre as válvulas cai continuamente até o ponto em que a pressão na sucção da bomba se torna menor. Quando isto ocorre, a válvula de pé abre e permanece aberta até o fim do curso ascendente. O processo pode ser observado na Figura 8 a seguir.



**Figura 8: Pistão em curso ascendente. (ASSMANN, 2008)**

Já durante o curso descendente, o deslocamento do pistão para baixo gera uma pressão na região entre as válvulas, o que causa o fechamento da válvula de pé e a abertura da válvula de passeio.



**Figura 9: Pistão em curso descendente. (ASSMANN, 2008)**

Durante o trajeto do pistão, o mesmo se desloca de um ponto próximo à válvula de pé, chamado de ponto morto inferior, até um ponto morto superior, o mais distante da válvula de pé. Essa distância percorrida pelo pistão recebe o nome de curso do pistão. Por outro lado, a distância mínima que permanece entre as válvulas quando o pistão está em repouso é chamada de espaço morto.

### **3.2.2 Tipos de Bombas de Fundo**

As bombas de fundo podem ser classificadas em dois grupos distintos: *tubulares e insertáveis*.

De acordo com Assmann (2008), nas bombas tubulares, geralmente utilizadas para bombeio de fluidos mais viscosos, tanto a camisa quanto a sapata da válvula de pé são enroscadas diretamente na coluna de produção. Por outro lado, o pistão e a válvula de passeio são acoplados por conexões roscáveis na extremidade da coluna de hastes. Estes aspectos de montagem e construtivos conferem vantagens desta sobre as insertáveis, dentre elas a maior capacidade de bombeamento para um dado diâmetro de tubulação, sistema mais simples e robusto. Um dos aspectos negativos desse esquema de utilização reside no fato de que em caso de falha da bomba e consequente substituição ou inspeção da camisa, é necessário se retirar toda a coluna de produção.

Uma característica construtiva das bombas tubulares, segundo Nico Filho (2010), é que elas podem ser acrescidas de niples de extensão da camisa. Esses niples possuem diâmetro interno um pouco superior ao da camisa e podem ser instalados nas duas extremidades, ou seja, entre a camisa e a válvula de pé, e logo acima da camisa. A função do niple inferior é acumular detritos e o superior é permitir a saída do pistão da camisa, aumentando assim o curso efetivo.

Já no caso das bombas insertáveis, TAKACS (2015) afirma que todas as partes da bomba descem conectadas à coluna de hastes, dessa forma a mesma é presa na coluna de produção através de travas que podem ser de fibra ou de ação mecânica. Essas travas podem estar localizadas na parte superior ou na parte inferior da bomba. Devido a necessidade de passagem pelo interior da coluna de produção o diâmetro da bomba é menor, limitando em alguns casos a vazão. A vantagem desta configuração é a simplificação de uma intervenção com sonda, já que não é necessária a retirada da coluna de produção para substituição da bomba.

### 3.2.3 Seleção da Bomba

Segundo Nico Filho (2010), a seleção de bombas se baseia nos seguintes fatores:

- Vazão desejada;
- Profundidade de assentamento;
- Dimensões da coluna de produção e do revestimento;
- Características do fluido a ser bombeado.

Além do mais, três parâmetros determinam o deslocamento volumétrico fornecido pela bomba (PD – *Pump Displacement*), m<sup>3</sup>/d): diâmetro da camisa, curso efetivo do pistão e velocidade de bombeio, de acordo com a equação 3.

$$PD = 2,36 \times 10^{-2} A_p S_p N \quad (3)$$

onde  $A_p$  é a área do pistão (pol<sup>2</sup>);  $S_p$  é o curso efetivo do pistão (pol);  $N$  é a velocidade de bombeio (cpm - ciclos por minuto).

Como a eficiência volumétrica,  $E_v$ , de uma bomba é sempre inferior a 1, a vazão obtida na superfície será menor do que o deslocamento volumétrico. Essa diferença ocorre devido ao vazamento de líquido ao redor do pistão no curso ascendente, à compressibilidade do fluido e ao enchimento incompleto da camisa com líquido vindo do espaço anular. Desta forma, a vazão de produção do poço  $q$  na superfície em m<sup>3</sup>/d, pode ser calculada por:

$$q = PD E_v \quad (4)$$

A eficiência volumétrica situa-se entre 0,7 e 0,8, sendo influenciada pela razão gás-líquido do fluido da formação, viscosidade do fluido e profundidade da bomba. As características da bomba, do material a ser utilizado, da folga entre pistão e camisa são determinadas pelos fluidos a serem produzidos.

“A maioria das bombas de fundo usadas no mundo estão de acordo com as especificações da API Spec 11AX (2006)”. (TAKACS, 2015)

A padronização dos tipos de bomba é:

**AB – CDE – FGHI – J – K – L – M**

onde:

**AB – diâmetro da coluna de produção**

**15** – 1,9" (diâmetro externo – DE)

**20** – 2 3/8" (diâmetro externo – DE)

**25** – 2 7/8" (diâmetro externo – DE)

**30** – 3 1/2" (diâmetro externo – DE)

**CDE – diâmetro interno da camisa**

**125** – 1 1/4" (31,8 mm)

**150** – 1 1/2" (38,1 mm)

**175** – 1 3/4" (44,5 mm)

**178** – 1 25/32" (50,8 mm)

**200** – 2" (57,2 mm)

**225** – 2 1/4" (69,9 mm)

**250** – 2 1/2" (82,55 mm)

**275** – 2 3/4" (92,55 mm)

**F – tipo de bomba**

**R** – insertável

**T** – tubular

**G – tipo de camisa (para pistão metálico)**

**H** – inteiriça com parede espessa

**W** – inteiriça com parede fina

**L** – camisa seccionada – liner

**H – localização da trava**

**A** – topo da bomba

**B** – base da bomba

**I – tipo de trava**

**C** – tipo copos (fibra)

**M** – tipo mecânico

**J – comprimento da camisa, em pés**

Comprimentos padronizados para bombas insertáveis de 8 a 30 pés, de 2 em 2 pés; e para bombas tubulares, de 6 a 16 pés, de 1 em 1 pé e de 18 a 30 pés de 2 em 2 pés.

**K – comprimento nominal do pistão, em pés**

Deve ser a partir de 2 pés de 1 em 1 pé.

**L – comprimento da extensão superior, em pés**

**M – comprimento da extensão inferior, em pés.**

Para a completa classificação da bomba, ainda deve-se consultar a norma Petrobras N-2323 sobre os materiais que serão feitas as peças e a folga entre o pistão e a camisa.

### **3.3 Método dos Volumes Finitos**

O objetivo de um método numérico é obter a distribuição de uma propriedade  $\phi$  em termos de um número finito de valores numéricos. Em detalhes, a tarefa se resume em resolver as equações diferenciais que governam o problema físico, substituindo as derivadas existentes por equações algébricas que envolvem a função de  $\phi$ . Quando não é possível a solução analítica, aceitamos ter a solução para um número discreto de pontos, com um determinado erro, esperando que, quanto maior for a quantidade desses pontos, mais perto da solução exata será a solução numérica. Transformar as derivadas da função da equação diferencial pelos valores discretos da função significa integrar a equação diferencial e as diversas maneiras de fazer isso são o que caracteriza o tipo de método numérico.

A utilização da equação de Navier-Stokes provém soluções analíticas apenas para escoamentos muito simples e sob diversas hipóteses simplificadoras. Em escoamentos mais complexos e representativos da realidade, métodos numéricos

devem ser empregados para obtenção de resultados satisfatórios. Para isso, tais métodos se valem da discretização tanto no espaço quanto no tempo e transformada em equações algébricas solucionáveis.

O Método dos Volumes Finitos é um aprimoramento do Método das Diferenças Finitas. Neste método, as equações diferenciais são calculadas em certas sub-regiões do domínio, denominadas volume de controle. Devemos escolher uma função de interpolação espacial para a variação de uma propriedade  $\Phi$  entre os pontos nodais para avaliar as integrais nas interpolações do volume de controle. O resultado é a equação de discretização contendo valores de  $\Phi$  para um grupo de pontos no domínio.

A equação de discretização obtida desta maneira expressa o princípio de conservação para  $\Phi$  para o volume de controle finito, exatamente como a equação diferencial expressa para um volume de controle infinitesimal.

A característica mais atrativa da formulação de volume de controle é que a solução resultante implicaria que a conservação integral de quantidades tais como massa, quantidade de movimento e energia é exatamente satisfeita sobre qualquer grupo de volumes de controle e, é claro, sobre todo o domínio de cálculo.

A fim de exemplificar o funcionamento do método, pode-se analisar a equação diferencial geral que resume as leis de conservação para o transporte de uma grandeza escalar  $\Phi$  em um fluxo transiente:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\Phi) + \nabla \cdot (\rho\vec{u}\Phi) = \nabla \cdot (\Gamma\nabla\Phi) + S_\Phi \quad (5)$$

onde o primeiro termo representa a taxa de variação da grandeza  $\Phi$  com o tempo (termo transiente) e o segundo termo representa o transporte convectivo da propriedade  $\Phi$ . Já do lado direito da equação, o primeiro termo representa o transporte difusivo e o último termo da equação representa o termo fonte.

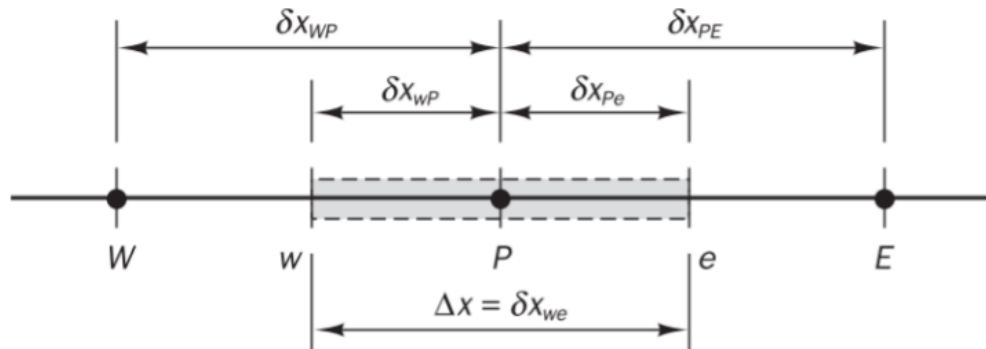
Realizando então a integração da equação 5 em um volume de controle para cada passo de tempo e substituindo-se as integrais de volume dos termos convectivos e difusivos por integrais de superfície, obtém-se após aplicação do teorema de Gauss:

$$\int_{VC} \left( \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial}{\partial t} (\rho \Phi) dt \right) dV + \int_t^{t+\Delta t} \left( \int_A \vec{n} \cdot (\rho \vec{u} \Phi) dA \right) dt = \int_t^{t+\Delta t} \left( \int_A \vec{n} \cdot (\Gamma \nabla \Phi) dA \right) dt + \int_{CV} S_\phi dV \quad (6)$$

A partir disso, a discretização do termo difusivo e do termo fonte para o volume de controle unidimensional selecionado se torna:

$$\left( \int_A \vec{n} \cdot (\Gamma \nabla \Phi) dA \right) + \int_{CV} S_\phi dV = 0 \quad (7)$$

Durante a divisão do domínio de integração em  $n$  pequenos volumes de controle, os limites ou faces west (“w”) e east (“e”) de cada volume de controle são posicionados à meia distância entre os nós “W”, “P” e “E” dos volumes de controle.



**Figura 10: Exemplo de discretização unidimensional pelo método dos volumes finitos. (VERSTEEG e MALALASEKERA, 1995)**

Após aplicar o método dos volumes finitos ao volume de controle, o resultado final contendo a equação 7 discretizada é:

$$\left( \Gamma A \frac{\partial \Phi}{\partial x} \right)_e - \left( \Gamma A \frac{\partial \Phi}{\partial x} \right)_w + \bar{S} \Delta V = 0 \quad (8)$$

### 3.4 Métodos Computacionais

#### 3.4.1 Leis de Conservação

De acordo com o manual do usuário da Ansys (2013), a equação da continuidade pode ser escrita em sua forma compacta como:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = S_m \quad (9)$$

com  $\rho$  sendo a densidade do fluido,  $S_m$  um termo fonte qualquer e  $\mathbf{u}$  o vetor velocidade do fluido.

Nesta altura, é plausível definir o número de Reynolds, que relaciona as forças de inércias com as forças viscosas. Além disso, o número de Reynolds nos indica também as faixas onde os fluxos se tornam instáveis.

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (10)$$

sendo  $v$  a velocidade média e  $\mu$  a viscosidade dinâmica do fluido e  $D$  o diâmetro correspondente.

Por outro lado, a equação de conservação de momento é descrita segundo o manual da Ansys (2013) como:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u u) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (11)$$

onde  $p$  representa a pressão estática,  $\bar{\tau}$  é o tensor de tensões,  $\rho \vec{g}$  a força de corpo gravitacional e  $\vec{F}$  representa a ação de forças externas ao corpo. Através desta equação, se obtém a Equação de Navier-Stokes, que é utilizada para descrever o movimento de fluidos newtonianos com  $\rho$  e  $\mu$  constantes.

A resolução das equações de Navier Stokes somente é possível em escoamentos bem simples e ideais. Isto acontece devido às características do escoamento turbulento, que apresenta flutuações de velocidade em todas as direções e tem uma escala de proporções infinita.

A turbulência pode ser vista como uma instabilidade de fluxos laminares simples, a qual acontece para grandes valores de Reynolds ( $Re$ ). Tais instabilidades tem origem nas interações entre os termos não lineares inerciais e os termos viscosos da equação de Navier Stokes. Essas interações são rotacionais, dependente do tempo e tridimensionais.

Dentre os principais motivos que levam a impossibilidade da solução analítica destas equações, está o fato da mesma ser elíptica, não linear, acoplada (pressão-velocidade, temperatura-velocidade). Além disso, as interações rotacionais e tridimensionais são mutuamente conectadas por alongamento de vórtices e este último por sua vez, não é possível de ser retratado bidimensionalmente, o que

explica o fato de não existirem aproximações satisfatórias para escoamentos turbulentos.

Além do mais, a turbulência possui um comportamento randômico e caótico e, portanto uma aproximação determinística não é possível. Algumas propriedades, entretanto podem ser derivadas da turbulência aplicando-se métodos estatísticos. Tais métodos introduzem funções que correlacionam às variáveis do escoamento. Porém, é impossível determinar essas correlações completamente.

Outra importante característica de escoamentos turbulentos é que os vórtices formados se movem ao longo do fluxo, possuindo um tempo de vida grande. O resultado disto é que algumas propriedades relacionadas à turbulência não podem ser especificadas localmente, isso implica em dizer que histórico das propriedades do fluxo são muito importantes.

### **3.5 Modelagem de Turbulência**

#### **3.5.1 Modelos RANS – Reynolds Averaged Navier-Stokes**

Segundo Raposo (2008), para fluxos laminares as equações de continuidade e da quantidade do movimento linear descrevem completamente o escoamento. A forma 3D das equações e suas quatro variáveis (três componentes para a velocidade e a pressão) permitem solução direta numa abordagem conhecida como DNS (Direct Numerical Simulation). Porém, essa abordagem torna-se inviável para fluxos turbulentos, principalmente, devido às dimensões das pequenas escalas presentes neste tipo de escoamento, já que requerem níveis de discretização espacial e temporal extremamente pequenos para a correta caracterização do fluxo no interior da bomba.

De acordo com Lombardi (2008), estão disponíveis várias abordagens para resolver o problema da turbulência, sendo que serão utilizados neste trabalho os modelos baseados nas médias de Reynolds (Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes - URANS). A Tabela 1 apresenta os modelos e o número de equações utilizadas para representar o comportamento da turbulência.

| Modelo de Turbulência | Número de equações |
|-----------------------|--------------------|
| Spalart-Allmaras      | 1                  |
| k-ε                   | 2                  |
| k-ω                   | 2                  |
| Transition k-kl-ômega | 3                  |
| Transition SST        | 4                  |
| Reynolds Stress Model | 7                  |

**Tabela 1: Modelos de turbulência RANS. (ANSYS, 2013)**

Devido às ainda presentes restrições computacionais, os modelos RANS ainda são largamente empregados nas indústrias. Esses métodos caracterizam o fluxo turbulento através dos valores médios de variação temporal das propriedades  $\bar{\Phi}$  e de suas flutuações  $\Phi'$ . Segundo Versteeg e Malalasekera (1995), temos, portanto que a turbulência pode ser representada por:

$$\Phi(t) = \bar{\Phi} + \Phi'(t) \quad (12)$$

$$\bar{\Phi}' = \frac{1}{t} \int_0^{\Delta t} \Phi' dt \equiv 0 \quad (13)$$

Considerando então a equação de Navier-Stokes aplicada a um fluxo incompressível com viscosidade constante, em coordenadas cartesianas:

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (14)$$

onde  $\mathbf{u}$  é um vetor com componentes  $u$ ,  $v$  e  $w$  em coordenadas cartesianas  $x$ ,  $y$  e  $z$ .

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \nabla \cdot (u\mathbf{u}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \nabla \cdot (\nabla u) \quad (15)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + \nabla \cdot (v\mathbf{u}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \nabla \cdot (\nabla v) \quad (16)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + \nabla \cdot (w\mathbf{u}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \nabla \cdot (\nabla w) \quad (17)$$

Nesta modelagem de perda de carga, serão empregados os modelos k- $\epsilon$  (Realisable com a função de parede Enhanced Wall Treatment) e também o modelo k- $\omega$  SST, descritos a seguir.

### 3.5.2 Modelo de Turbulência k- $\epsilon$

O modelo k- $\epsilon$  foi originalmente criado para melhorar o “mixing-length model” proposto por Ludwig Prandtl, e também como uma alternativa para prescrever algebricamente as escalas de turbulência de escoamentos moderados e altamente complexos. Diferentemente de outros modelos de turbulência, o modelo k- $\epsilon$  foca nos mecanismos que afetam a energia cinética turbulenta. O modelo “mixing-length”, por exemplo, não apresenta esta abordagem. Para isso, o modelo k- $\epsilon$  assume que a viscosidade turbulenta é isotrópica, em outras palavras, a relação entre as tensões de Reynolds e a média da taxa de deformação é a mesma em todas as direções.

O k- $\epsilon$  ainda é o modelo de turbulência mais comumente encontrado em várias aplicações, sendo empregado desde problemas industriais até problemas ambientais. Apesar do mesmo não simular com excelência em casos de escoamento com grandes gradientes adversos de pressão. Este modelo, como o próprio nome já explicita, é um modelo composto de duas equações, ou seja, ele inclui duas equações de transporte extras para representar as propriedades turbulentas do escoamento. O que permite ao modelo calcular a convecção e a difusão de energia turbulenta.

A primeira variável transportada é a energia cinética turbulenta, k, que determina a quantidade de energia na turbulência. Já a segunda,  $\epsilon$ , é a dissipação de energia turbulenta, que determina as escalas de turbulência presentes no escoamento.

As equações utilizadas pelo modelo k- $\epsilon$  contém muitas variáveis e termos experimentalmente imensuráveis. Em uma aplicação muito mais prática, a modelagem Standard k- $\epsilon$  proposta por Launder e Spalding em 1974 propõe que:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho k U) = \nabla \cdot \left[ \frac{\mu_t}{\sigma_k} \nabla k \right] + 2\mu_t E_{ij} \cdot E_{ij} - \rho \epsilon \quad (18)$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \epsilon U) = \nabla \cdot \left[ \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \nabla \epsilon \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} 2\mu_t E_{ij} \cdot E_{ij} - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (19)$$

E, considerando-se também a viscosidade turbulenta, temos:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (20)$$

Nota-se a presença de cinco constantes que servem para ajuste da equação  $C_\mu$ ,  $\sigma_\varepsilon$ ,  $\sigma_k$ ,  $C_1$  e  $C_2$ . Os valores das constantes utilizados pelo modelo k- $\varepsilon$  são:  $C_\mu=0,09$ ;  $\sigma_\varepsilon=1,30$ ;  $\sigma_k=1,00$ ;  $C_1=1,44$ ; e  $C_2=1,92$ .

Dentre as vantagens do modelo (Standard) k- $\varepsilon$  destacam-se:

- I. a sua simplicidade de implementação;
- II. a estabilidade durante os cálculos que por consequência levam à uma convergência relativamente rápida da simulação e,
- III. a boa capacidade e razoável predição de um modo geral de uma grande variedade de tipos de escoamento.

Por outro lado, este modelo de turbulência não apresenta boas predições de escoamento quando os seguintes aspectos estão envolvidos:

- I. Escoamentos com rotacionais
- II. Escoamentos com descolamento de camada
- III. Alguns tipos de fluxos confinados
- IV. Fluxos desenvolvidos em seções não circulares.

### 3.5.2.1 Realisable k- $\varepsilon$

Apesar do modelo k- $\varepsilon$  ser um modelo bem difundido na simulação de escoamentos em camadas limite, ele é um modelo mais simples, pois considera que  $C_\mu$  é uma constante. Por outro lado, o modelo de turbulência Realisable k- $\varepsilon$  utiliza a mesma modelagem para a energia cinética turbulenta  $k$  que o modelo Standard k- $\varepsilon$ , entretanto considera  $C_\mu$  como uma variável, resultado em uma melhor aproximação da dissipação de energia turbulenta  $\varepsilon$ . Como resultado da utilização deste termo variável, observa-se na prática aproximações melhores de escoamentos envolvendo camadas limites com grandes gradientes adversos de pressão ou separação, grande recirculação e presença de redemoinhos e de corpos com grande curvatura.

### 3.5.2.2 Modelagem de Parede

As funções de parede são um conjunto de equações semiempíricas que são empregadas com o intuito de satisfazer a física do escoamento nas proximidades da parede. A turbulência é afetada de várias maneiras pela presença de uma parede e sua consequente condição de não deslizamento. Nesta região próxima à parede, quatro regiões são definidas: subcamada viscosa laminar, blending ou transição, logarítmica e a região externa. Cada uma destas regiões tem um diferente impacto na turbulência e por isso um cuidado especial deve ser considerado quanto à posição do  $y^+$  na primeira camada de elementos próxima à parede dentro da camada limite.

### 3.5.2.3 Modelo de Duas Camadas - Enhanced Wall Treatment (EWF)

O modelo de parede Enhanced Wall Function utilizado no Fluent é uma modelagem de parede que combina o modelo de duas camadas (“two layer-model”) com as Enhanced wall functions. Neste modelo, se a malha próxima às paredes é suficientemente pequena para resolver a subcamada laminar (tipicamente quando  $y^+ \approx 1$ ), então o modelo Enhanced Wall Function será idêntico ao modelo de duas camadas. Entretanto, a restrição de uma resolução de malha suficientemente fina por todo o domínio pode requerer um esforço computacional muito grande. Nestes casos, pode-se optar por uma malha mais grosseira associado à uma modelagem de parede. Além do mais, para que isto seja possível, é preciso que este modelo não ofereça erros excessivos para elementos de tamanhos intermediários próximos à parede, os quais não se localizam nem na porção totalmente turbulenta, mas também não são pequenos o suficiente para propriamente resolver a subcamada laminar. Em suma, este modelo combina a acurácia do modelo de duas camadas para elementos que tem resolução suficiente ( $y^+ \approx 1$ ) tal que sua subcamada seja resolvida e ao mesmo tempo emprega funções de parede para elementos que não possuam refinamento para tal, sem prejudicar significativamente os resultados finais.

No modelo de parede do programa FLUENT, a região próxima à parede que é afetada pela viscosidade é completamente resolvida até a subcamada laminar. O modelo de duas camadas é uma parte integral do Enhanced Wall Treatment e o mesmo é utilizado para especificar tanto a dissipação de energia turbulenta  $\epsilon$  quanto a viscosidade turbulenta nos elementos próximos à parede. Nesta abordagem, todo

o domínio é subdividido em uma região afetada pela viscosidade e em outra completamente turbulenta. A demarcação de cada uma destas regiões é determinada por uma equação baseada na distância do centro do elemento de parede até a parede mais próxima, dada por:

$$Re_y = \frac{\rho y \sqrt{k}}{\mu} \quad (21)$$

Na região completamente turbulenta, ou seja,  $Re_y = 200$ , o modelo Realisable k- $\epsilon$  descrito na seção 3.5.2.1 é empregado. Por outro lado, na região afetada pela viscosidade,  $Re_y < 200$ , o modelo de uma equação de Wolfstein junto com a equação da viscosidade turbulenta nos fornece o comportamento do escoamento na região próxima à parede provida de elementos apropriadamente refinados.

No final, o modelo de duas camadas para a viscosidade turbulenta acima descrita é empregado em conjunto com o Enhanced Wall Treatment, onde o primeiro é suavemente conectado com o modelo de viscosidade turbulenta para a região completamente turbulenta através de uma “*blending function*”. Finalmente, a função  $\lambda_\epsilon$  que conecta os dois modelos é definida por:

$$\lambda_\epsilon = \frac{1}{2} \left[ 1 + \tanh \left( \frac{Re_y - Re_y^*}{A} \right) \right] \quad (22)$$

onde **A** é uma constante que determina o tamanho da função que conecta os modelos. (ANSYS, 2013)

É importante observar que o valor de  $\lambda_\epsilon$  é próximo à unidade quando longe da parede e próximo a zero quando perto da parede.

### 3.5.3 Modelo de Turbulência k- $\omega$

Assim como o modelo k-  $\epsilon$ , este também é um modelo de duas equações e largamente empregado em aplicações industriais. Neste caso a primeira variável de transporte é também a energia cinética turbulenta, k, e a segunda é a dissipação específica,  $\omega$ , que representa as escalas de turbulência.

As equações da viscosidade cinemática turbulenta, da energia cinética turbulenta e da dissipação específica são respectivamente:

$$v_T = \frac{k}{\omega} \quad (23)$$

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\nu + \sigma^* v_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (24)$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha \frac{\omega}{k} \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\nu + \sigma v_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \quad (25)$$

Observa-se que este modelo também precisa do valor de alguns coeficientes e relações auxiliares:  $\alpha = \frac{5}{9}$ ;  $\beta = \frac{3}{40}$ ;  $\beta^* = \frac{9}{100}$ ;  $\sigma = \frac{1}{2}$ ;  $\sigma^* = \frac{1}{2}$ ; e  $\varepsilon = \beta^* \omega k$ .

Dentre as vantagens deste algoritmo estão o seu desempenho melhor em escoamentos internos (presença de camada limite). Além do mais ele é apropriado para escoamentos complexos em camadas limites associados com gradiente de pressão adverso. Entretanto, este modelo pode prever a separação da camada limite de maneira excessiva, mostrando a separação da mesma antes do local onde ela realmente ocorre.

### 3.5.3.1 SST k- $\omega$

Desenvolvido por Menter em 1993, este modelo se tornou muito popular, pois este modelo combina o melhor de dois mundos. Em primeiro lugar, o uso da formulação k- $\omega$  na interior da camada limite permite que este modelo seja usado até a subcamada viscosa laminar, permitindo até mesmo resolve-la sem o emprego de outra função. Outro ponto forte deste algoritmo é a sua propriedade de mudar a sua formulação e agir como o modelo k- $\varepsilon$  na corrente livre e com isso evitando problemas de sensibilidade relacionados ao algoritmo k- $\omega$ .

Dentre as qualidades deste algoritmo, podemos destacar o seu bom comportamento mediante gradientes adversos de pressão e fluxo com separação/descolamento de camada limite. Por outro lado, relatos de usuários associados à geração excessiva de turbulência em regiões com grande aceleração do fluxo e pontos de estagnação são observados, tendência esta não encontrada com o modelo k- $\varepsilon$ .

### 3.6 A Equação de Bernoulli

A equação de Bernoulli é uma das fórmulas matemáticas mais famosas dentro da mecânica dos fluidos e, segundo *Fox et al* (2006), somos sempre atentados à usa-la, pois se trata de uma equação simples que é capaz de relacionar pressão, velocidade e diferença de elevação de um fluido. Entretanto, essa equação não se aplica a diversos casos dentro da mecânica dos fluidos. Um dos exemplos de não validade desta equação é o cálculo de perda de pressão em um escoamento através de um tubo horizontal de seção constante, pois todos os seus termos serão constantes. Vale lembrar que a mesma é válida somente sobre as seguintes restrições: (1) escoamento em regime permanente, (2) escoamento incompressível, (3) escoamento sem atrito e (4) escoamento ao longo de uma linha de corrente.

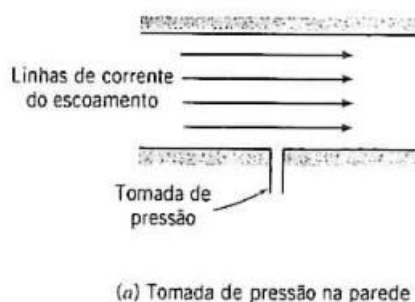
$$\frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz = \text{constante} \quad (26)$$

onde  $p$  é a pressão termodinâmica ou estática,  $\rho$  é a densidade do fluido,  $V$  representa a sua velocidade,  $g$  é a aceleração da gravidade e  $z$  representa sua altura.

#### 3.6.1 Pressões Estática, de Estagnação e Dinâmica

A pressão termodinâmica, utilizada na equação de Bernoulli, é também comumente conhecida como pressão estática. Ela representa segundo *Fox et al* (2006), a pressão “sentida” pela partícula fluida em movimento.

Como não há variação de pressão numa direção normal às linhas de corrente retilíneas, se torna possível medir a pressão estática de um fluido em movimento usando uma “tomada” de pressão instalada na parede do duto.



**Figura 11: Tomada de pressão na parede do duto.**

A pressão de estagnação é obtida quando um fluido em escoamento é desacelerado até a velocidade zero por meio de um processo sem atrito. Para escoamento incompressível, a equação de Bernoulli pode ser usada para relacionar variações na velocidade na pressão ao longo de uma linha de corrente nesse processo.

$$\frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} = \text{constante}$$

Se a pressão estática é  $p$  em um ponto do escoamento no qual a velocidade é  $V$ , então a pressão de estagnação,  $p_0$ , onde a velocidade de estagnação,  $V_0$ , é zero, pode ser obtida por:

$$\frac{p_0}{\rho} = \frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2}$$

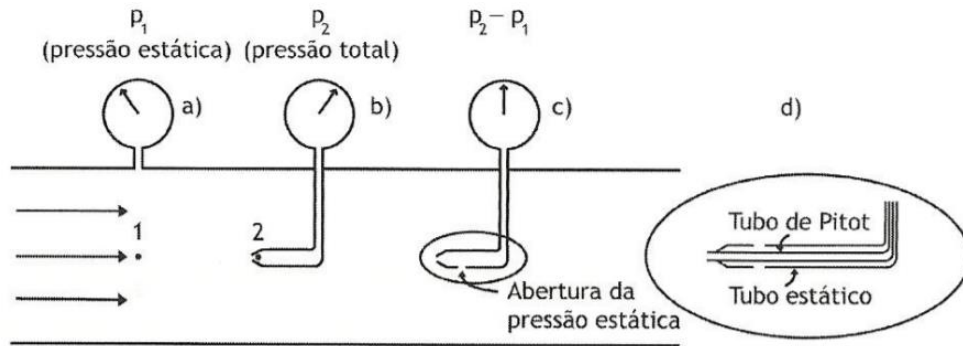
logo, tem-se

$$p_0 = p + \frac{1}{2}\rho V^2 \quad (27)$$

A equação 27 é a definição de pressão de estagnação, válido para um escoamento incompressível. O termo  $\frac{1}{2}\rho V^2$  nela presente é chamado de pressão dinâmica. A partir desta equação podemos chegar à conclusão de que a pressão de estagnação (total) é igual à pressão estática mais a pressão dinâmica. Resolvendo a equação 28 para a velocidade, temos:

$$V = \sqrt{\frac{2(p_0 - p)}{\rho}} \quad (28)$$

A pressão de estagnação pode ser medida com um tubo de Pitot. Por outro lado, a pressão estática pode ser medida com uma sonda ou uma tomada de pressão estática. Se conhecermos então as duas pressões, a velocidade do escoamento poderá ser calculada da equação 28. Além do mais, calculando-se a diferença entre a pressão de estagnação e a pressão estática, se obtém a pressão dinâmica.



**Figura 12: Representação da aquisição de dados de: (a) pressão estática; (b) pressão total e (c) pressão dinâmica.**

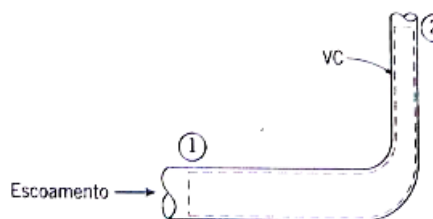
### 3.7 Perda de Carga

A perda de carga é um fenômeno comumente encontrado em muitas plantas industriais trabalhando com fluidos. A perda de pressão ocorre quando o escoamento encontra algum tipo de restrição ao seu movimento. Tais restrições podem ser causadas pelos mais diversos fatores como o atrito fluido com a parede, viscosidade, presença de válvulas, entre outros.

O termo carga é definido em uma seção como a energia mecânica do escoamento por unidade de peso. Considerando um escoamento incompressível e considerando que a pressão e a cota tenham variação desprezível, a expressão da carga  $H_i$  numa seção  $i$  é:

$$H_i = \frac{p_i}{\gamma} + z_i + \frac{\alpha_i V_i^2}{2g} \quad (29)$$

onde  $p_i$  é a pressão estática na seção transversal considerada,  $\gamma$  é o peso específico do fluido,  $z_i$  é a cota em relação ao plano horizontal de referência,  $\alpha_i$  é o coeficiente de energia cinética,  $V_i$  é a velocidade média na seção e  $g$  é a aceleração da gravidade.



**Figura 13: Volume de controle e coordenadas para exemplo de análise de energia em um cotovelo de 90°. (FOX, MCDONALD e PRITCHARD, 2006)**

Considerando então um escoamento incompressível, sem realização de trabalho externo pelo ou sobre o fluido, permanente e com energia interna e pressão uniforme através das seções 1 e 2, a equação da energia pode ser integrada resultando em:

$$\left( \frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} \right) - \left( \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} \right) = H_1 - H_2 = h_{LT} \quad (30)$$

onde  $h_{LT}$  é a *perda de carga* do escoamento, que representa a conversão irreversível de energia mecânica na seção 1 em energia térmica não desejada e em perda de energia por transferência de calor. A equação X, segundo *Fox et al* (2006), é uma das equações mais importantes e úteis na mecânica dos fluidos, pois nos permite calcular a perda de energia mecânica causada pelo atrito entre duas seções de um tubo.

### 3.7.1 Cálculo da Perda de Carga

De acordo com o livro de *Fox et al* (2006), a perda total de carga,  $h_{LT}$  é dada como a soma das perdas maiores,  $h_L$ , causada por efeitos de atrito no escoamento completamente desenvolvido em tubos de seção constante, com as perdas localizadas,  $h_{Lm}$ , causadas por entradas, acessórios, variações de áreas e outras.

#### 3.7.1.1 Perdas Maiores: Fator de Atrito

Em um escoamento laminar, a queda de pressão pode ser calculada analiticamente para o escoamento completamente desenvolvido em um tubo horizontal. Assim,

$$h_L = \left(\frac{64}{\text{Re}}\right) \frac{L}{D} \frac{\bar{V}^2}{2} \quad (31)$$

Por outro lado, no escoamento turbulento devemos recorrer a resultados experimentais, entre outros métodos, para calculá-la. A experiência mostra que, no escoamento turbulento completamente desenvolvido, a queda de pressão,  $\Delta p$ , causada por atrito em um tubo horizontal de área constante, depende do diâmetro,  $D$ , do comprimento,  $L$ , e da rugosidade do tubo,  $\epsilon$ , e da velocidade média do escoamento,  $\bar{V}$ , da massa específica,  $\rho$ , e a viscosidade do fluido,  $\mu$ . Portanto, após análise dimensional tem-se:

$$h_L = f \frac{L}{D} \frac{\bar{V}^2}{2} \quad (32)$$

O fator  $f$  é o chamado de fator de atrito e é determinado experimentalmente, sendo seus valores publicados no conhecido Diagrama de Moody.

Analisando as equações acima, observa-se que a perda de energia real  $h_L$  é proporcional à  $f$  e a  $\bar{V}^2$ . Portanto, para um escoamento laminar  $h_L \propto \bar{V}$ . Já na região de transição, existe um súbito crescimento de  $h_L$ , para a zona inteiramente rugosa  $h_L \propto \bar{V}^2$  e, para o resto da região turbulenta,  $h_L$  aumenta a uma taxa algo entre  $\bar{V}$  e  $\bar{V}^2$ . Com isto pode-se concluir que a perda de carga sempre aumenta com a vazão mássica, e mais rapidamente quando o escoamento é turbulento.

### 3.7.1.2 Perdas Menores

Segundo *Fox et al* (2006), o escoamento em uma tubulação pode exigir a passagem de um fluido através de uma variedade de acessórios, curvas e mudanças súbitas de área. Com isto, perdas de carga adicionais são encontradas, sobretudo, como resultado da separação do escoamento, no qual a energia é eventualmente dissipada por forte mistura nas zonas separadas. Entretanto, essas perdas são relativamente menores, se o sistema incluir longos trechos retos de tubo de seção constante. Dependendo do dispositivo, tais perdas de carga podem ser calculadas através da equação 33:

$$h_{LM} = K \frac{\bar{V}^2}{2} \quad (33)$$

onde o coeficiente de perda,  $K$ , deve ser determinado experimentalmente para cada situação ou pela equação 34:

$$h_L = f \frac{L_e}{D} \frac{\bar{V}^2}{2} \quad (34)$$

onde  $L_e$  é o comprimento equivalente do tubo reto.

### 3.8 Descolamento da Camada Limite na Esfera

Segundo Southard (2006), com o crescimento do número de Reynolds do escoamento, a separação do escoamento eventualmente ocorrerá. Este descolamento decorre da mudança de um escoamento dominado pelas forças viscosas e forças de pressão, para um escoamento dominado por separações do fluxo com forças de pressão bem maiores que as forças viscosas. Isto pode ser evidenciado pelo decaimento do coeficiente de arrasto,  $C_d$ , com o aumento do número de Reynolds até que a curva se torne aproximadamente horizontal para elevados números de Reynolds. Southard (2006) ainda afirma que existem diferentes regimes de escoamento por uma esfera, que são caracterizados e completamente descritos pelo número de Reynolds do regime, que por sua vez dependem do tamanho da esfera, a velocidade de escoamento e o tipo de fluido. Os regimes de escoamento por esferas encontrados podem ser resumidos como na Figura 14. Entretanto, os regimes pertinentes a este trabalho são os de  $1000 \leq Re \leq 200000$  e  $Re > 200000$ , chamados aqui de regimes 1 e 2, respectivamente. Segundo Southard (2006), no regime 1 o fluxo se separa à um ângulo de  $80^\circ$ , a partir da ponto de estagnação na parte da frente da esfera, Figura 15, apresentando uma esteira completamente turbulenta. Neste regime, a força de arrasto é causada principalmente pela distribuição de pressão na superfície da esfera e, em menor efeito, pelas tensões viscosas. A distribuição de pressão, conforme Figura 16, não varia muito com o número de Reynolds neste faixa e consequentemente o coeficiente de arrasto permanece aproximadamente igual a 0,5.

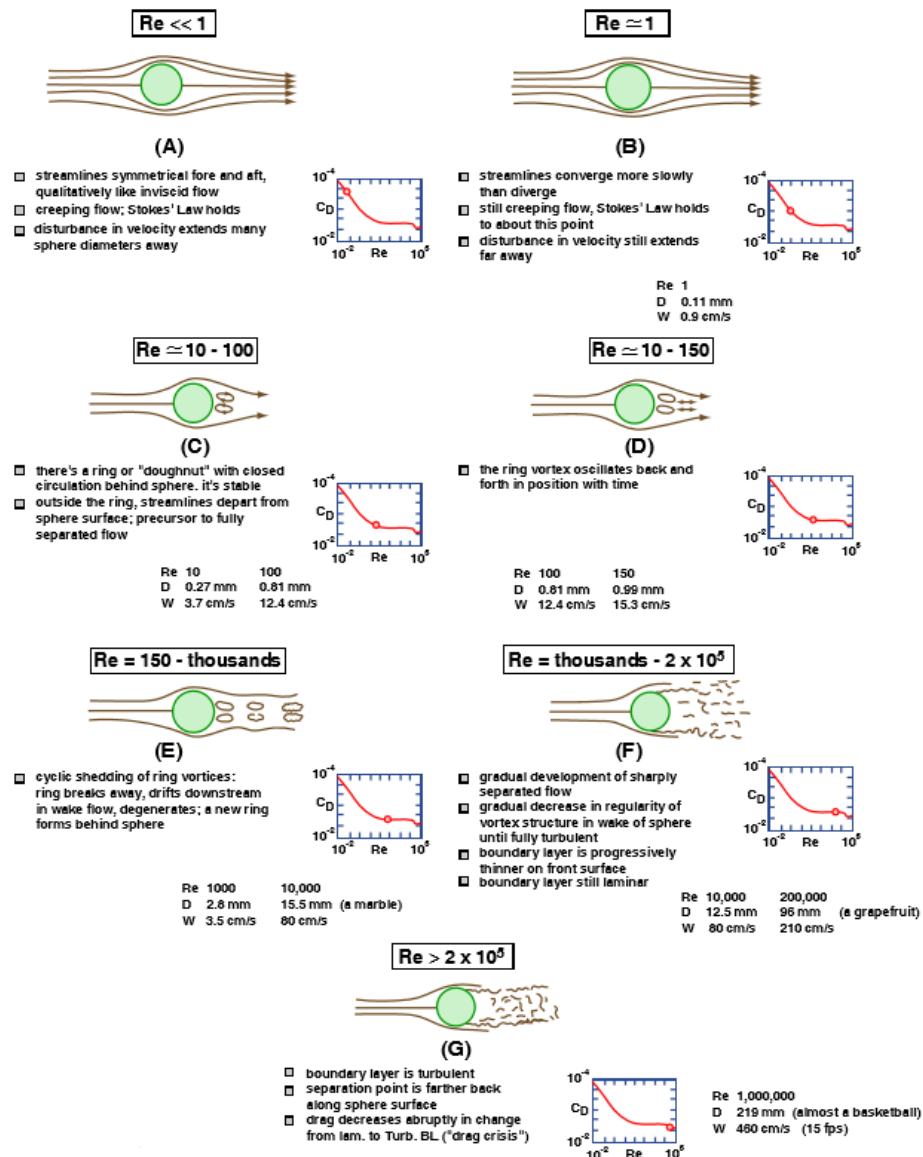


Figura 14: Esquema dos padrões de escoamento ao redor de esferas para diferentes valores de Reynolds. (SOUTHARD, 2006)

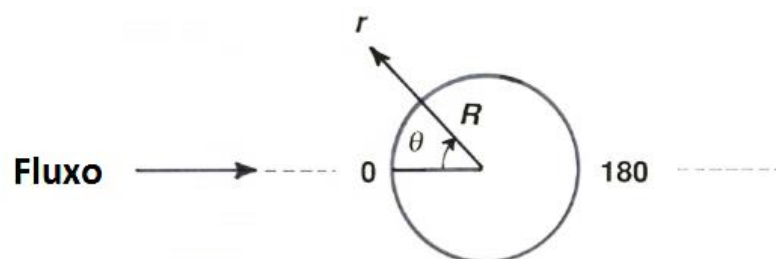
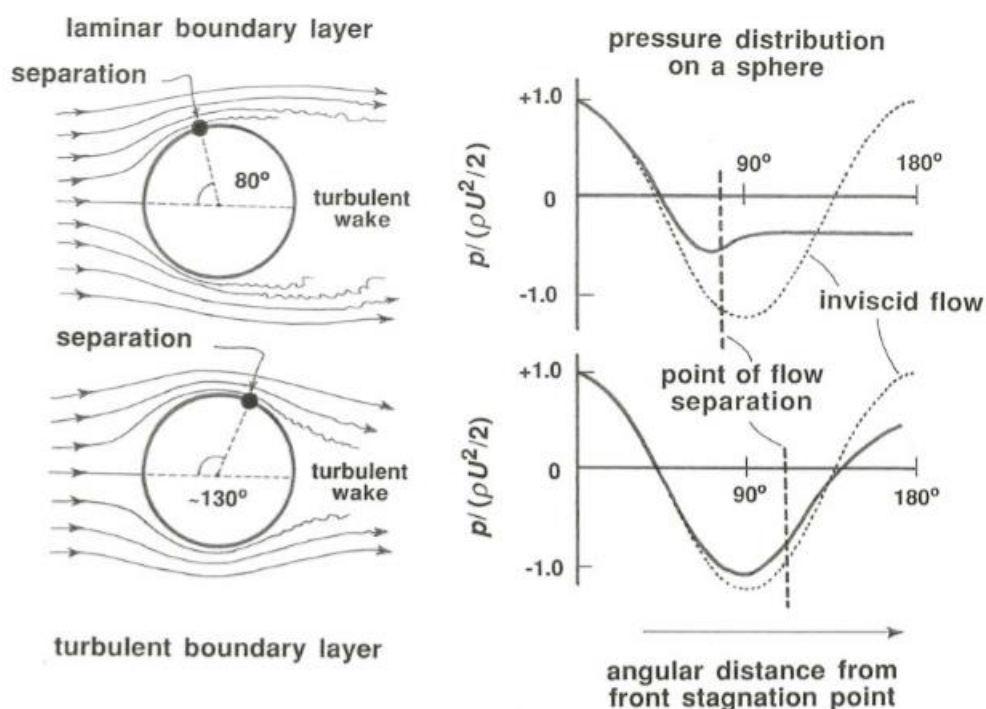


Figura 15: Sistema de coordenadas para caracterização do ângulo de descolamento da camada limite. (SOUTHARD, 2006)

Para o segundo regime, tem-se a separação da camada limite turbulenta em uma posição entre 120 e 130° a partir do ponto de estagnação. Neste regime, a esteira é mais contraída quando comparada à uma separação laminar e consquentemente a baixa pressão exercida na superfície da esfera dentro da região de separação da camada limite age em uma área menor. O resultado é um grande decaimento com coeficiente de arrasto  $C_d$  para um mínimo de 0,1, o que é comumente chamado de crise do arrasto.



**Figura 16: Regimes de escoamento e distribuição de pressão ao entorno da esfera à altos números de Reynolds: (a) resultado experimental do descolamento laminar e (b) resultado experimental de descolamento turbulento. (SOUTHARD, 2006)**

### 3.9 Outras Modelagens

#### 3.9.1 Modelo de Advecção Upwind

Para a discretização dos termos convectivos, foi escolhido o esquema Upwind, que é default do FLUENT. Este método previne o desenvolvimento de oscilações ao custo da diminuição da acurácia da solução. Brevemente, ele analisa a direção do escoamento no domínio e, de acordo com a sua direção, altera a forma das equações de diferenças finitas empregadas.

### 3.9.2 Desenvolvimento dos Campos de Escoamento: SIMPLE

O método semiempírico para as equações dependentes da pressão (SIMPLE) é o procedimento para o desenvolvimento dos campos de escoamento. A sequência empregada pelo algoritmo é:

1. Supor um campo de pressões  $p^*$ .
2. Resolver a equação de Momento para se obter  $u^*$ ,  $v^*$ , e  $w^*$ .
3. Resolver a equação  $p'$ .
4. Calcular  $p$  utilizando:

$$p = p^* + p'$$

5. Calcular  $u$ ,  $v$ , and  $w$  a partir de  $u^*$ ,  $v^*$ , e  $w^*$ :

$$u_e = u_e^* + d_e(p_P' - p_E')$$

$$v_n = v_n^* + d_n(p_P' - p_N')$$

$$w_t = w_t^* + d_t(p_P' - p_T')$$

6. Resolver a equação de discretização para outras propriedades  $\phi$ 's (temperatura, turbulência) se elas influenciarem o campo do escoamento através das propriedades do fluido, fontes, etc.
7. Utilizar a pressão corrigida  $p$  como a nova condição inicial  $p^*$ , retornar ao passo 2 e repetir todo o processo até que uma solução considerada convergida seja obtida.

#### 4 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Devido ao fato de que curva de perda de carga *versus* vazão prover dados do desempenho do produto, não se encontrou na literatura estudos completamente comparáveis, como dados de uma bomba de mesmas cotas, pois tais dados de desenvolvimento de produto fazem parte do valor tecnológico de uma empresa.

Apesar disso, podem ser encontrados na literatura estudos desenvolvidos que são parcialmente semelhantes. Cutler e Mansure (1999), por exemplo, investigaram e desenvolveram, auxiliados por testes empíricos em bombas alternativas terrestres para poços de petróleo, um modelo matemático com o intuito de prever as pressões em um componente ou em toda a bomba. Seus resultados incluem ainda a investigação dos efeitos de diferentes fatores na perda de carga, tais como alteração da geometria de gaiola, presença ou não de esfera, viscosidade e rugosidade. Entretanto, seus estudos contemplam bombas dimensionalmente diferentes do modelo aqui estudado e, portanto, apenas características qualitativas tais como os aspectos da curva de perda de carga *versus* vazão podem aqui ser comparados. Segundo eles ainda, muitos dos problemas persistentes no bombeamento por meio de bombas alternativas terrestres como carga parcial da bomba, interferência de gases, carga de compressão na coluna de hastes, entre outros, são fortemente influenciados pelas características hidráulicas da bomba, ressaltando a importância do entendimento das características de seu escoamento.

SHANPO *et al* (2004), também investigou o escoamento em bombas e, com o auxílio do programa *Ansys*, a caracterização do escoamento através do método dos elementos finitos foi utilizada como forma de ajuda no processo de seleção de bombas para poços. Seus resultados incluem ainda a queda de pressão devido à passagem de petróleo com viscosidade de 42 cP e densidade de  $0,9 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$  pela bomba. Outros resultados importantes encontrados destacam que a relação entre a velocidade do escoamento na entrada da bomba e a maior velocidade global no escoamento é linear, o que não acontece com a pressão. Além do mais, SHANPO *et al* (2004) afirmam que uma bomba de maior diâmetro possui menor pressão do que uma bomba de menor diâmetro. Finalmente, a aplicação do Método dos Elementos Finitos para a simulação de um problema fluidodinâmico se mostrou confiável, fornecendo resultados similares aos encontrados através da técnica dos volumes finitos além do fato de ter apresentado menor custo computacional. Entretanto, mais uma vez a bomba estudada difere dimensionalmente do modelo proposto neste

trabalho.

Nico Filho (2014), também realizou trabalhos em bombas alternativas terrestres. Suas investigações procuram entender a movimentação da esfera da válvula de pé e sua influência no interior da bomba. Ele destaca ainda que um dos maiores problemas deste tipo de bomba ocorre na válvula de pé quando a mesma opera com óleos viscosos. Segundo ele, devido à dificuldade de escoamento imposta pela alta viscosidade, o diâmetro de admissão da bomba muitas vezes é maximizado visando uma diminuição das perdas de carga e favorecendo o completo enchimento da camisa da bomba, o que causa um necessário superdimensionamento da bomba e dos componentes de subsuperfície. Se combinados altas viscosidades e velocidades de bombeio, pode ser identificado o fenômeno pancada de fluido, ocasionado pelo preenchimento incompleto da bomba, muitas vezes causado pelo superdimensionamento da bomba. Como resultado, Nico Filho (2014) comprovou a importância da previsão do fenômeno da pancada de fluido pois, em alguns casos, uma ligeira alteração da quantidade de ciclos por minuto (cpm) (5 para 7 cpm) para um mesmo curso de bombeio, já pode provocar o fenômeno, indicando que uma nova configuração de curso e quantidade de ciclos por minuto deve ser empregada. Outro destacável resultado encontrado por ele mostrou que o dimensionamento da bomba empregada para bombear fluidos viscosos deve levar em consideração principalmente a velocidade de bombeio, que está intimamente ligada à combinação de curso com a quantidade de ciclos por minuto, de maneira integrada. Por fim, todo o estudo e variação de parâmetros tais como ciclos por minuto e velocidade de bombeamento levaram ao desenvolvimento e a proposta de um novo parâmetro,  $\delta_{fill}$ , que mede a fração volumétrica de óleo na bomba e compara o volume numérico com o real, indicando se o projeto de bombeio está adequado ou se poderá ocorrer alguma falha prematura na bomba oriunda do fenômeno da pancada de fluido.

Outro assunto pertinente a este estudo é o a separação do escoamento quando do fluxo ao entorno da esfera da válvula de pé. Este fenômeno, chamado também de descolamento da camada limite, vem sendo estudado por diversos autores nas últimas décadas, dentre os quais podemos citar White (1991). Dentre os fatores que causam esta separação do escoamento, a presença do gradiente adverso de pressão representa uma das principais características do fenômeno que, como resultado, provoca uma grande dissipação local de energia.

A formação de turbilhões turbulentos na zona onde ocorre a separação do escoamento pode causar uma grande dissipação de energia no escoamento. (NAJAFI-NEJAD-NASSER, 2011).

No escoamento ao redor de esferas, são definidas algumas faixas de Reynolds, onde o comportamento do escoamento segue o mesmo padrão. Nas duas regiões de interesse para este trabalho,  $1000 \leq Re \leq 200000$  e  $Re > 200000$ , vários autores simularam escoamentos por métodos computacionais, encontrando resultados satisfatórios. Dentre eles, podemos destacar o trabalho de Jones e Clarke (2008), que investigaram o escoamento através de esferas com o auxílio do programa Fluent para diversos regimes de escoamento, dentre eles os de Reynolds  $Re = 10^4$  e  $Re = 10^6$ , particularmente de interesse neste trabalho. Eles encontraram que para escoamentos turbulentos com  $10^4$  Reynolds, o ângulo de descolamento é de aproximadamente  $88^\circ \pm 1^\circ$  e que escoamentos  $10^6$  Reynolds apresentam um descolamento da camada limite com aproximadamente  $121,0^\circ \pm 2^\circ$ . Outro fato importante de se mencionar é que seus resultados concordam com experimentos previamente disponíveis na literatura, tais como os de Constantinescu e Squires (2000), JINDAL, LONG, *et al.* (2004) e Kim (2004).

## 5 PROBLEMA ESTUDADO E METODOLOGIA DE SOLUÇÃO

### 5.1 Especificações do Problema

No processo de desenvolvimento de produto de uma bomba alternativa terrestre para poço de petróleo, vários requisitos precisam ser atendidos por parte do fabricante para que o produto seja homologado pela Petrobras. Dentre os requisitos para a homologação da bomba estão as normas *API-11AX* e *Petrobras N-2323 Rev.*, dentre outras auxiliares.

O primeiro requisito, norma *API-11AX* (AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE (API), 2015), fornece valiosas informações sobre a bomba no que tange o dimensional da bomba, qualidade de acabamento superficial, materiais e durezas, entre outros, que devem ser cumpridos. Quando todos estes aspectos são cobertos, o fabricante recebe a certificação API e pode vender seu produto com o selo API, o que é requisitado pela Petrobras.

O segundo e o mais importante requisito em consideração a este trabalho é a norma técnica da Petrobras *N-2323 – Produção de Petróleo – Bomba de Fundo para Bombeio Mecânico*. Esta norma formulada por Grupos de Trabalho da Petrobras visa fixar e suplementar a norma *API-11AX*, de modo que os fabricantes de bombas alternativas terrestres possam se guiar quanto às exigências internas da Petrobras que serão verificadas no processo de aquisição dos produtos. No item 6.22 da Revisão E de 08/2010 da norma *N-2323*, Materiais, estão especificados os seguintes itens:

“6.2.2 Quanto às válvulas das bombas de fundo:

- a) os valores de dureza dos materiais das sedes;
- b) os valores de dureza dos materiais das esferas;

**c) curva de perda de carga *versus* vazão para cada modelo de válvula, utilizando o fluido água doce, na temperatura entre 20°C e 30°C.”** (PETROBRAS S/A, 2010)

Este trabalho visa o cumprimento, ainda que de maneira numérica, do item 6.2.2 c da norma *N-2323 Rev.*

Diante da norma *N-2323 Rev.* busca-se, portanto o modelamento numérico da válvula de pé e o seu levantamento da curva de perda de carga *versus* vazão utilizando água doce a 20°C. Adicionalmente, procura-se também estudar o

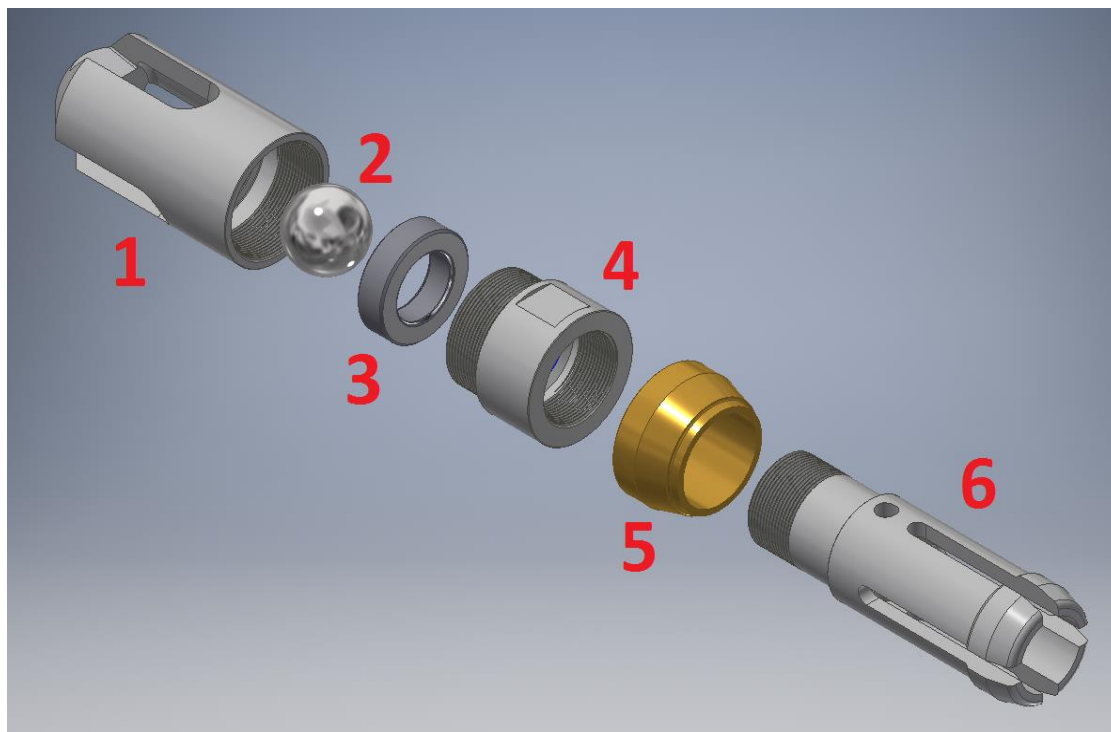
escoamento pela válvula, identificando regiões críticas à perda de carga. Os da água e suas principais propriedades estão listados na Tabela 2.

| Parâmetro                             | Medida   |
|---------------------------------------|----------|
| Densidade, $\text{kg/m}^3$            | 998,2    |
| Viscosidade Dinâmica, $\text{kg/m-s}$ | 0,001003 |
| Temperatura, K                        | 293,16   |

**Tabela 2: Propriedades da água.**

O modelo utilizado para a simulação numérica é o modelo Tecvix 40 325 THM 24 2 2 2, a qual teve sua codificação padronizada comentada na subseção 3.2.3.

O conjunto da válvula de pé original utilizada neste estudo bem como todos os seus respectivos componentes podem ser observados na Figura 17 e Tabela 3, respectivamente.



**Figura 17: Vista explodida do conjunto da válvula de pé.**

| Item | Componente |
|------|------------|
| 1    | Gaiola     |
| 2    | Esfera     |
| 3    | Sede       |
| 4    | Adaptador  |
| 5    | Selo       |
| 6    | Garra      |

**Tabela 3: Descrição dos componentes do conjunto da válvula de pé.**

Dentre os principais componentes do conjunto da válvula de pé, destaca-se a esfera, que possui função de selagem junto à sede. Geralmente fabricada pelo processo de metalurgia do pó e utilizando carbeto de tungstênio como matéria-prima, suas principais características no que tange o escopo deste trabalho são:

| Parâmetro                        | Valor                     |
|----------------------------------|---------------------------|
| Densidade, $\rho_w$              | 14349,8 kg/m <sup>3</sup> |
| Diâmetro Esfera, $\varnothing_e$ | 50,8 mm                   |

**Tabela 4: Características da esfera.**

Por fim, o conjunto geral e a geometria interna da válvula de pé da bomba Tecvix 40 325 THM 24 2 2 2 pode ser observada na Figura 18, que contém um desenho tridimensional de projeto e o seu correspondente modelo real produzido pela Tecvix.



**Figura 18: Desenho tridimensional de projeto (superior) e protótipo (inferior).**

## **5.2 Geometria da Válvula de Pé**

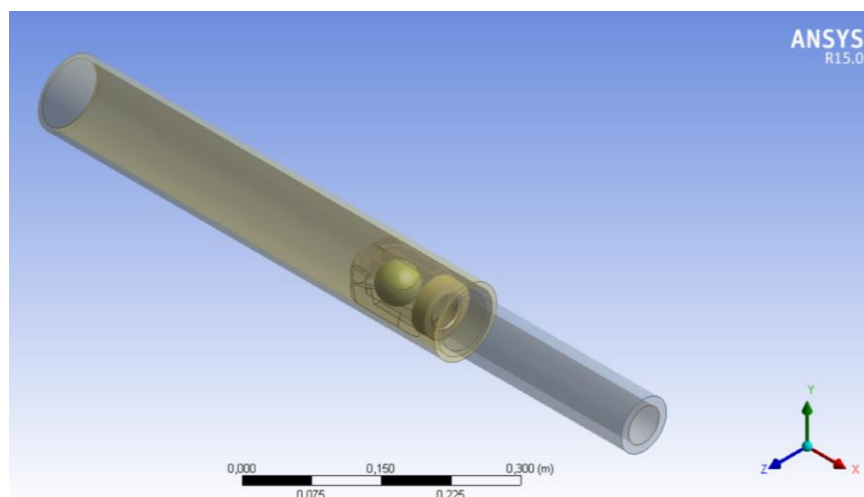
A geometria original da válvula de pé, Figura 18, foi modificada de modo que facilite a geração de malha, tendo em vista a complexa geometria interna da mesma. É importante ressaltar que a esta modificação visou apenas melhorar a geometria interna, de modo que a mesma não altera de maneira significativa as características do escoamento, como o campo de velocidades e pressão. Com tais modificações, as principais dimensões dos componentes da válvula de pé utilizados encontram-se na Tabela 5.

| <b>Componente (-)</b>                  | <b>Valor</b> |
|----------------------------------------|--------------|
| Diâmetro interno entrada, mm           | 46,520       |
| Diâmetro externo entrada, mm           | 68,792       |
| Comprimento nipple de assentamento, mm | 300,000      |
| Diâmetro interno saída, mm             | 82,550       |
| Diâmetro externo saída, mm             | 95,120       |
| Comprimento tubo camisa                | 93,385       |
| Diâmetro interno gaiola, mm            | 56,800       |
| Diâmetro externo gaiola, mm            | 82,550       |
| Comprimento gaiola, mm                 | 152,400      |
| Diâmetro esfera, mm                    | 50,800       |
| Diâmetro interno sede, mm              | 41,402       |
| Diâmetro externo sede, mm              | 68,792       |
| Chanfro sede 1, mm                     | 2,559 x 38°  |
| Chanfro sede 2, mm                     | 1,400 x 55°  |
| Número de rasgos, -                    | 3            |
| Largura dos rasgos, mm                 | 31,750       |
| Raio, base dos rasgos, mm              | 15,875       |

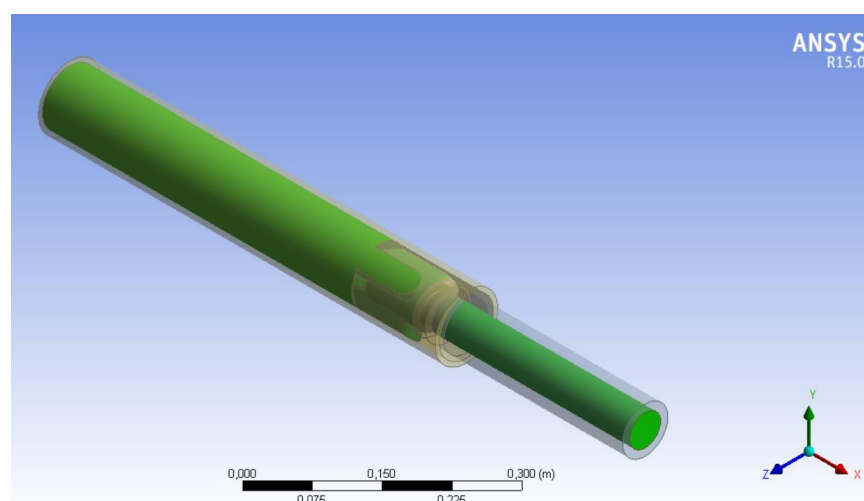
**Tabela 5: Principais componentes da válvula de pé e suas dimensões.**

### **5.3 Adequação da Geometria para Modelagem Numérica**

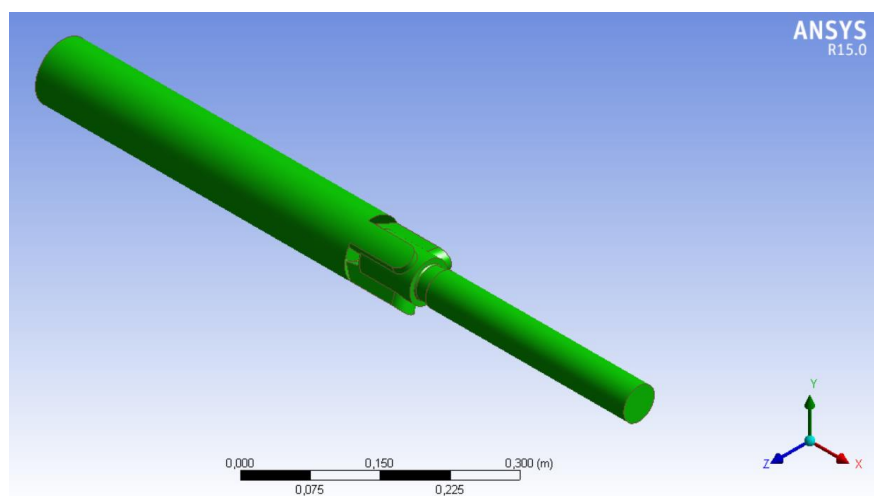
Considerando-se o modelo tridimensional CAD, utilizou-se o modelo para se extrair o volume de controle para simulação. As imagens a seguir demonstram a sequência empregada, que passou pela importação de arquivo CAD, (a), obtenção do negativo da geometria da válvula de pé por onde o fluido irá passar, (b), e supressão dos corpos desnecessários à modelagem, (c).



**Figura 19: (a) importação de arquivo CAD.**

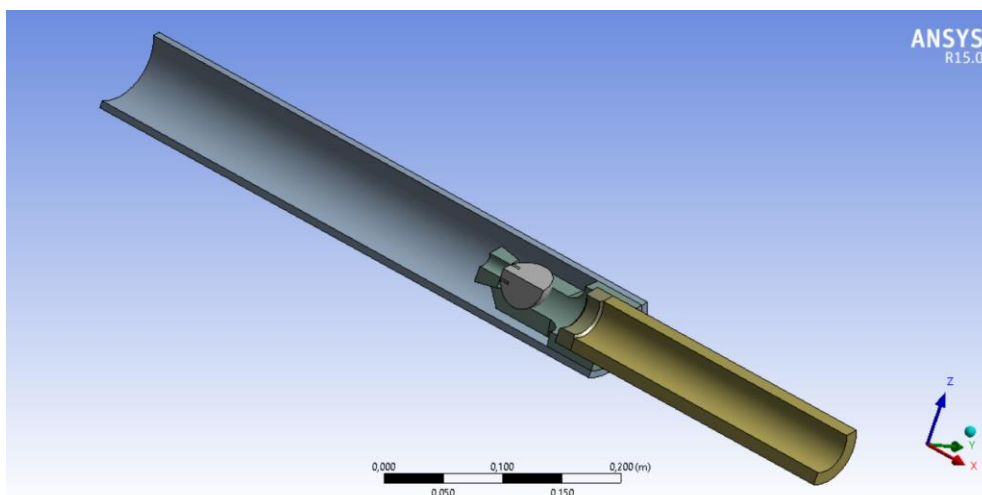


**Figura 20: (b) obtenção do negativo da geometria.**



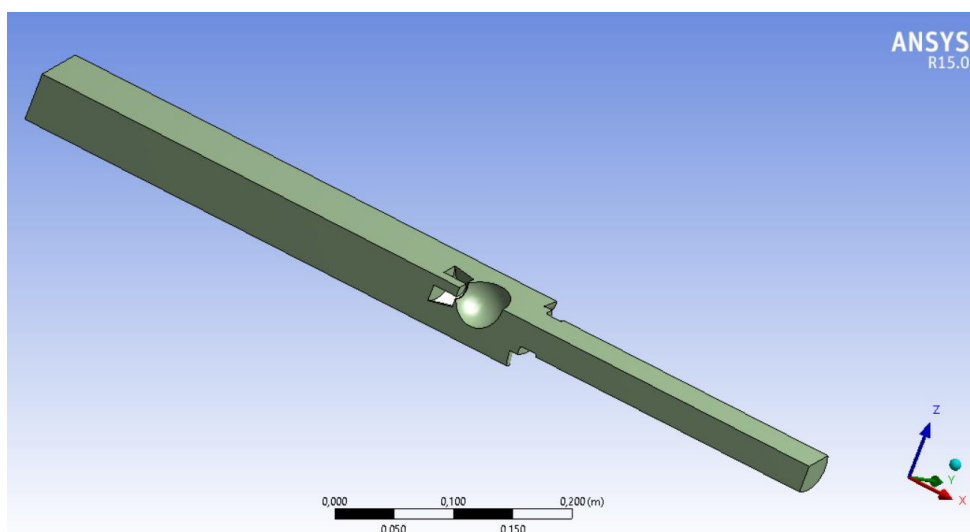
**Figura 21: (c) supressão dos corpos desnecessários à modelagem.**

Após utilizar-se a função “criar superfícies” para “fechar” as entradas da bomba e a função “preencher” para se extrair o volume interno ou negativo, que representa o volume de controle no qual as equações de conservação serão numericamente resolvidas, constatou-se a presença três rasgos separados de  $120^\circ$ , Figura 22. Observada tal simetria, fez-se uso desta característica e empregou-se apenas um terço da geometria durante a modelagem numérica a fim de reduzir o custo computacional.



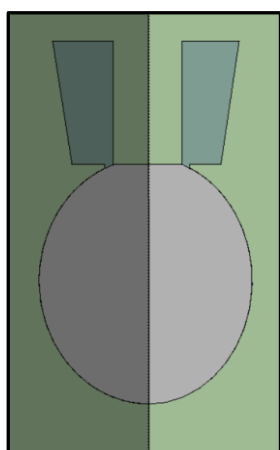
**Figura 22: Bomba após simplificação por simetria de  $120^\circ$ .**

A geometria apropriadamente modificada para a modelagem está apresentada na Figura 23.

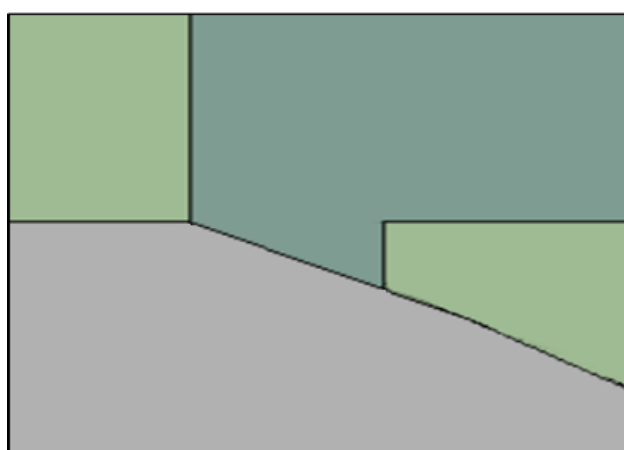


**Figura 23: Negativo final da geometria utilizado na modelagem numérica.**

Outro ponto importante a se ressaltar é que, devido ao contato entre a esfera e a porção superior da gaiola ser apenas pontual, uma modificação da geometria foi necessária de modo que seja possível a geração de malha naquela região. As Figuras 24 e 25 mostram detalhadamente o artifício encontrado para superar tal particularidade, que se resume ao uso do comando “extrude” no programa *Autodesk Inventor* de tal maneira que um degrau foi gerado, resolvendo-se o problema da geração de malha sem que o novo domínio influencie no comportamento do escoamento.



**Figura 25: Contato entre sede e gaiola.**



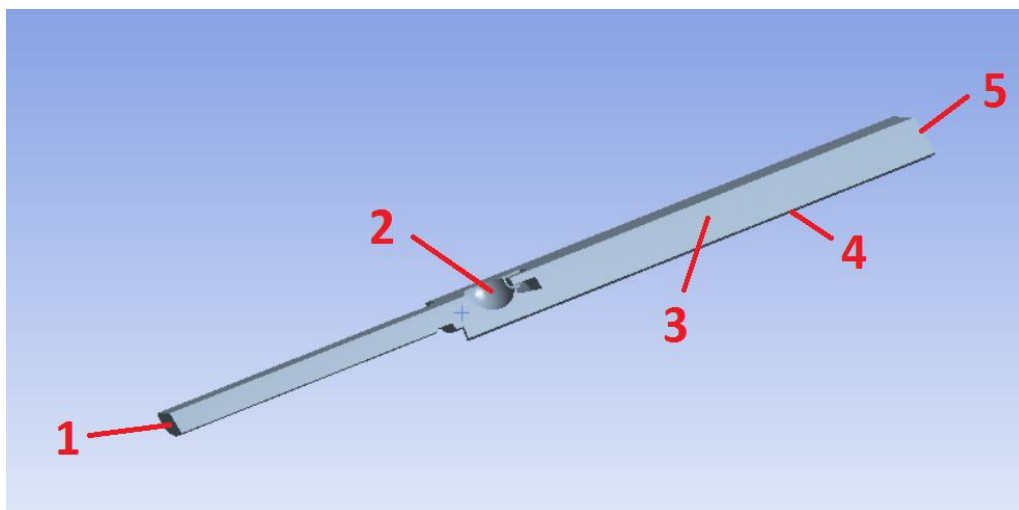
**Figura 24: Detalhe da particularidade utilizada para superar o problema durante a geração de malha.**

#### 5.4 Condições de Contorno

Após determinada a geometria final para modelagem numérica, aplicou-se as condições de contorno julgadas realistas ao problema. A Tabela 6 e a Figura 26 resumem todas as condições consideradas.

| Condições de contorno |                                       |
|-----------------------|---------------------------------------|
| Entrada do fluido (1) | Velocidade normal de perfil constante |
| Parede esfera (2)     | Sem deslizamento                      |
| Plano (3)             | Plano de Simetria de 120°             |
| Parede (4)            | Sem deslizamento                      |
| Saída do fluido (5)   | Pressão Prescrita, 0 Pa               |

**Tabela 6: Condições de contorno empregadas.**



**Figura 26: Condições de contorno.**

Além do mais, para a turbulência foram consideradas as seguintes condições, Tabela 7 e 8, que representam o valor *default* do software FLUENT utilizado.

| Condições de contorno para turbulência na entrada |    |
|---------------------------------------------------|----|
| Turbulence Intensity                              | 5% |
| Turbulence Viscosity Ratio                        | 10 |

**Tabela 7: Condições de contorno para turbulência na entrada.**

| Condições de contorno para turbulência na saída |    |
|-------------------------------------------------|----|
| Backflow Turbulence Intensity                   | 5% |
| Backflow Turbulence Viscosity Ratio             | 10 |

**Tabela 8: Condições de contorno para turbulência na saída.**

### 5.5 Abordagem Numérica

Com o emprego do software comercial *Ansys Fluent 15.0*, a modelagem numérica obedeceu as seguintes etapas:

- i. Método numérico para resolução do problema baseado na pressão, regime de escoamento transiente;
- ii. Foram utilizados dois modelos de turbulência. A primeira curva foi modelada através do modelo k- $\epsilon$  Realisable com função de parede (Enhanced Wall Treatment) e a segunda curva utilizou os resultados da primeira modelagem (k- $\epsilon$ ) como condição inicial para o modelo de turbulência k- $\omega$  SST.
- iii. Definição das propriedades do fluido, tais como densidade e viscosidade.
- iv. Definição das condições de contorno, de acordo com a Tabela 6;
- v. Seleção dos métodos de solução: Para o acoplamento velocidade-pressão selecionou-se o algoritmo SIMPLE. Para os esquemas de discretização espacial foram selecionados os algoritmos: Second Order para a pressão, Second Order Upwind para a interpolação da quantidade de movimento, First Order Upwind para a energia cinética turbulenta e sua dissipação, e o método Least Squares Cell-Based Gradient Evaluation para o cálculo dos gradientes.
- vi. Critérios de convergência para os resíduos da simulação foi 0,001 para todas as modelagens executadas;

Os valores utilizados nos fatores de sub-relaxação foram os valores padrões do solver, apresentados na Tabela 9.

| Fatores de Sub-relaxação (default) |     |
|------------------------------------|-----|
| Pressão                            | 0,3 |
| Densidade                          | 1   |
| Forças de Corpo                    | 1   |
| Momentum                           | 0,7 |
| Energia Cinética Turbulenta        | 0,8 |
| Taxa de Dissipação Turbulenta      | 0,8 |
| Viscosidade Turbulenta             | 1   |

**Tabela 9: Fatores de sub-relaxação empregados (default).**

Para posterior avaliação dos resultados foram usados diversos Softwares. Dentre os principais destacam-se o CFD-Post e o MS Excel para plotagem, confecção e avaliação das curvas de perda de carga.

### 5.6 Cálculo da Força Atuante na Esfera

Como o volume de controle utilizado na simulação é fixo e a posição da esfera representa a bomba em sua máxima abertura à vazão possível, fez-se necessário determinar a vazão mínima para a qual a força de arrasto provocada pelo fluxo é igual à força peso da esfera, como representado na Figura 27.

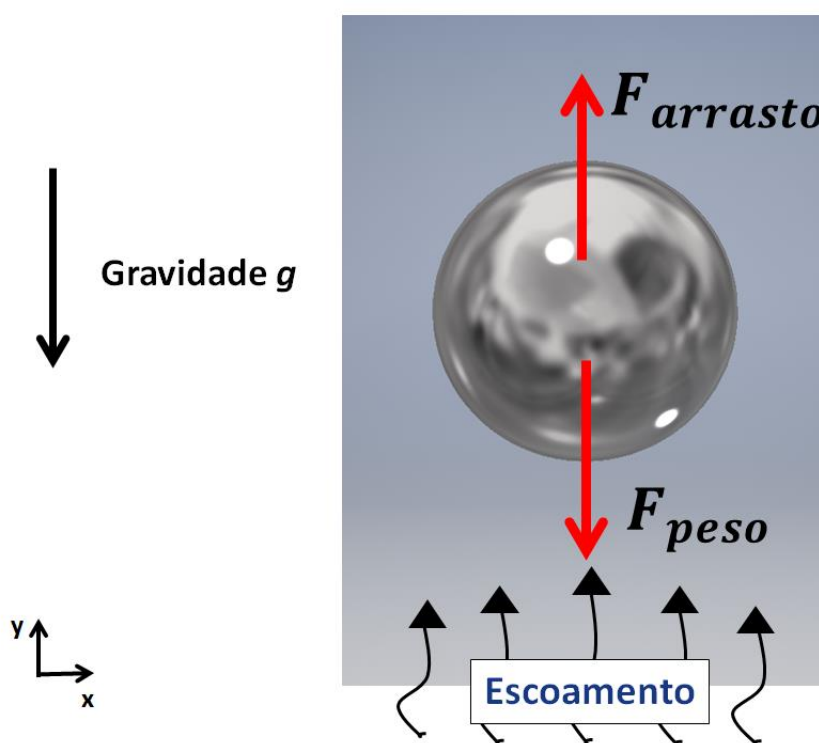


Figura 27: Esquema do equilíbrio de forças na esfera.

Levando em conta, portanto as características da esfera citadas na seção 5.1 e as considerações supracitadas, a força que deve ser exercida pelo escoamento na esfera a fim de igualar a força peso da esfera pode ser calculada por

$$F_p = m * g \quad (35)$$

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (36)$$

onde  $m$  representa a massa do objeto, em quilogramas,  $g$  a aceleração da gravidade em  $m/s^2$  e  $V$  é o volume da esfera, em  $m^3$ . Substituindo 36 em 35, temos que a força peso necessária para manter a válvula completamente aberta é:

$$F_p = (\rho_w * V_e) * g$$

$$F_p = (14349,8 * 0,000068642) * 9,81$$

$$F_p \cong 9,66 \text{ N}$$

Após obtida a força peso, obtemos que a força necessária desenvolvida pelo escoamento para que ocorra o equilíbrio de forças, desconsiderando as forças de empuxo, é de 9,66 N. Como no modelo foi considerado apenas um terço do volume de controle, temos que a força necessária para levantar a esfera é de **3,22 N**.

Com o auxílio do programa FLUENT e considerando a modelagem de turbulência Realisable EWF k- $\epsilon$ , foram executadas diversas modelagens buscando resultados independentes de malha para o levantamento da curva da força atuante na esfera versus a vazão da bomba. Para a obtenção destes dados foram selecionadas oito diferentes vazões compreendendo o trecho de 0 a 20 m/s. As velocidades,  $V_e$ , e a área,  $A_{V_{Ce}}$ , na entrada do volume de controle e as respectivas vazões encontram-se listadas na Tabela 10.

| Ponto | $A_{V_{Ce}}$ | $V_e$ (m/s) | Vazão ( $m^3/h$ ) |
|-------|--------------|-------------|-------------------|
| 1     | 0,001699     | 2           | 12,24             |
| 2     | 0,001699     | 5           | 30,59             |
| 3     | 0,001699     | 7           | 42,83             |
| 4     | 0,001699     | 10          | 61,19             |
| 5     | 0,001699     | 13          | 79,55             |
| 6     | 0,001699     | 15          | 91,78             |
| 7     | 0,001699     | 17          | 104,02            |
| 8     | 0,001699     | 20          | 122,38            |

**Tabela 10: Relação da área e das condições de contorno utilizadas na entrada da bomba.**

## 5.7 Cálculo da Perda de Carga

A obtenção da curva de perda de carga *versus* vazão foi também obtida por meio de modelagem computacional com o software *Ansys FLUENT*, utilizando as mesmas combinações de condições de contorno previamente apresentadas para o cálculo da força atuante na esfera. Entretanto, para efeito de comparação de resultados, foram utilizados dois algoritmos diferentes na modelagem de turbulência. O primeiro foi o modelo Realisable k- $\epsilon$  com EWF e o segundo o SST k- $\omega$ . Vale lembrar que a principal diferença entre os dois, no que tange o escopo deste trabalho, são as diferentes considerações matemáticas para a camada limite. O primeiro modelo deles, Realisable k- $\epsilon$  com EWF, modela a camada limite enquanto o segundo a calcula, quando provido o refinamento necessário.

Para o cálculo da perda de carga, utilizou-se o módulo CFD-Post do programa supracitado, calculando a média da pressão na área da superfície de entrada do volume de controle através da seguinte expressão:

$$areaAve(Pressure)@Entrada$$

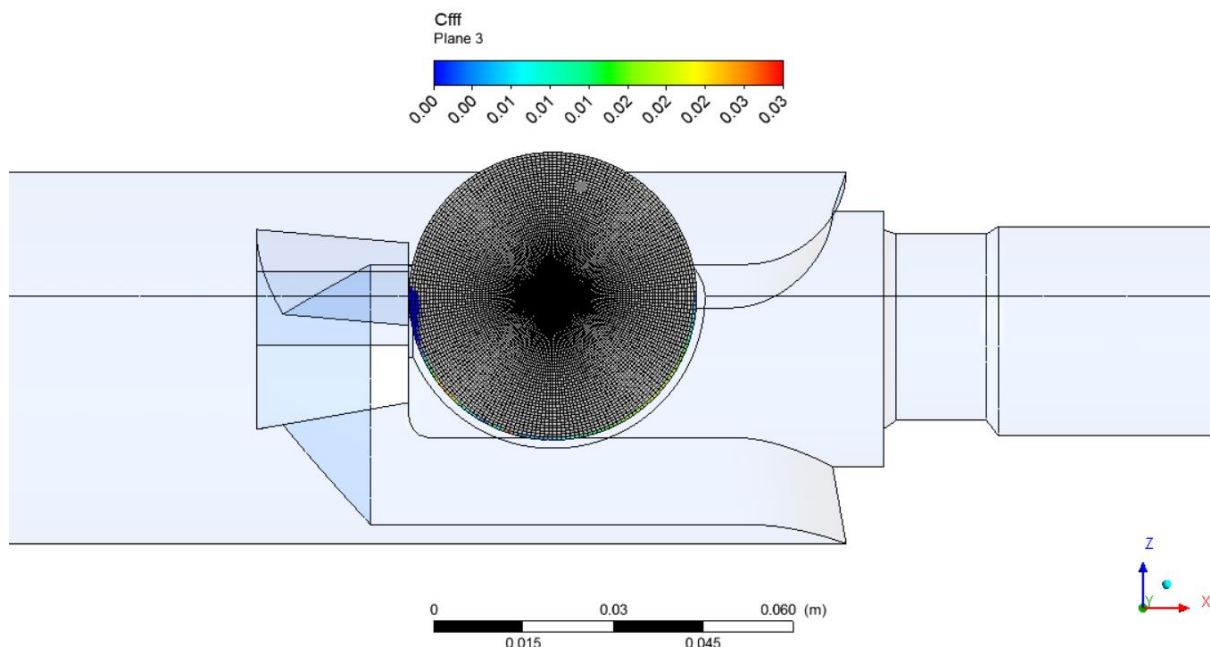
## 5.8 Cálculo do Ângulo de Separação da Camada Limite

Segundo os trabalhos de Jones *et al* (2008), para cada faixa de número de Reynolds, o escoamento por corrente livre por uma esfera apresenta um ângulo de separação de camada limite característico. Vale recordar da seção 3.8 que o ângulo de descolamento é medido a partir do ponto de estagnação à frente da esfera. A Tabela 11 apresenta um resumo das faixas de Reynolds interessantes a este trabalho.

| Faixa de Reynolds            | Tipo de escoamento e Ângulo de Separação |
|------------------------------|------------------------------------------|
| Milhares até $2 \times 10^5$ | Camada Limite Laminar – 80°              |
| $Re > 2 \times 10^5$         | Camada Limite Turbulenta – 120 a 130°    |

**Tabela 11: Resumo de ângulos de descolamento de camada limite para faixas de Reynolds selecionadas.**

Para a determinação do ângulo de separação no CFD- Post utilizou-se a expressão referente ao coeficiente de fricção da parede em um plano circular ao entorno da esfera, como mostrado na Figura 28.



**Figura 28: Plano circular ao entorno da esfera utilizado para avaliar a separação da camada limite.**

Esta expressão pode ser usada para avaliar os locais onde o coeficiente de fricção se torna zero e consequentemente analisar se há ou não separação da camada limite. Pode-se representa-la no CFD-Post por:

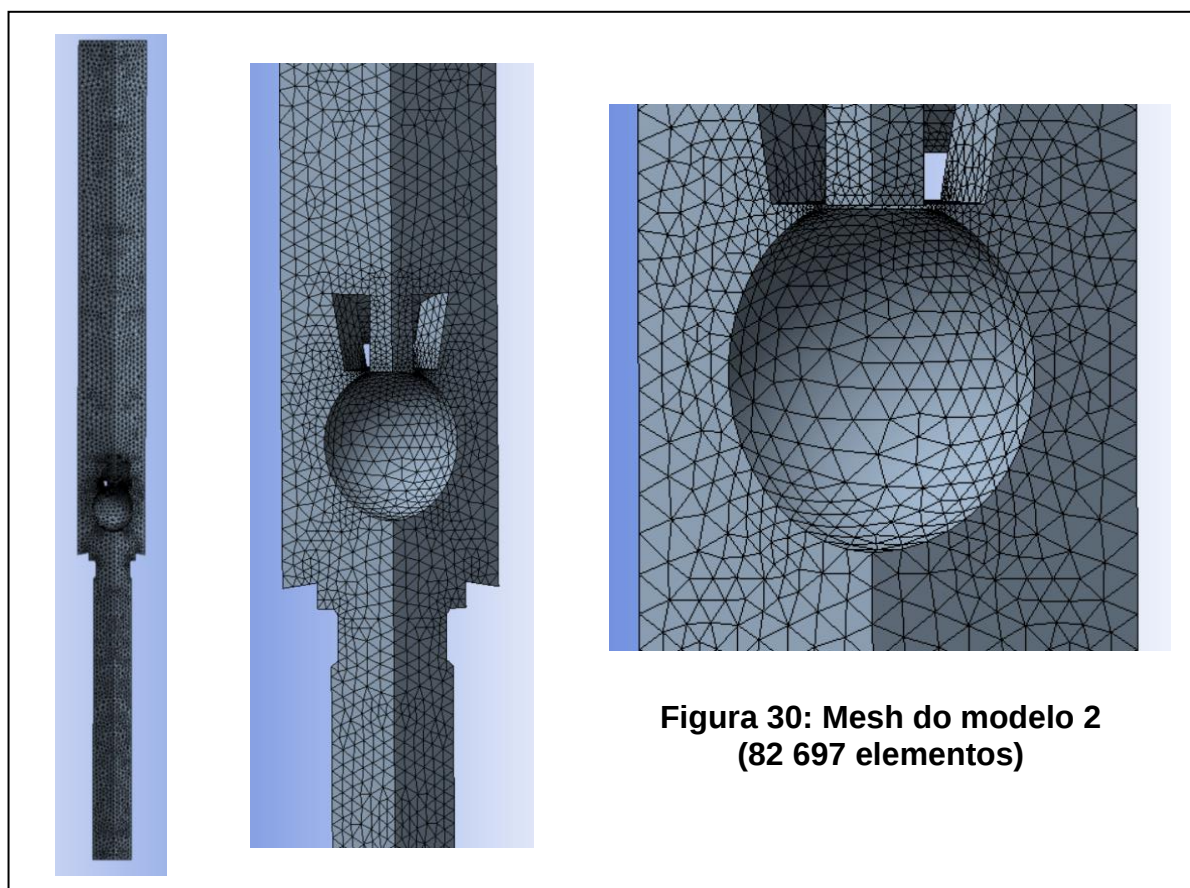
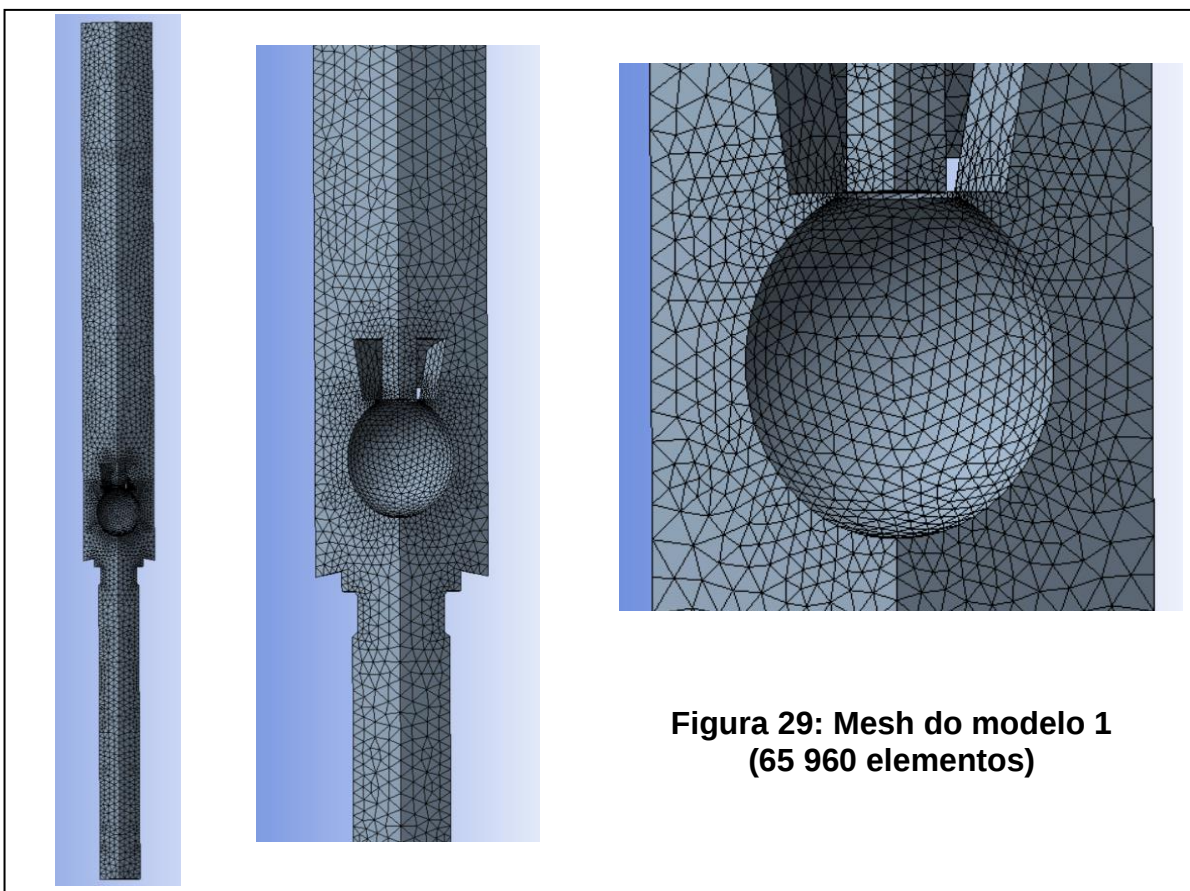
$$(2 * \text{Wall Shear}) / ((\text{areaAve}(\text{Density}) @ \text{inlet}) * ((\text{areaAve}(\text{Velocity}) @ \text{inlet})^2))$$

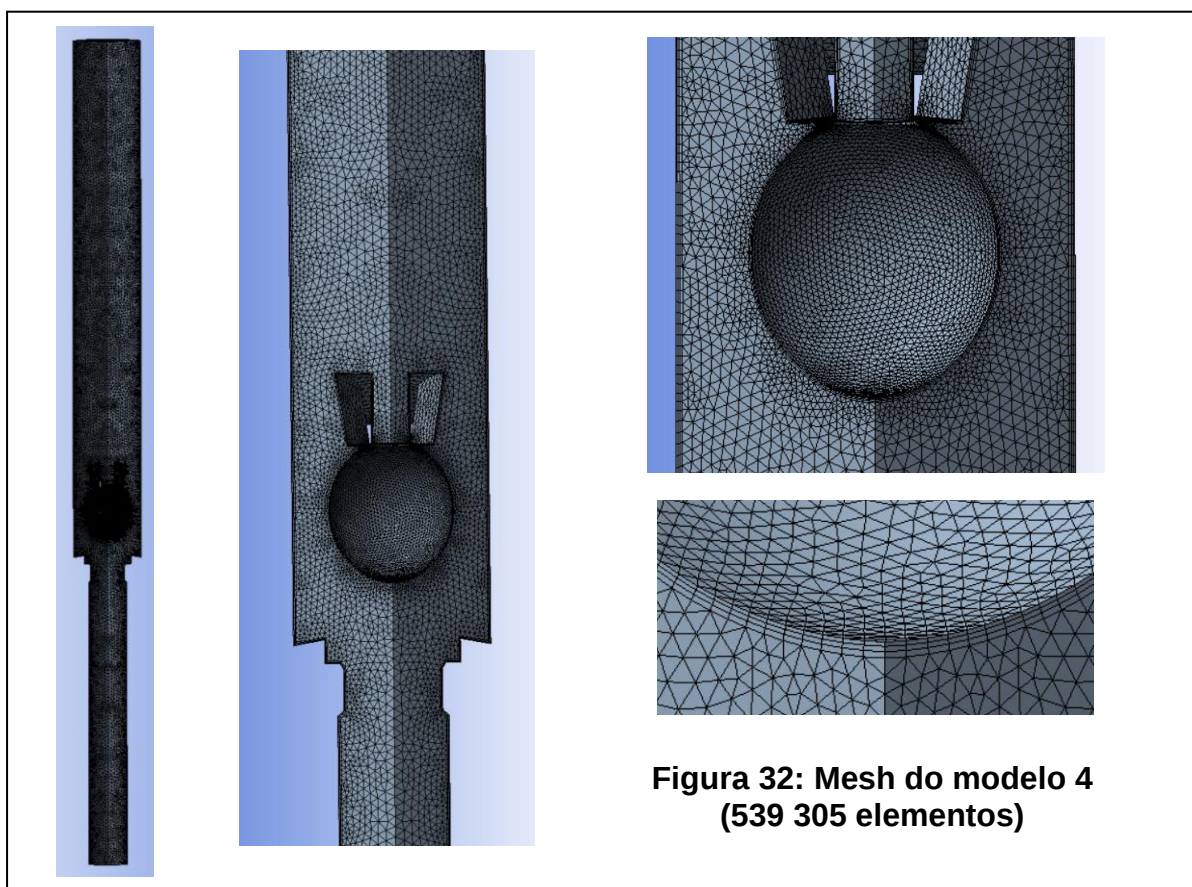
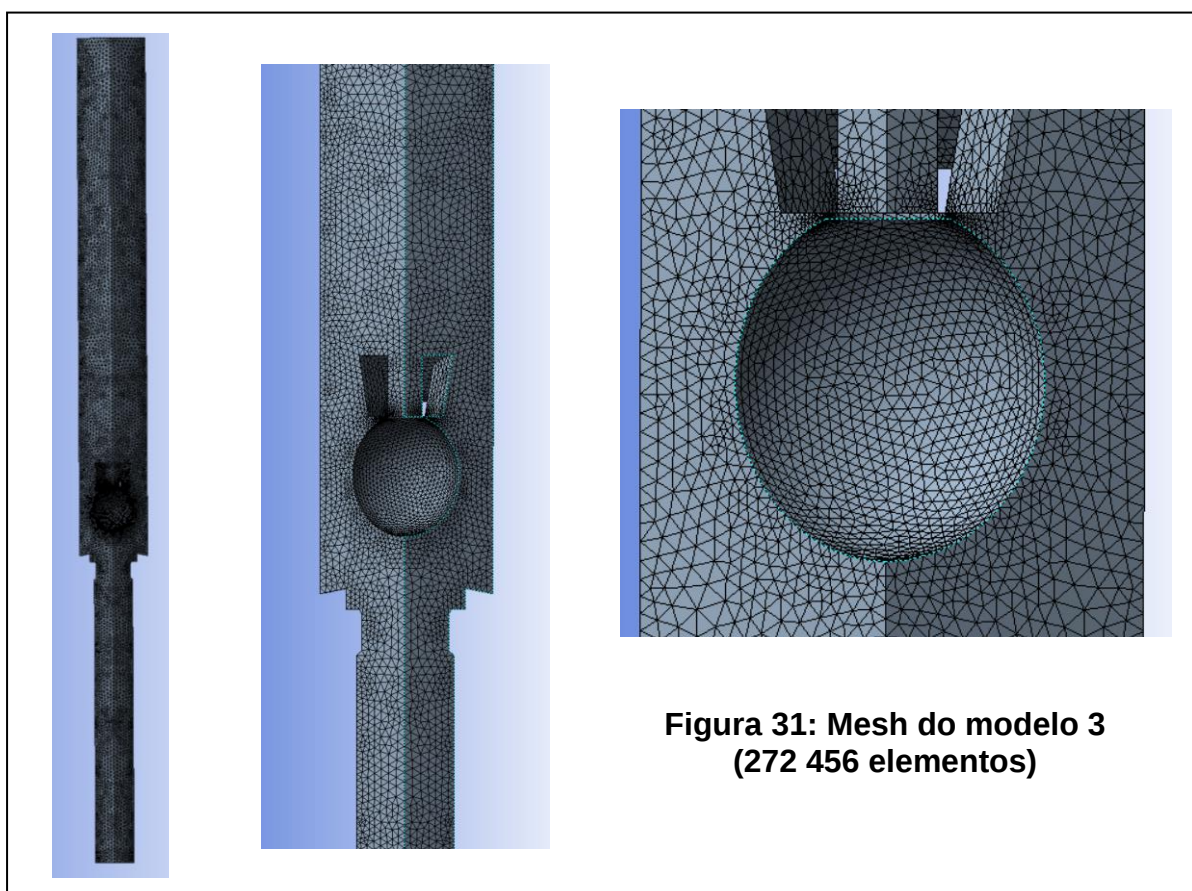
## 6 GERAÇÃO DE MALHA

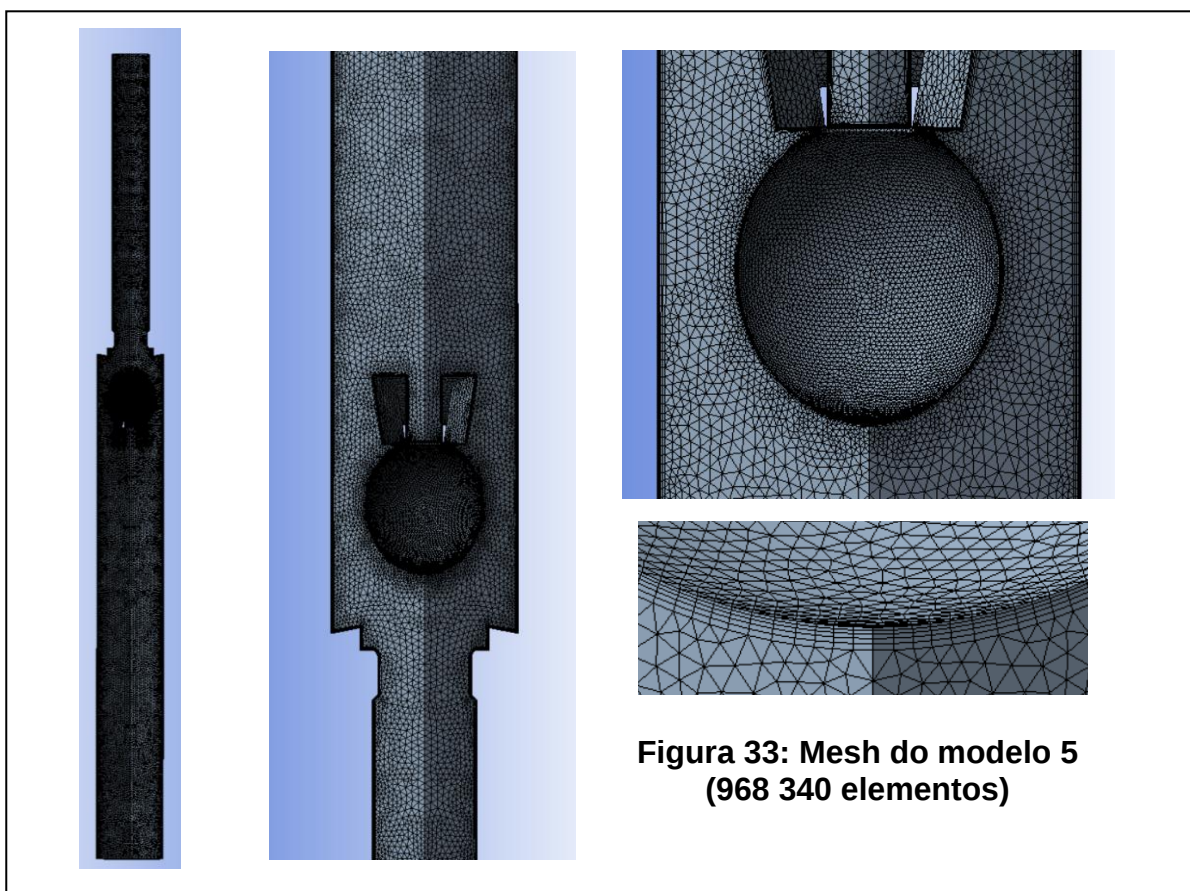
Após definido o volume de controle a ser empregado na modelagem numérica bem como as condições de contorno a ele pertinentes, gerou-se diversas malhas com o intuito de estudar a sua influência nos resultados da perda de carga e se obter um resultado numérico independente da malha. Durante os subsequentes refinamentos da malha, diferentes métodos para refinamento foram empregados, dentre eles podemos citar o método density (sizing), inflation e também o método de esferas de influência. A Tabela 12 e a sequência de figuras trazem um resumo das principais malhas empregadas bem como apresenta os detalhes da malha próxima à gaiola e a esfera e a inflation gerada na esfera.

| Resumo das malhas empregadas |                    |                   |                    |                    |
|------------------------------|--------------------|-------------------|--------------------|--------------------|
| Modelo                       | Elemento<br>Esfera | Elemento<br>Corpo | Elemento<br>Parede | Boundary<br>Layers |
| 1                            | 3,0 mm             | 8,0 mm            | 6,5 mm             | 0                  |
| 2                            | 5,0 mm             | 6,0 mm            | 6,5 mm             | 0                  |
| 3                            | 2,0 mm             | 4,5 mm            | 2,8 mm             | 0                  |
| 4                            | 1,3 mm             | 3,7 mm            | 2,2 mm             | 3                  |
| 5                            | 1,0 mm             | 3,0 mm            | 1,8 mm             | 5                  |
| 6                            | 0,8 mm             | 2,0 mm            | 1,4 mm             | 10                 |
| 5n                           | 1,3 mm             | 4,5 mm            | 4,5 mm             | 20                 |
| 6n                           | 1,2 mm             | 4,3 mm            | 4,0 mm             | 27-32              |

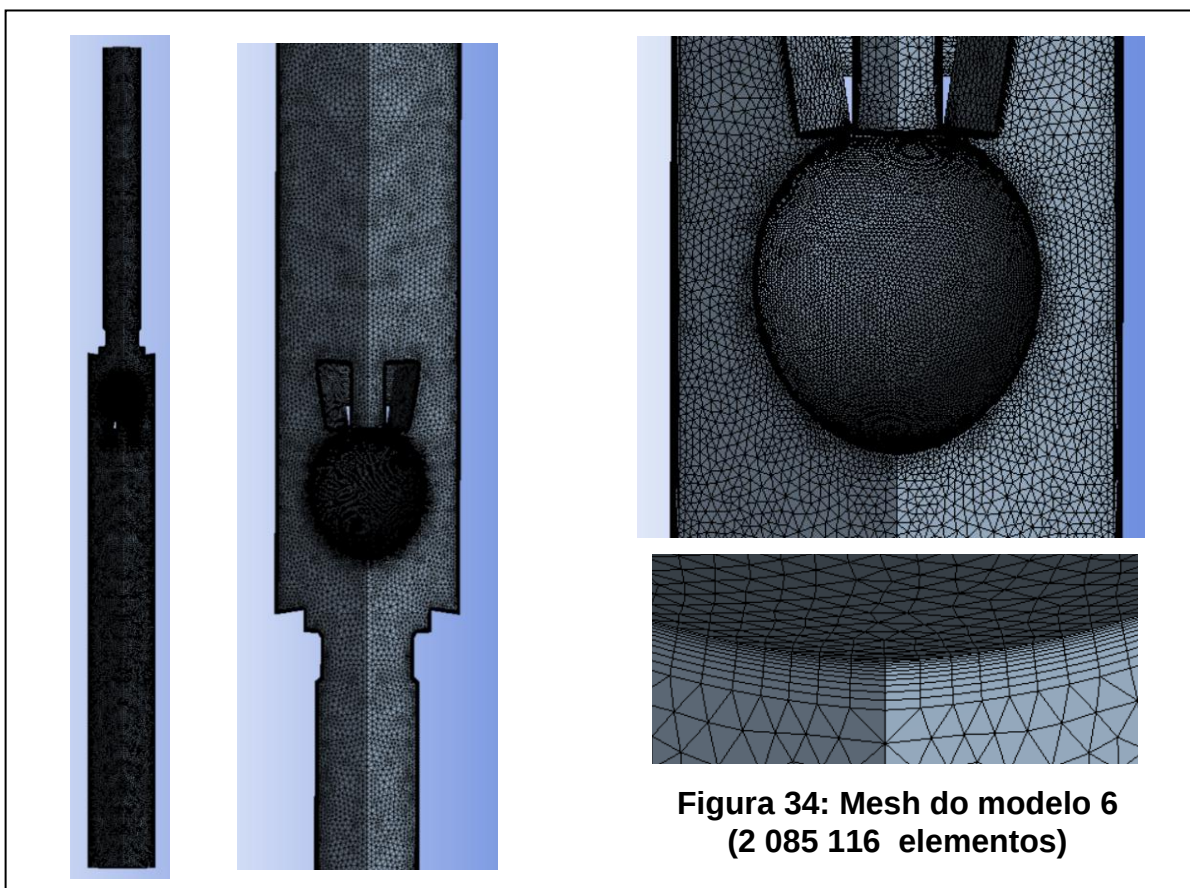
**Tabela 12: Resumo de algumas das malhas empregadas no estudo de convergência de malha.**



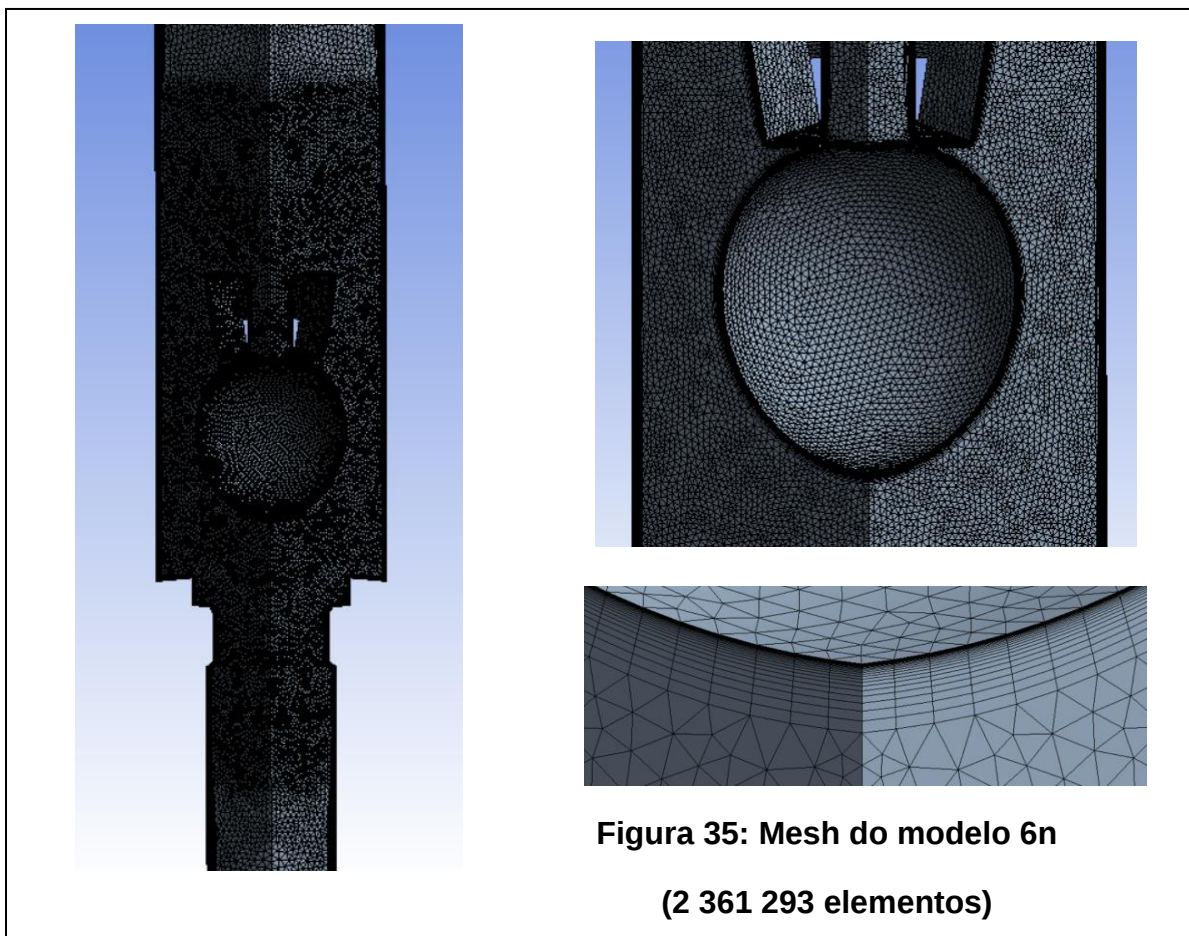




**Figura 33: Mesh do modelo 5  
(968 340 elementos)**



**Figura 34: Mesh do modelo 6  
(2 085 116 elementos)**



Com o intuito de estabelecer um critério de parada para o estudo de convergência de malha, foi realizada uma pesquisa sobre os principais medidores diferenciais de pressão disponíveis no mercado, como o medidor do tipo piezoelétrico apresentado na Figura 36.



**Figura 36: Transmissor de pressão diferencial do tipo piezoelétrico, modelo WTPD-4010. (WÄRME, 2012)**

Através desta pesquisa, foi constatado que medidores deste tipo podem apresentar grande variação de precisão e portanto uma precisão característica de  $\pm 0,50\%$  foi escolhida. A idéia por trás da escolha da precisão de um medidor comercial para o estudo de independência de malha reside no fato de que é difícil garantir uma precisão maior em um método numérico do que em um instrumento que realmente mede a diferença de pressão entre dois pontos. Sendo assim, utilizando este critério, quando do refinamento de uma malha para a sua subsequente ocorrer variação dentro de  $\pm 0,50\%$ , considera-se o resultado como independente da malha empregada.

## 7 RESULTADOS E DISCUSSÕES

A análise principal deste trabalho é levantar a curva de perda de carga versus vazão para a válvula de pé. Entretanto, aproveitou-se a oportunidade e os dados já obtidos da modelagem para se realizar uma análise mais aprofundada do escoamento pela válvula de pé. As seções subsequentes estão divididas por tipo de algoritmo usado. Na seção 7.1 serão apresentados os casos estudados. Já da seção 7.2 em diante, serão apresentados os resultados obtidos por meio da simulação computacional para a modelagem de turbulência Realisable  $k-\epsilon$  com EWF e  $k-\omega$  SST, onde os resultados são, também, discutidos.

### 7.1 Casos Estudados

Com o intuito de obter pontos da curva perda carga *versus* vazão, foram definidas várias vazões e duas modelagens de turbulência, Realisable  $k-\epsilon$  com EWF e  $k-\omega$  SST. Considerando o escoamento de água discutido na seção 5 e com o auxílio do programa *Fluent*, foram realizadas diversas simulações, estudando os aspectos do escoamento de água no interior da válvula de pé.

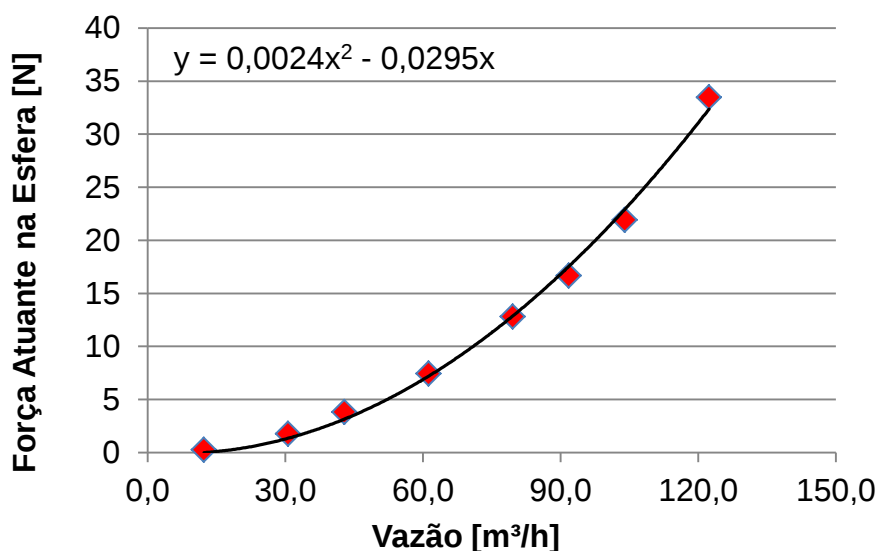
### 7.2 Força Atuante na Esfera

O volume de controle utilizado na modelagem é fixo com a esfera localizada na parte superior da gaiola, caracterizando assim a máxima abertura possível da válvula de pé. Para esta localização da esfera calculou-se a vazão necessária para que esta condição seja satisfeita, ou seja, que o peso da esfera seja igual à força nela exercida pelo fluido.

As bombas alternativas terrestres, como citado anteriormente na seção 3.2.1, utilizam-se de conjuntos sede e esfera nas válvulas para possibilitar o funcionamento do mecanismo alternativo. Dentre as funções destes conjuntos estão o fechamento da válvula de pé quando a bomba (pistão) está em seu ciclo descendente, além de promoção da vedação.

A curva da força atuante *versus* vazão encontrada utilizando-se a abordagem  $k-\epsilon$  Realisable com função de parede pode ser observada no Gráfico 1, onde também um polinômio de segundo grau representando a curva de tendência foi plotado. Por outro lado, o fator de correlação ou coeficiente de Pearson encontrado

foi de 0,96, indicando assim uma relação linear muito forte entre a vazão e a força atuante na esfera.



**Gráfico 1: Força atuante na esfera *versus* vazão da bomba.**

Utilizando-se um polinômio de tendência de grau dois observando obteve-se então que a vazão necessária para “colar” a esfera na parte superior da gaiola foi de 43,29 m³/h, ou seja, precisamos de uma velocidade na entrada da bomba de 7,07m/s.

Um fato importante para ser observado nesta curva é o comportamento não linear dos resultados. Isso ocorre porque a força de arrasto,  $F_a$ , dada pela Equação 37, varia com o quadrado da velocidade, apresentando assim um comportamento quadrático, como era de ser esperado. Por este mesmo motivo, foi escolhido um polinômio de grau dois para a curva de tendência.

$$F_a = \frac{1}{2} C_a \rho A V^2 \quad (37)$$

onde  $F_a$  representa a força de arrasto, em Newtons,  $C_a$  é o coeficiente de arrasto,  $\rho$  é a densidade do meio, em kg/m³,  $A$  é a área, em m² e  $V$  é a velocidade do escoamento.

### 7.3 Curva Perda de Carga *versus* Vazão

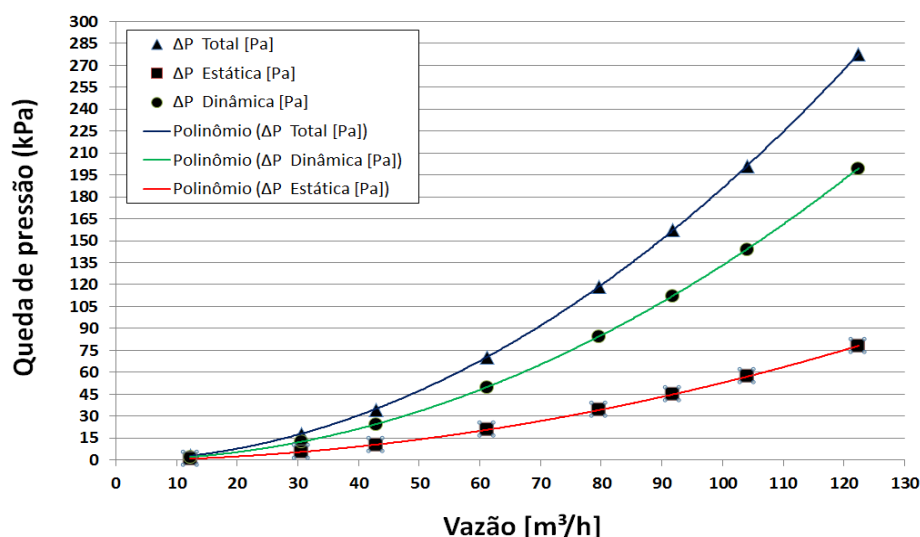
#### 7.3.1 Realisable k- $\epsilon$ com EWF

Considerando as condições de contorno e os procedimentos citados na seção 5, após obtenção de resultados independentes da malha e do estudo do efeito de diversos refinamentos de malha, as perdas de pressão para as diferentes condições de contorno de velocidade na entrada da bomba e suas respectivas vazões foram encontradas. A Tabela 13 resume os resultados obtidos.

| Velocidade<br>[m/s] | Vazão<br>[m <sup>3</sup> /h] | $\Delta P$ Total<br>[Pa] | $\Delta P$ Estática<br>[Pa] | $\Delta P$ Dinâmica<br>[Pa] |
|---------------------|------------------------------|--------------------------|-----------------------------|-----------------------------|
| 2                   | 12,24                        | 3033,3                   | 989,8                       | 1994,7                      |
| 5                   | 30,59                        | 17851,8                  | 5382,8                      | 12469,0                     |
| 7                   | 42,83                        | 34515,8                  | 10075,7                     | 24440,1                     |
| 10                  | 61,19                        | 70510,0                  | 20630,8                     | 49879,2                     |
| 13                  | 79,55                        | 118463,9                 | 34166,5                     | 84297,4                     |
| 15                  | 91,78                        | 157208,3                 | 44977,0                     | 112231,3                    |
| 17                  | 104,02                       | 201193,3                 | 57037,5                     | 144155,8                    |
| 20                  | 122,38                       | 277404,3                 | 77879,0                     | 199525,3                    |

**Tabela 13: Perdas de carga para diferentes vazões calculadas pelo algoritmo Realisable k- $\epsilon$  com EWF.**

Plotando esses dados para uma melhor visualização dos resultados, obtém-se a curva de perda de carga *versus* vazão, apresentada no Gráfico 2. Neste, também foi plotado uma função de tendência de grau dois para se observar qualitativamente o comportamento dos resultados.



**Gráfico 2: Perda de carga *versus* vazão para Realisable k- $\epsilon$  com EWF.**

Observa-se neste gráfico, que o aumento da vazão aumenta também a parcela de perda de carga dinâmica em relação à perda total. Isso acontece porque como a pressão dinâmica varia com o quadrado da velocidade,  $P_d = \frac{1}{2}\rho V^2$ , a sua parcela irá aumentar conforme a vazão é incrementada, como mostrado na Tabela 14.

| <b>% <math>\Delta P</math> Din/Total</b> | <b>% <math>\Delta P</math> Est/Total</b> |
|------------------------------------------|------------------------------------------|
| 65,76                                    | 32,63                                    |
| 69,85                                    | 30,15                                    |
| 70,81                                    | 29,19                                    |
| 70,74                                    | 29,26                                    |
| 71,16                                    | 28,84                                    |
| 71,39                                    | 28,61                                    |
| 71,65                                    | 28,35                                    |
| 71,93                                    | 28,07                                    |

**Tabela 14: Parcela de participação das pressões dinâmicas e estáticas em relação à perda de pressão total na abordagem de turbulência Realisable k- $\epsilon$  com EWF.**

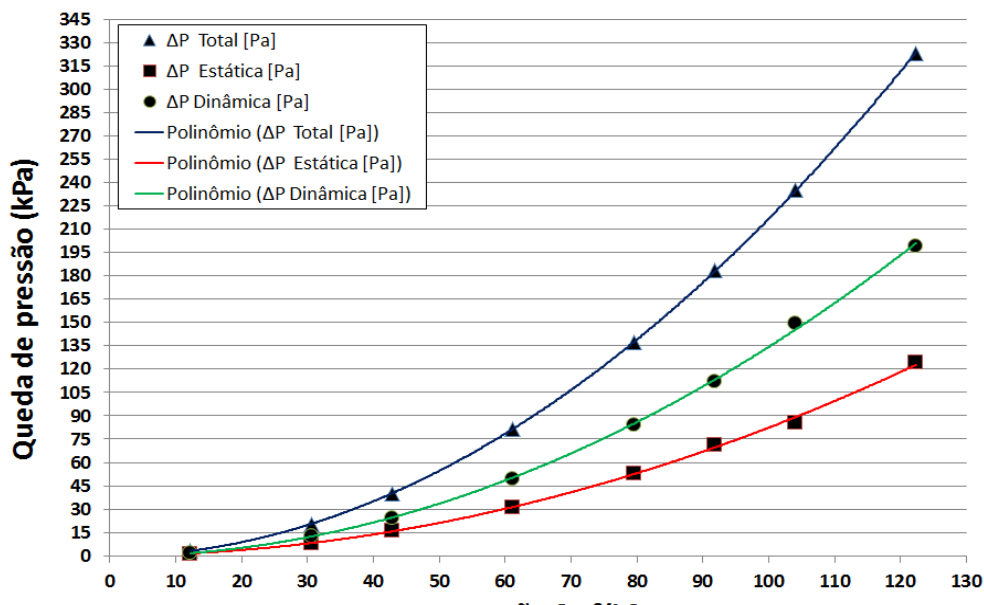
#### 7.4 k- $\omega$ SST

A modelagem de turbulência k- $\omega$  SST foi também empregada considerando as mesmas condições de contorno previamente citadas na seção 5. As perdas de carga encontradas, como podem ser observadas na Tabela 15, foram maiores que os valores encontrados para uma mesma vazão através da modelagem Realisable k- $\epsilon$  com EWF.

| <b>Velocidade<br/>[m/s]</b> | <b>Vazão<br/>[m³/h]</b> | <b><math>\Delta P</math> Total<br/>[Pa]</b> | <b><math>\Delta P</math> Estática<br/>[Pa]</b> | <b><math>\Delta P</math> Dinâmica<br/>[Pa]</b> |
|-----------------------------|-------------------------|---------------------------------------------|------------------------------------------------|------------------------------------------------|
| <b>2</b>                    | 12,24                   | 3386,2                                      | 1399,9                                         | 1986,3                                         |
| <b>5</b>                    | 30,59                   | 20362,4                                     | 7929,0                                         | 12433,4                                        |
| <b>7</b>                    | 42,83                   | 40215,4                                     | 15840,2                                        | 24375,2                                        |
| <b>10</b>                   | 61,19                   | 81176,1                                     | 31419,2                                        | 49756,9                                        |
| <b>13</b>                   | 79,55                   | 137123,3                                    | 53003,8                                        | 84119,5                                        |
| <b>15</b>                   | 91,78                   | 183554,2                                    | 71476,9                                        | 112077,4                                       |
| <b>17</b>                   | 104,02                  | 234985,0                                    | 85271,9                                        | 149713,0                                       |
| <b>20</b>                   | 122,38                  | 323338,3                                    | 124282,5                                       | 199055,8                                       |

**Tabela 15: Perdas de carga para diferentes vazões calculadas pelo algoritmo k- $\omega$  SST.**

Dispondo os dados da perda de carga com a modelagem  $k-\omega$  SST para uma melhor visualização, observamos um comportamento qualitativo semelhante ao encontrado pela primeira abordagem, Realisable  $k-\epsilon$  com EWF.



**Gráfico 3: Perda de carga versus vazão para  $k-\omega$  SST.**

Entretanto, foram encontrados maiores valores de perda de carga, o que pode ser explicado pela abordagem matemática empregada por cada modelo de turbulência. Como citado na seção 3.5, a abordagem  $k-\epsilon$  modela a camada limite nas paredes e, sendo um algoritmo desenvolvido para escoamentos em tubos retos, apresenta como característica um retardo na detecção da separação/ descolamento da camada limite, além de subestimar a quantidade de separação. Associando isto ao fato de que a válvula de pé apresenta uma geometria que proporciona um escoamento complexo, fica clara a influência desta no desempenho da abordagem  $k-\epsilon$ .

Por outro lado, por calcular os efeitos de parede desde a camada subviscosa, a abordagem  $k-\omega$  SST fornece uma melhor estimativa da perda de carga para o caso em questão apesar de, segundo o próprio manual Fluent (2013), este apresentar exageros na previsão de separação do escoamento de superfícies relativamente suaves sob a influência de gradientes adversos de pressão.

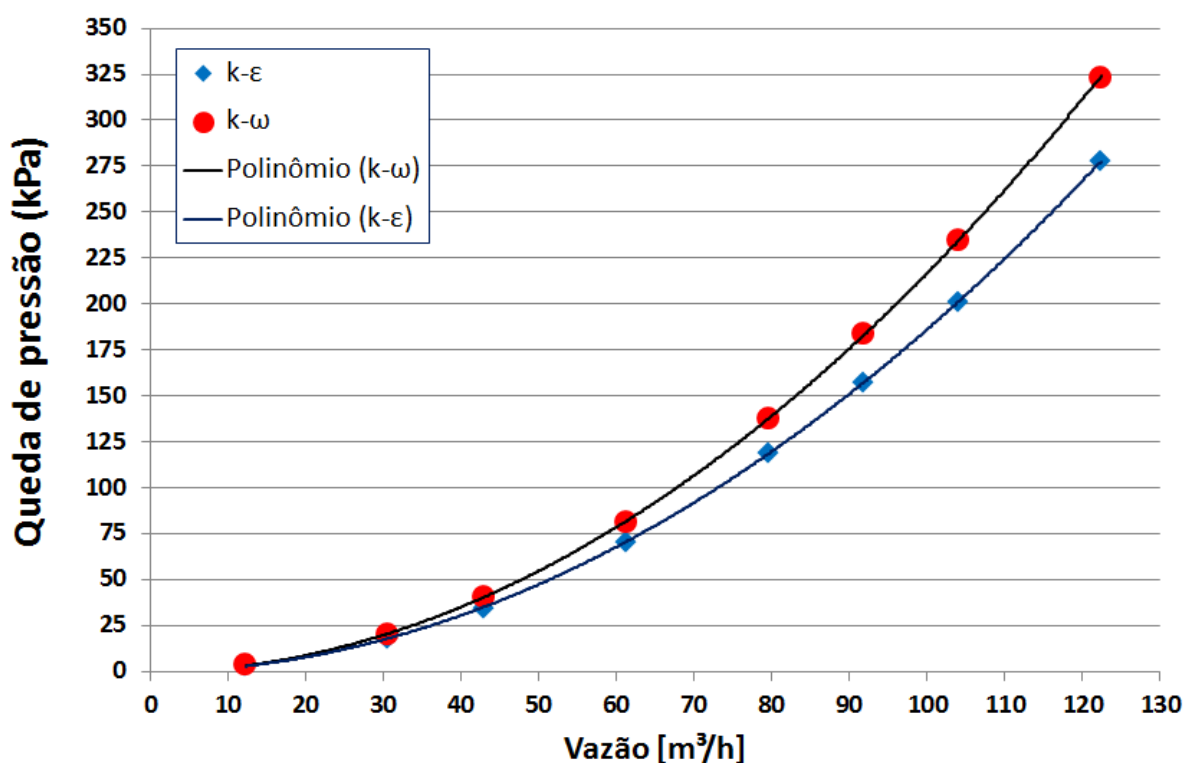
Do mesmo que a abordagem  $k-\epsilon$ , calculando a parcela de participação das componentes da perda de carga total para o caso  $k-\omega$  SST, observa-se que o aumento da vazão influi, em média, positivamente na parcela da perda de carga

dinâmica em relação à perda de carga estática, como pode ser observado na Tabela 16 a seguir.

| % $\Delta P$ Din/Total | % $\Delta P$ Est/Total |
|------------------------|------------------------|
| 58,66                  | 41,34                  |
| 61,06                  | 38,94                  |
| 60,61                  | 39,39                  |
| 61,30                  | 38,70                  |
| 61,35                  | 38,65                  |
| 61,06                  | 38,94                  |
| 63,71                  | 36,29                  |
| 61,56                  | 38,44                  |

**Tabela 16: Parcela de participação das pressões dinâmicas e estáticas em relação à perda de pressão total na abordagem de turbulência  $k-\omega$  SST.**

Para efeito de comparação, o gráfico a seguir apresenta os resultados de perda de carga encontrados com as duas abordagens, onde fica clara a maior perda de energia de pressão pelo fluido com a abordagem  $k-\omega$  SST.



**Gráfico 4: Resultados finais da perda de carga encontrados com as abordagens Realisable  $k-\epsilon$  com EWF e  $k-\omega$  SST.**

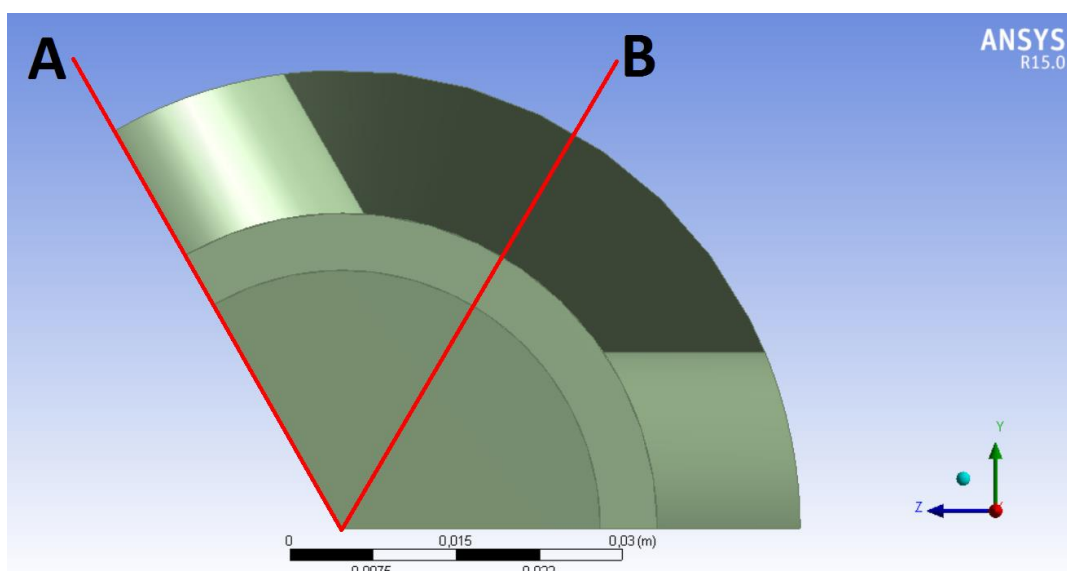
Para melhor avaliar a real diferença entre as duas abordagens, utilizou-se uma abordagem percentual para calcular a diferença entre cada valor de vazão. Os resultados encontrados, Tabela 17, mostram que a menor diferença percentual ocorreu na menor vazão estudada, de 12,24 m<sup>3</sup>/h. Por outro lado, as maiores diferenças encontradas localizaram-se nas maiores vazões. Em geral, os dados nos mostram que esta diferença em média cresceu com o aumento da vazão, o que pode novamente ser explicado pela abordagem matemática utilizada por cada uma das modelagens de turbulência. Com o aumento da vazão, a separação, os gradientes adversos de pressão bem como a recirculação de fluido tornam-se mais proeminentes e, sabendo-se que a abordagem k- $\epsilon$  apresenta desempenho inferior quando comparado ao modelo k- $\omega$  SST para escoamentos envolvendo separação, temos como resultado que com o aumento da vazão, os pontos fracos do modelo k- $\epsilon$  são intensificados.

| <b>Vazão<br/>[m<sup>3</sup>/h]</b> | <b>k-<math>\epsilon</math> Realisable EWF<br/>(Pa)</b> | <b>k-<math>\omega</math> SST<br/>(Pa)</b> | <b>Diferença<br/>(%)</b> |
|------------------------------------|--------------------------------------------------------|-------------------------------------------|--------------------------|
| 12,24                              | 2984,5                                                 | 3386,2                                    | 11,9                     |
| 30,59                              | 17851,8                                                | 20362,4                                   | 12,3                     |
| 42,83                              | 34515,8                                                | 40215,4                                   | 14,2                     |
| 61,19                              | 70510,0                                                | 81176,1                                   | 13,1                     |
| 79,55                              | 118463,9                                               | 137123,3                                  | 13,6                     |
| 91,78                              | 157208,3                                               | 183554,2                                  | 14,4                     |
| 104,02                             | 201193,3                                               | 234985,0                                  | 14,4                     |
| 122,38                             | 277404,3                                               | 323338,3                                  | 14,2                     |

**Tabela 17: Diferença percentual entre os resultados com as diferentes abordagens de turbulência.**

## 7.5 Análise dos Principais Pontos de Perda de Carga

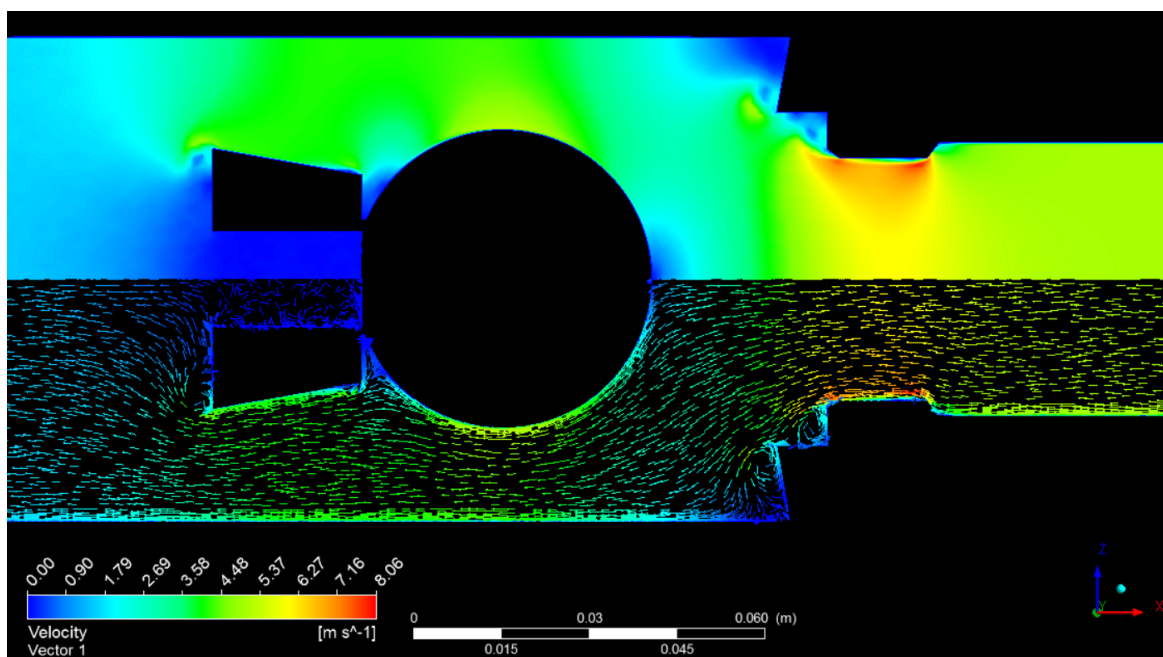
Com o intuito de se identificar os locais que influenciam na perda de carga, uma investigação do escoamento próximo à sede e esfera foi realizado. Para tal, foram selecionadas quatro diferentes vazões: 30,59; 61,19; 91,78 e 122,38 m<sup>3</sup>/h e duas seções diferentes do volume de controle, A e B. A Figura 37 nos mostra o local onde o escoamento foi analisado. Estes locais foram escolhidos por serem planos representativos do escoamento. O primeiro deles, plano A, está localizado de forma a fornecer uma investigação sobre o escoamento no local onde há o maior espaço para passagem de fluido entre a esfera e gaiola. Já o segundo plano, B, está localizado na seção com menor área para escoamento.



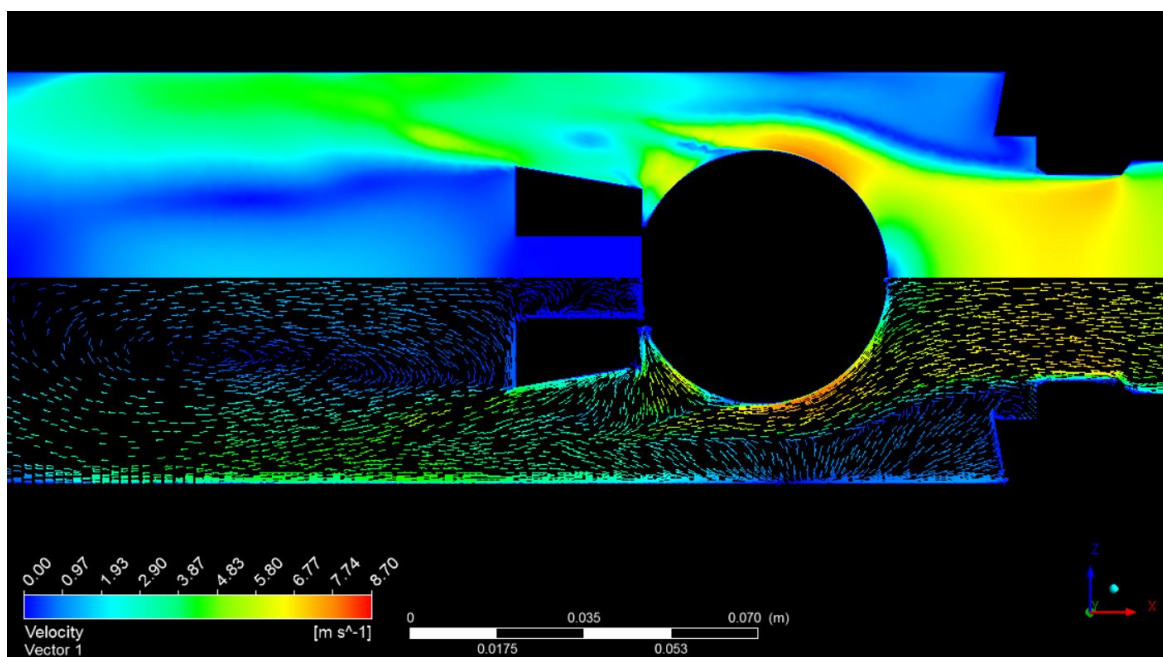
**Figura 37: Seções A e B onde o escoamento foi investigado.**

As figuras a seguir ilustram dois aspectos: a metade superior mostra o campo de velocidade no instante selecionado onde, através da utilização da função de plotar contornos, podemos observar a aceleração e/ou desaceleração do fluido ao passar por pontos chave do escoamento. Já na metade inferior, mostraram-se os vetores de velocidade buscando uma melhor visualização das áreas de descolamento e recirculação de fluido.

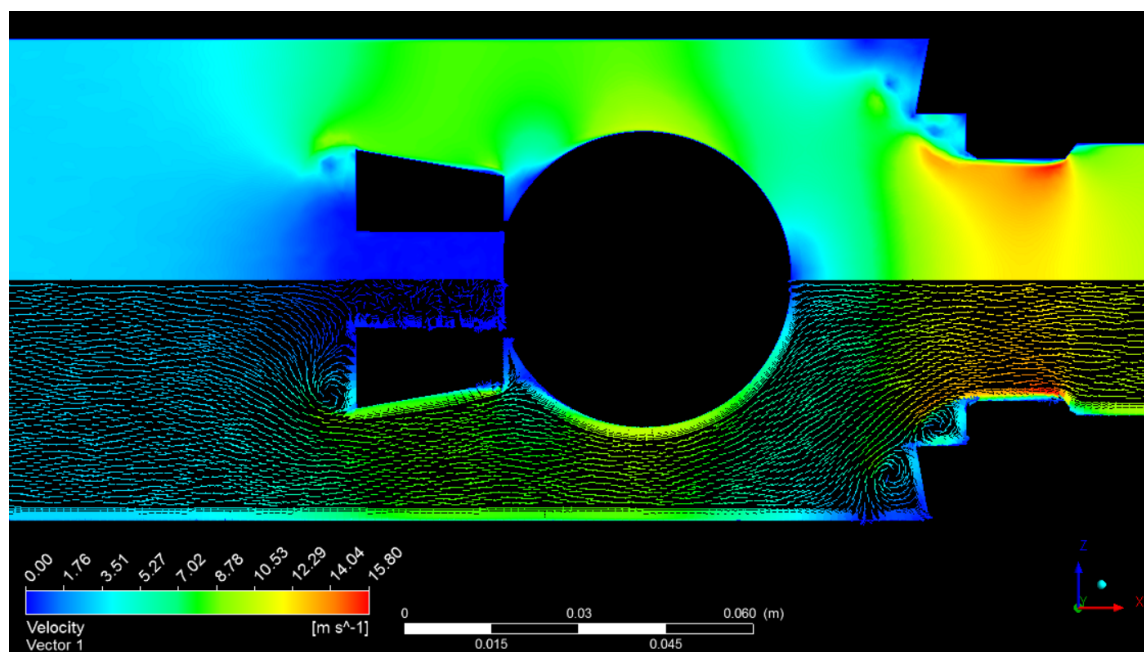
Para melhor organização do trabalho, primeiro foram analisados os escoamentos no plano A, correspondendo às Figuras 38 a 45. Posteriormente, foram analisados os escoamentos no plano B, correspondendo às Figuras 46 a 53.



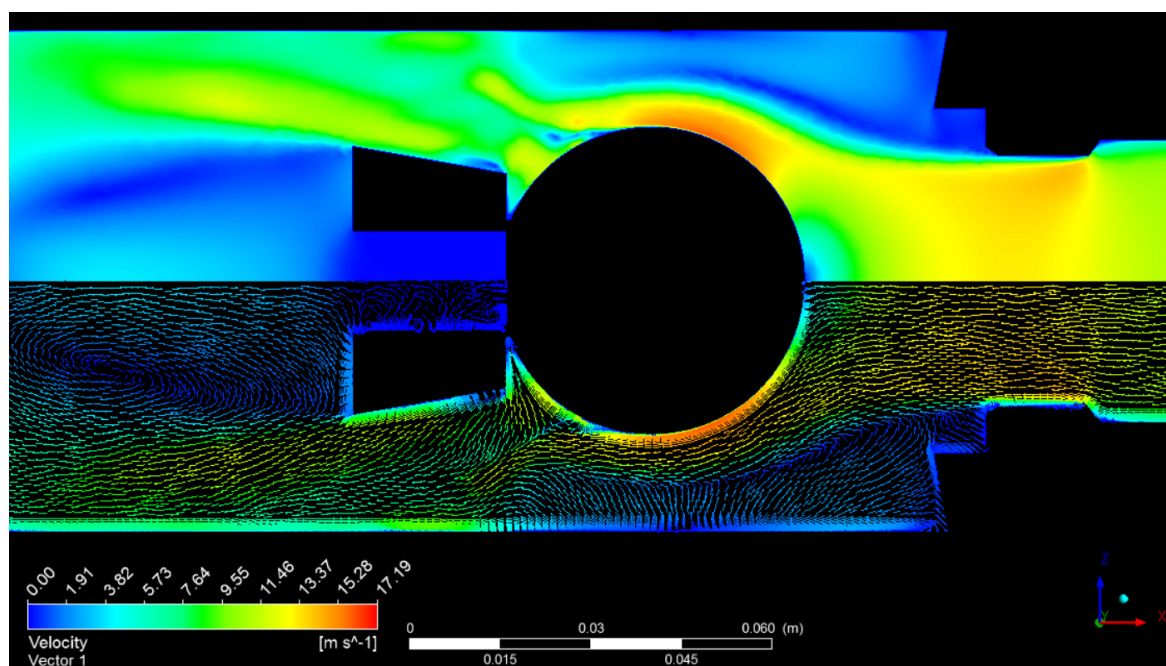
**Figura 38: Campo de Velocidades para vazão de  $30,59 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $k-\epsilon$  Realisable EWF, Plano A.**



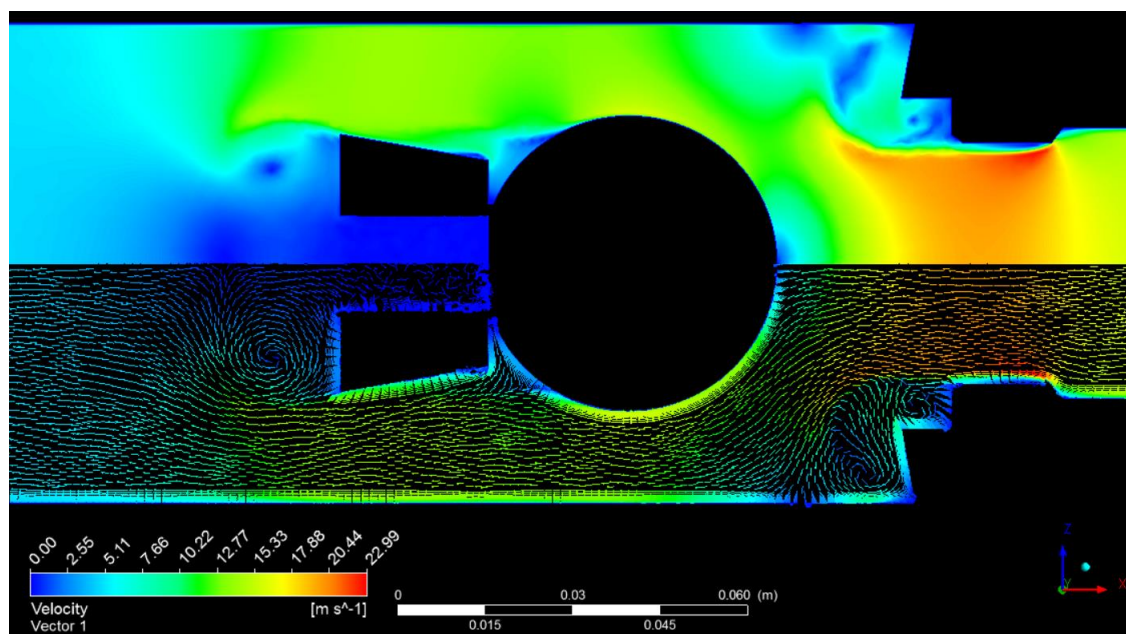
**Figura 39: Campo de Velocidades para vazão de  $30,59 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $k-\omega$  SST, Plano A.**



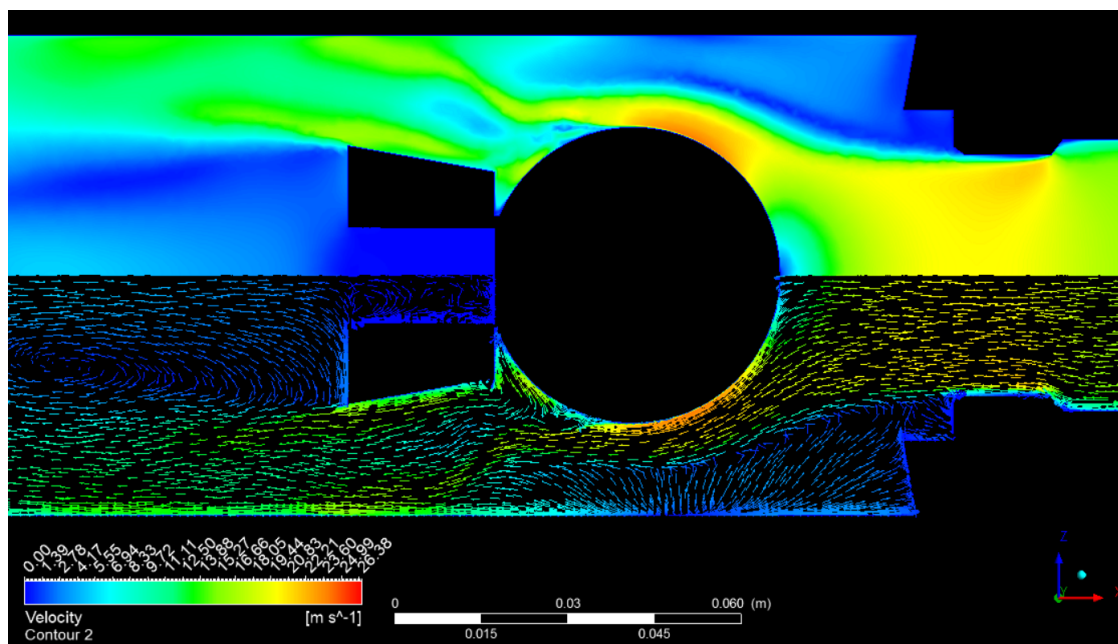
**Figura 40: Campo de Velocidades para vazão de 61,19 m<sup>3</sup>/h, k-ε Realisable EWF, Plano A.**



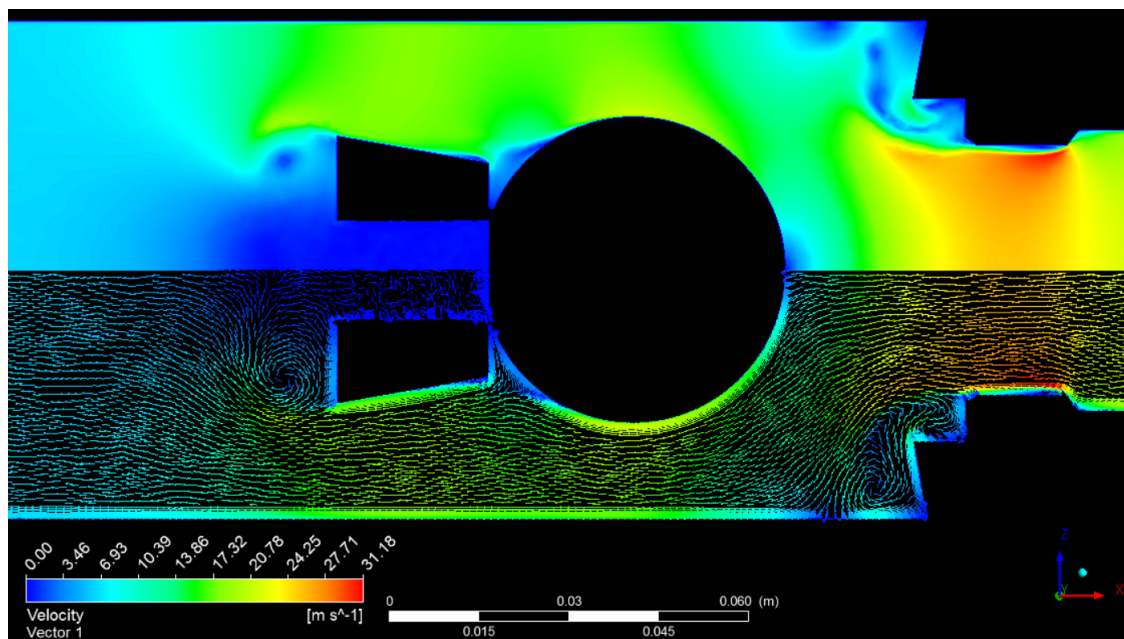
**Figura 41: Campo de Velocidades para vazão de 61,19 m<sup>3</sup>/h, k-ω SST, Plano A.**



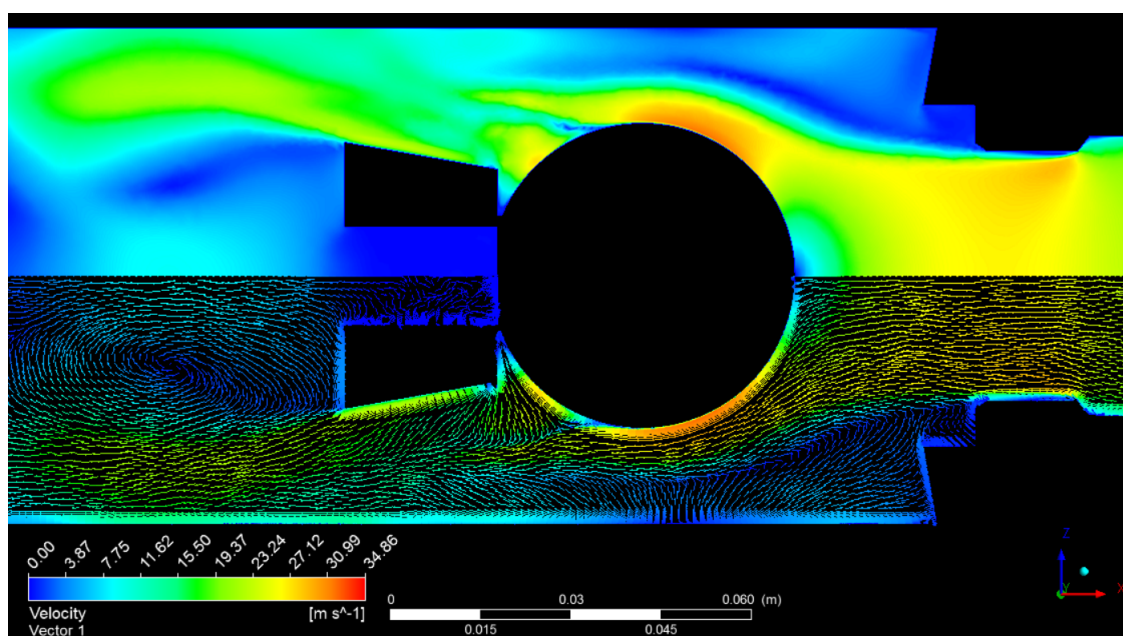
**Figura 42: Campo de Velocidades para vazão de  $91,78 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $k-\epsilon$  Realisable EWF, Plano A.**



**Figura 43: Campo de Velocidades para vazão de  $91,78 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $k-\omega$  SST, Plano A.**



**Figura 44: Campo de Velocidades para vazão de  $122,38 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $k-\epsilon$  Realisable EWF, Plano A.**



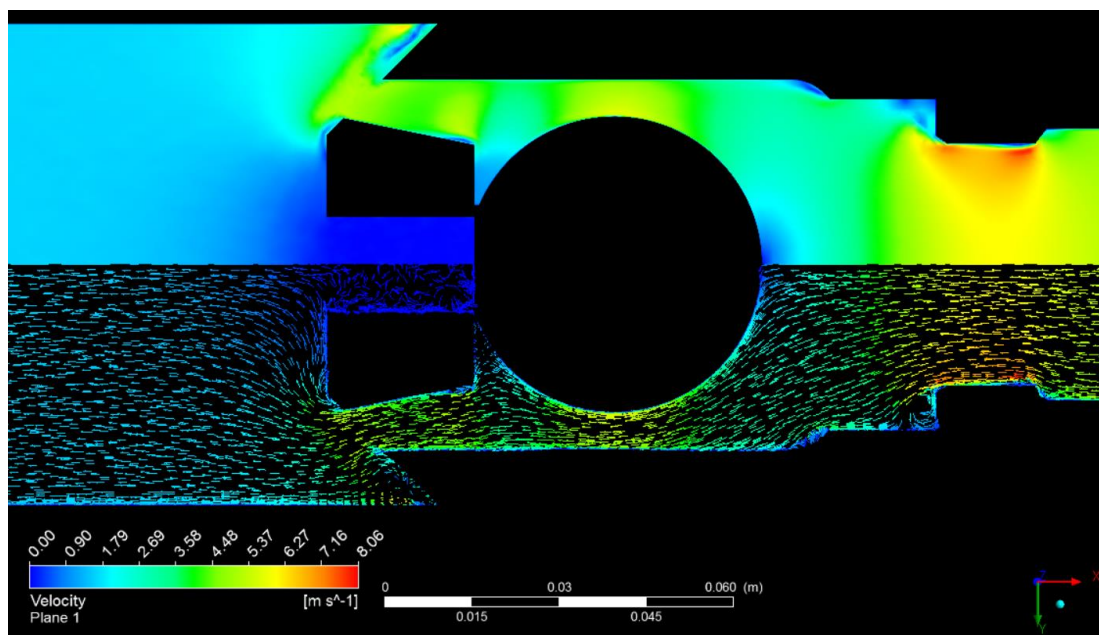
**Figura 45: Campo de Velocidades para vazão de  $122,38 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $k-\omega$  SST, Plano A.**

Analisando a modelagem  $k-\epsilon$  Realisable EWF para as quatro vazões escolhidas, observa-se desde a menor vazão três locais que representam fontes de grande recirculação de fluido na geometria, o que se traduz em perda de energia pelo fluido tendo em vista que o mesmo necessitará de mais energia para percorrer o trajeto sinuoso apresentado pela bomba.

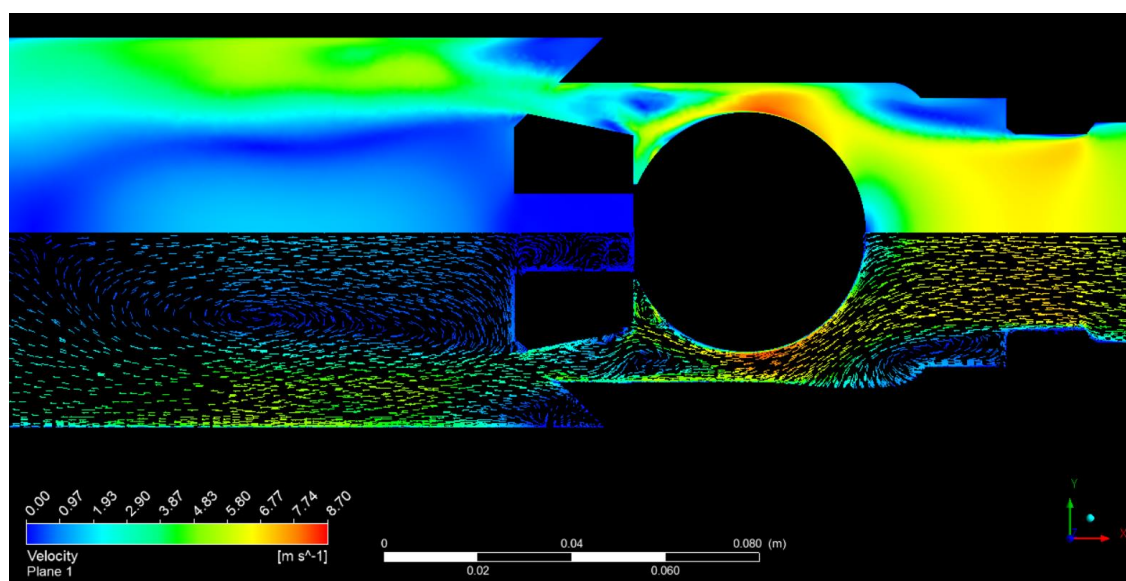
É de se notar também que o aumento da vazão faz aumentar a dimensão das recirculações na região de expansão após a sede. Isto fica de fato evidenciado quando se compara as vazões de 61,19 e 91,78 m<sup>3</sup>/h. Na primeira, observa-se a presença de dois vórtices de recirculação. Já na vazão de 91,78 m<sup>3</sup>/h observamos que o crescimento da vazão prolongou o descolamento da camada limite no estrangulamento anterior à sede, o que provocou um crescimento nos vórtices a ponto dos mesmos praticamente se aglomerarem a jusante, formando uma grande zona de recirculação. Continuando com o aumento da vazão entretanto, não foram encontradas diferenças significativas no tamanho desta recirculação.

Outro local onde é possível identificar recirculação é a porção do escoamento após a gaiola. Neste ponto observa-se o desenvolvimento e crescimento de uma recirculação a partir da menor vazão considerada. As causas dessa recirculação se mostram claras pois é possível observar que o fluido em aceleração saindo dos rasgos da gaiola quando o mesmo passa pelo final pontiagudo da gaiola, causando a recirculação do fluido. Neste ponto torna-se também importante mencionar o furo do pescador, que potencialmente funciona como um absorvedor de energia do fluido em recirculação após a gaiola.

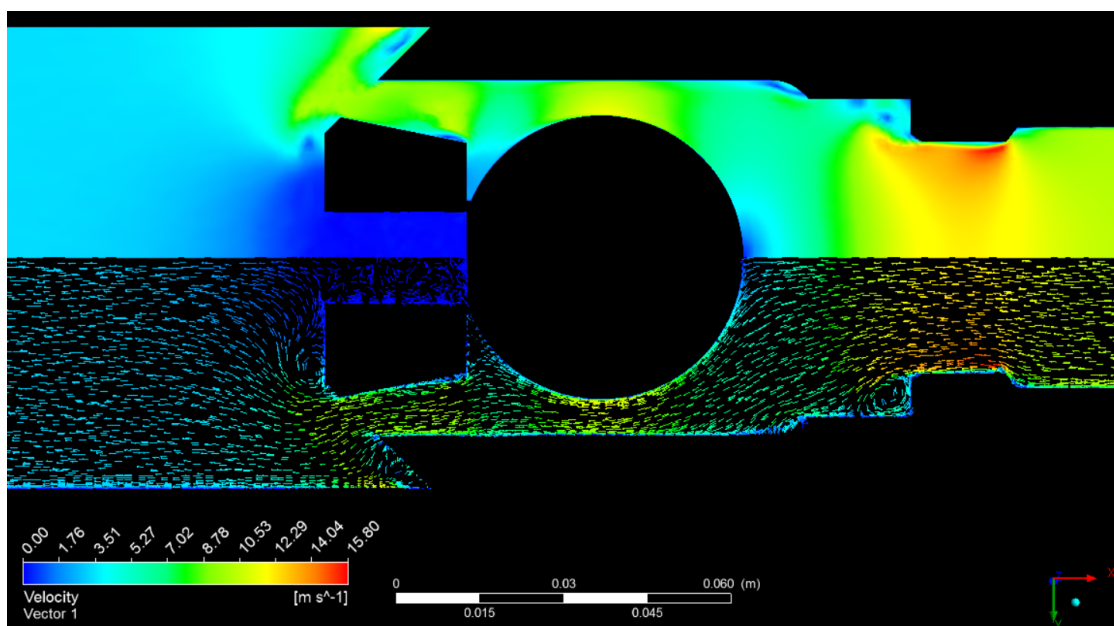
Na segunda modelagem,  $k-\omega$  SST, tem-se os mesmos locais de recirculação, como esperado. Entretanto o crescimento das recirculações não é tão expressivo como os encontrados com a primeira modelagem. Sabendo-se que a modelagem com o algoritmo  $k-\omega$  SST é a mais adequada à esta geometria devido grande complexidade e potencialidade da geometria para proporcionar recirculações/separação da camada limite, conclui-se então que este escoamento é altamente turbulento desde as primeiras vazões aqui consideradas, o que pode explicar o não crescimento expressivo das recirculações. Já crescimento da perda de carga com a vazão pode ser associado com aumento substancial da velocidade de escoamento nas proximidades da esfera, onde a mesma acarretará em um maior atrito e conseqüentemente em maior perda de energia do fluido.



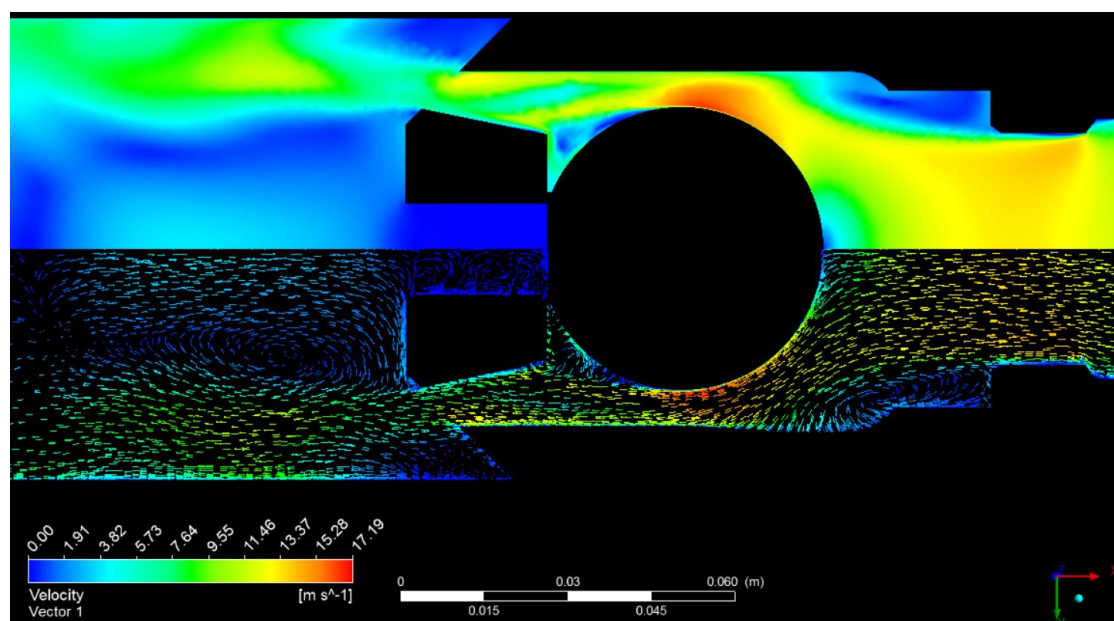
**Figura 46: Campo de Velocidades para vazão de  $30,59 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $k-\epsilon$  Realisable EWF, Plano B.**



**Figura 47: Campo de Velocidades para vazão de  $30,59 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $k-\omega$  SST, Plano B.**



**Figura 48: Campo de Velocidades para vazão de  $61,19 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $k-\epsilon$  Realisable EWF, Plano B.**



**Figura 49: Campo de Velocidades para vazão de  $61,19 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $k-\omega$  SST, Plano B.**

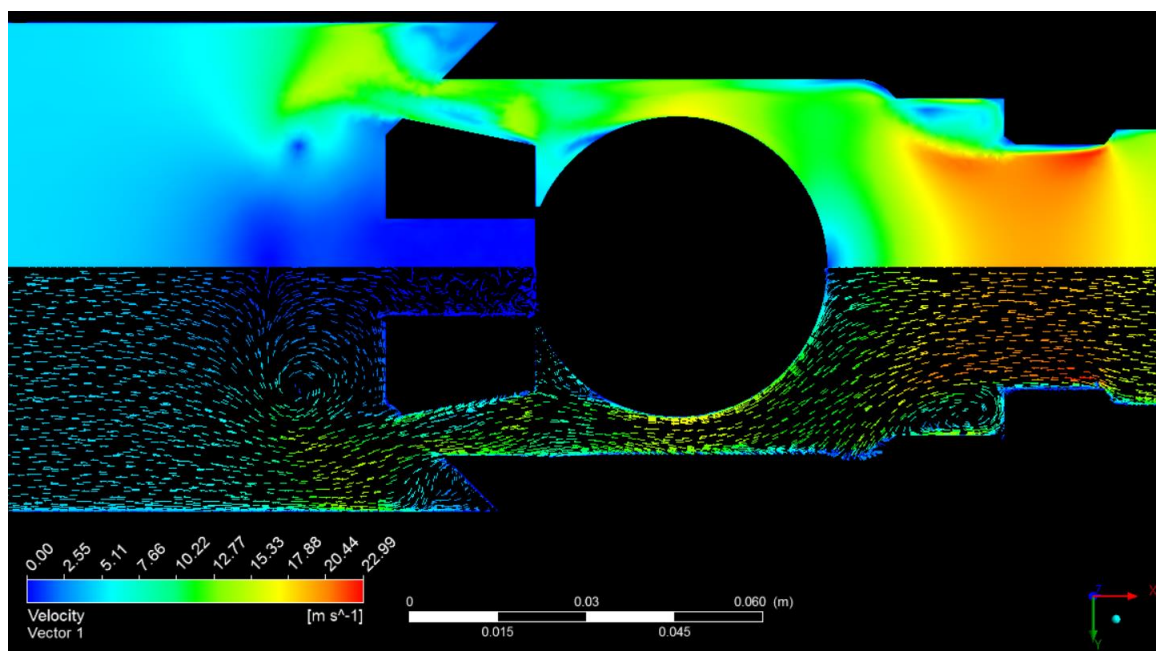


Figura 50: Campo de Velocidades para vazão de  $91,78 \text{ m}^3/\text{h}$   $k-\epsilon$  Realisable EWF, Plano B.

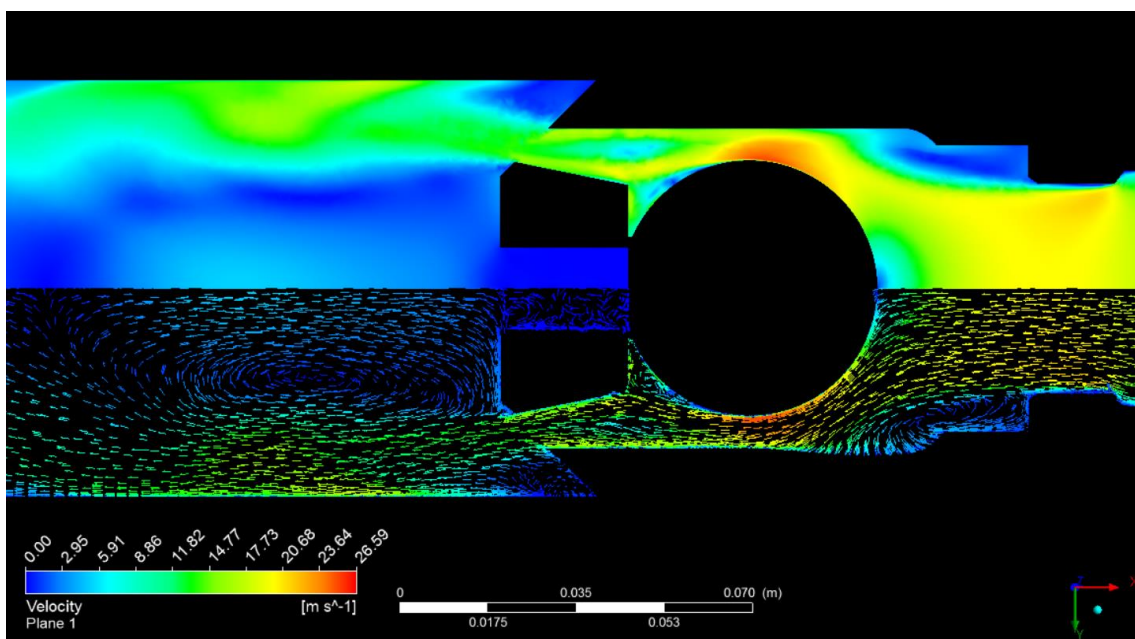
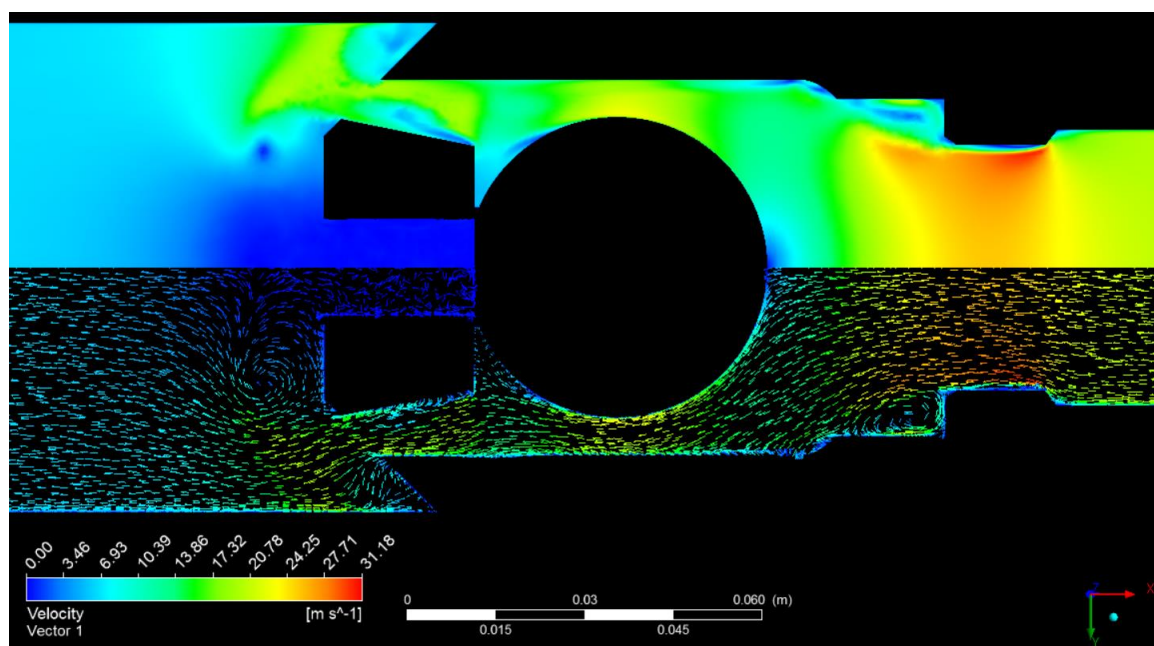
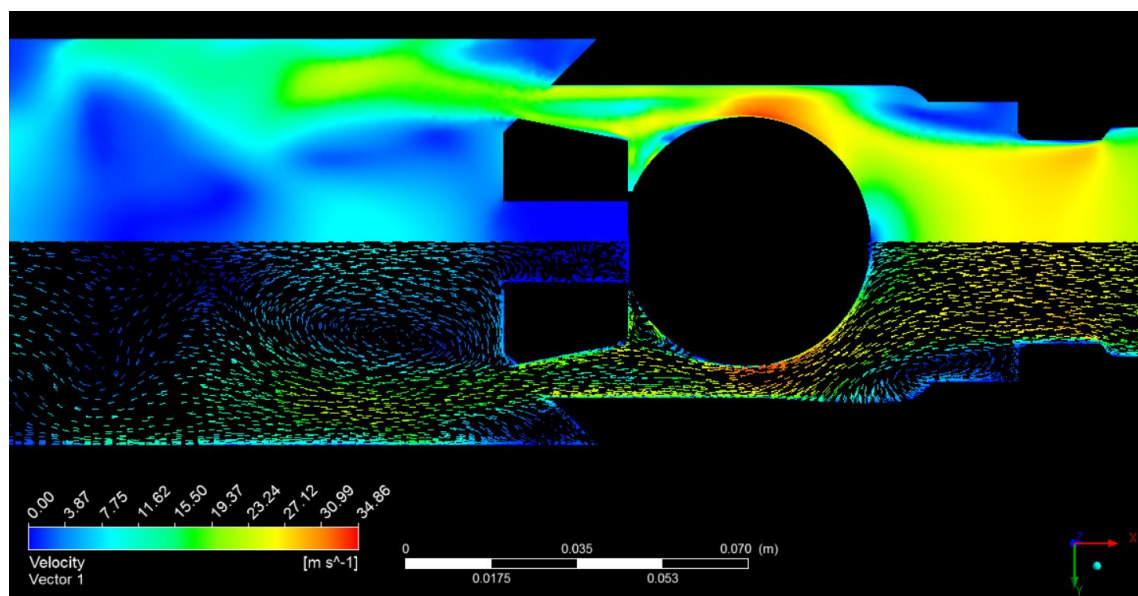


Figura 51: Campo de Velocidades para vazão de  $91,78 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $k-\omega$  SST, Plano B.



**Figura 52: Campo de Velocidades para vazão de 122,38 m<sup>3</sup>/h, k-ε Realisable EWF, Plano B.**



**Figura 53: Campo de Velocidades para vazão de 122,38 m<sup>3</sup>/h, k-ω SST, Plano B.**

Na investigação do plano B para o modelo  $k-\epsilon$  Realisable EWF, é possível identificar que ocorreu recirculação praticamente nos mesmos locais da abordagem A. Como no caso anterior, também é notável o crescimento das recirculações com o aumento da vazão. Outro fato evidenciado é a aceleração do fluido durante a passagem pela sede, chegando a velocidades de 31,18 m/s para a vazão máxima (122,38 m<sup>3</sup>/h).

Observa-se também nesta abordagem a presença de um novo local de recirculação de fluido no espaço entre a gaiola e a parede externa, evidenciando mais um local onde existe perda de energia pelo fluido.

Considerando agora o plano B da abordagem  $k-\omega$  SST, observa-se claramente a melhor captação das zonas de recirculação de fluido após a passagem pela válvula de pé. Nota-se nessa região a formação de dois grandes vórtices na parte superior e inferior da geometria.

Outro aspecto interessante captado por este modelo é a presença de pequenos vórtices na região jusante próxima da esfera na vazão de 30,59 m<sup>3</sup>/h. Observa-se, que com o aumento da vazão esta recirculação é de certa forma engolida pela grande velocidade do fluido que passa por esta região.

## **7.6 Descolamento da Camada Limite**

Como mencionado na seção 3.5, um dos maiores problemas dentro da modelagem de turbulência é a correta previsão do local de descolamento de camada limite em uma superfície lisa. Geralmente, a maioria dos modelos de duas equações falha na previsão do local de início e na dimensão do descolamento sobre condições de um coeficiente adverso de pressão. Tendo em vista que este estudo envolve o escoamento ao entorno de uma esfera e que a dimensão e a localização do descolamento influenciam na perda de carga, comparou-se também o desempenho dos algoritmos utilizados, realisable  $k-\epsilon$  com EWF e  $k-\omega$  SST, respectivamente, observando-se o ângulo de descolamento da camada limite.

### **7.6.1 Número de Reynolds**

Com o objetivo de comparar qualitativamente o desempenho das duas modelagens de turbulência, um estudo dos ângulos de descolamento da camada limite para cada vazão foi realizado. Para esta avaliação de descolamento foi

considerado como referência uma esfera de igual diâmetro à da presente na válvula de pé em um escoamento em corrente livre, que não é, portanto, um escoamento representativo do caso estudado, sendo apenas considerado para efeitos de análise qualitativa dos ângulos de separação encontrados.

Considerando-se, portanto uma esfera com diâmetro de 50,8 mm e velocidades de corrente livre iguais às velocidades utilizadas nas condições de contorno de entrada do volume de controle, tem-se os seguintes valores de Reynolds, Tabela 18.

| Densidade<br>(kg/m <sup>3</sup> ) | Velocidade<br>(m/s) | Diâmetro<br>Esfera (m) | Viscosidade<br>(kg/m-s) | Nº Reynolds<br>(-) |
|-----------------------------------|---------------------|------------------------|-------------------------|--------------------|
| 998,2                             | 2                   | 0,0508                 | 0,001003                | 1,01E+05           |
| 998,2                             | 5                   | 0,0508                 | 0,001003                | 2,53E+05           |
| 998,2                             | 7                   | 0,0508                 | 0,001003                | 3,54E+05           |
| 998,2                             | 10                  | 0,0508                 | 0,001003                | 5,06E+05           |
| 998,2                             | 13                  | 0,0508                 | 0,001003                | 6,57E+05           |
| 998,2                             | 15                  | 0,0508                 | 0,001003                | 7,58E+05           |
| 998,2                             | 17                  | 0,0508                 | 0,001003                | 8,59E+05           |
| 998,2                             | 20                  | 0,0508                 | 0,001003                | 1,01E+06           |

**Tabela 18: Cálculo do número de Reynolds para cada velocidade de escoamento.**

## 7.6.2 Ângulo de Separação da Camada Limite

### 7.6.2.1 Ângulo de Separação: Realisable k- $\epsilon$ com EWF

O modelo k- $\epsilon$  um é dos algoritmos mais usados industrialmente devido à sua robustez, economia de tempo e razoável acurácia para uma extensa faixa de tipos de escoamento. Entretanto, algoritmos do tipo  $\epsilon$  tendem a exibir um desempenho apenas razoável quando encontram situações de não equilíbrio da camada limite como no caso de gradientes adversos de pressão, onde tais algoritmos estimam o local de início do descolamento tardiamente e subestimam a quantidade de separação. Por esta razão, não é difícil se observar que esta modelagem de turbulência pode nos fornecer uma abordagem demasiadamente otimista sobre a perda de carga na válvula de pé.

Com o auxílio do programa FLUENT e com a posterior avaliação por meio do CFD- Post obteve-se os seguintes ângulos de descolamento, Tabela 19, a partir do

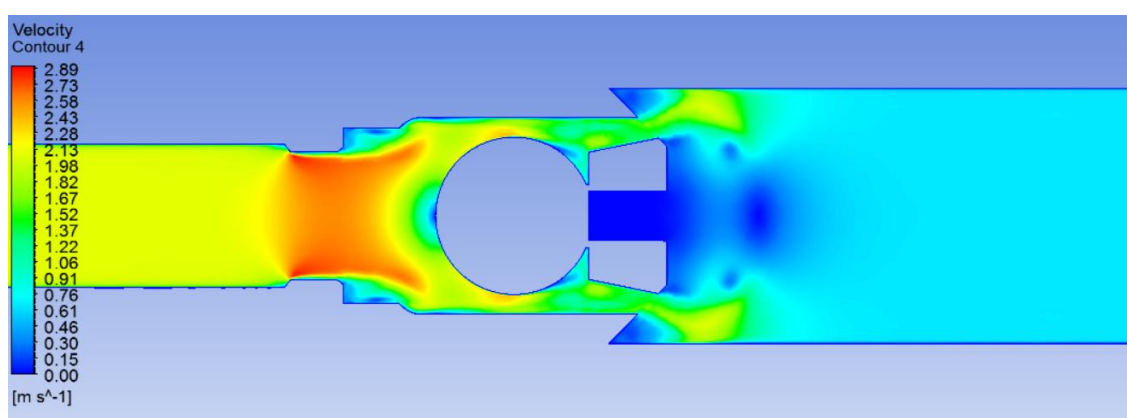
local de estagnação da pressão na frente da esfera:

| Velocidade<br>(m/s) | Vazão<br>(m <sup>3</sup> /h) | Nº Reynolds<br>(-) | Ângulo de<br>descolamento (graus) |
|---------------------|------------------------------|--------------------|-----------------------------------|
| 2                   | 12,24                        | 1,01E+05           | 121,50                            |
| 5                   | 30,59                        | 2,53E+05           | 124,98                            |
| 7                   | 42,83                        | 3,54E+05           | 128,18                            |
| 10                  | 61,19                        | 5,06E+05           | 127,03                            |
| 13                  | 79,55                        | 6,57E+05           | 129,88                            |
| 15                  | 91,78                        | 7,58E+05           | 134,14                            |
| 17                  | 104,02                       | 8,59E+05           | 133,93                            |
| 20                  | 122,38                       | 1,01E+06           | 131,44                            |

**Tabela 19: Ângulo de descolamento da camada limite para as diversas vazões estudadas, k-ε com EWF.**

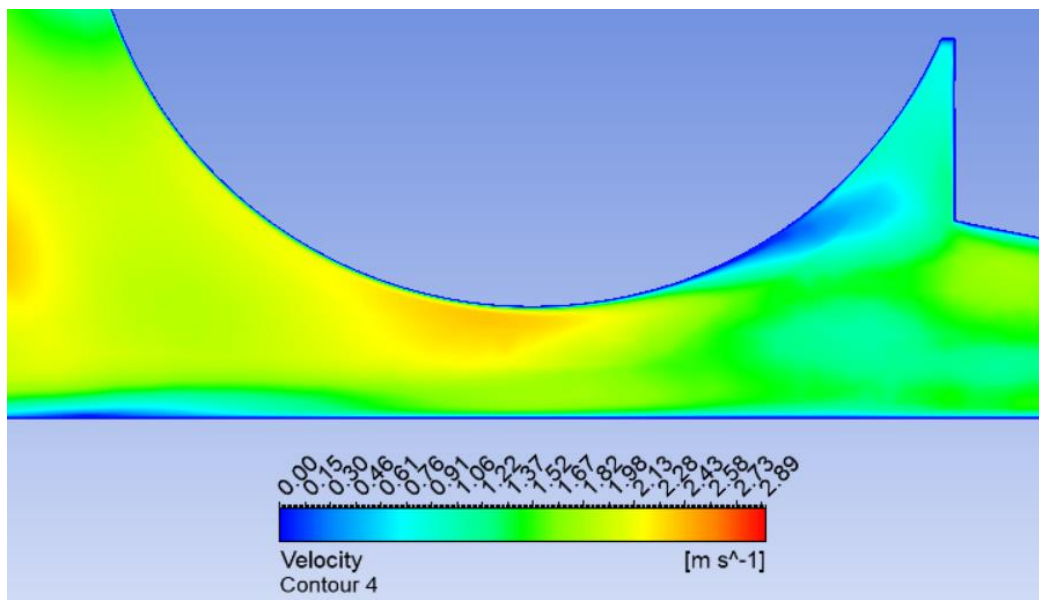
Observa-se que os resultados, em média, condizem com o esperado, ou seja, observa-se um aumento sistemático do ângulo de separação da camada limite com o aumento da vazão. Isto acontece, segundo Jones et al (2008), porque o aumento do número de Reynolds acarreta na mudança de uma camada limite predominantemente laminar para uma camada limite turbulenta em  $Re = 3,8 \times 10^5$ , diminuindo a região de recirculação próxima à esteira da esfera.

Para a melhor visualização dos resultados, plotou-se o campo de velocidades ao redor da esfera no plano selecionado A. Com isto, selecionando o modelo de vazão de 12,24 m<sup>3</sup>/h. Através da Figura 54.



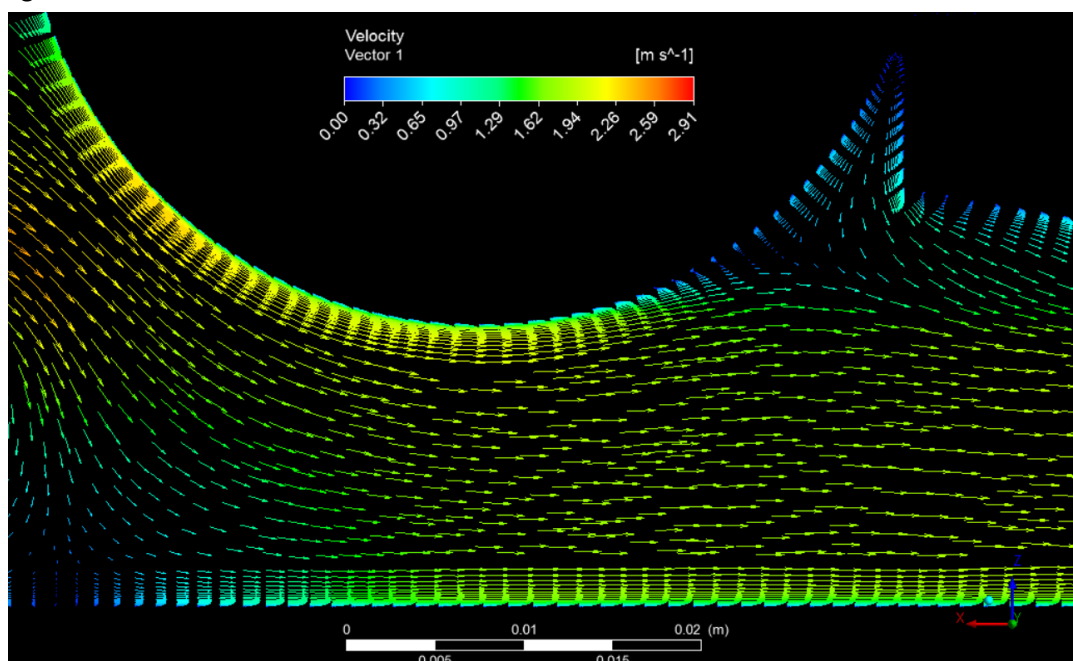
**Figura 54: Campo de Velocidades do escoamento na região da válvula de pé (k-ε com EWF).**

Olhando com mais detalhes o escoamento próximo à esfera, observa-se em azul escuro o exato local em que ocorre a separação do escoamento, com ângulo aproximado de  $120^\circ$ .



**Figura 55: Detalhe do campo de velocidades nas proximidades da esfera, onde nota-se a separação do escoamento após  $120^\circ$  em relação ao local de estagnação frontal da esfera (k- $\epsilon$  com EWF).**

A visualização do descolamento da camada pode é ainda melhor evidenciada quando plota-se os vetores de velocidade do campo, como podem ser observados na Figura 56.



**Figura 56: Vetores de velocidade no escoamento próximo a esfera. Nota-se a presença do gradiente adverso de pressão, indicando o descolamento da camada limite, (k- $\epsilon$  com EWF)..**

### 7.6.2.2 Ângulo de Separação: k- $\omega$ SST

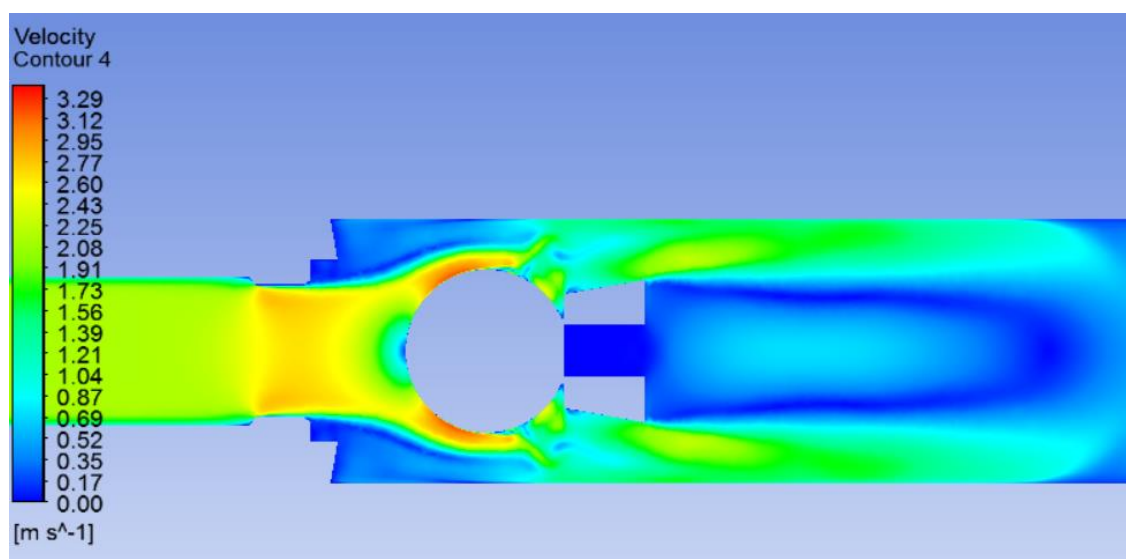
Do mesmo modo que na abordagem anterior, o programa CFD- Post foi utilizado para avaliar o ângulo de separação da camada limite na esfera. Como discutido na seção 3.5, a abordagem k- $\omega$  SST é mais indicada para escoamentos complexos, envolvendo recirculação e presença de gradientes adversos de pressão pelo fato que calcula os efeitos de parede desde a camada subviscosa, o que não acontece com a modelagem k- $\epsilon$ , que a modela.

Os resultados encontrados estão resumidos na Tabela 20. Destes resultados, faz-se importante notar o ângulo de descolamento para a vazão de 12,24 m<sup>3</sup>/h. Diferentemente da abordagem anterior, que é feita para escoamentos completamente turbulentos, o modelo k- $\omega$  SST também pode ser utilizado para condições de escoamento laminar e ele nos mostra que possivelmente com essas condições de contorno a camada limite ainda era laminar devido ao ângulo de separação encontrado. Isto evidencia que a abordagem k- $\epsilon$  para esta vazão não é adequada e reforça seus limites de utilização.

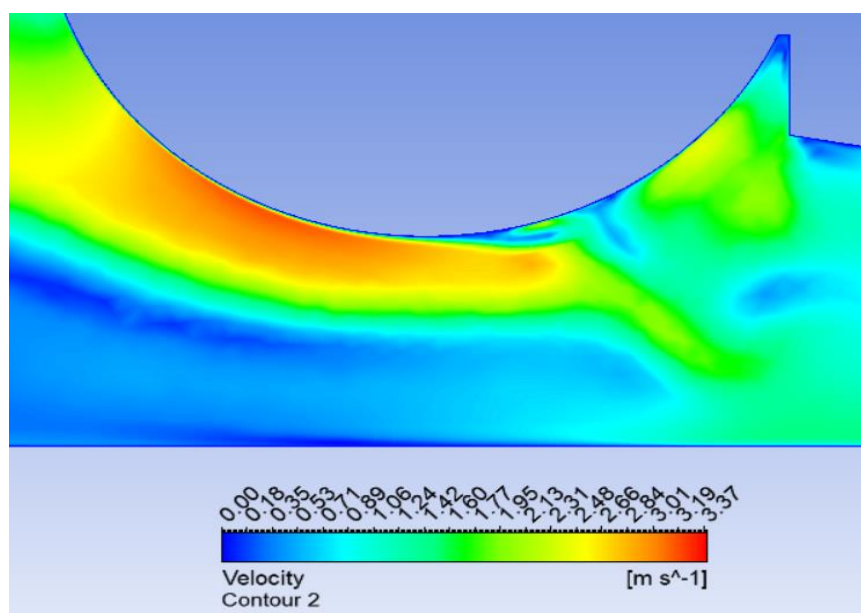
| Velocidade<br>(m/s) | Vazão<br>(m <sup>3</sup> /h) | Nº Reynolds<br>(-) | Ângulo de descolamento<br>(graus) |
|---------------------|------------------------------|--------------------|-----------------------------------|
| 2                   | 12,24                        | 1,01E+05           | 95,48                             |
| 5                   | 30,59                        | 2,53E+05           | 114,81                            |
| 7                   | 42,83                        | 3,54E+05           | 121,67                            |
| 10                  | 61,19                        | 5,06E+05           | 110,62                            |
| 13                  | 79,55                        | 6,57E+05           | 104,27                            |
| 15                  | 91,78                        | 7,58E+05           | 105,01                            |
| 17                  | 104,02                       | 8,59E+05           | 109,51                            |
| 20                  | 122,38                       | 1,01E+06           | 105,01                            |

**Tabela 20: Ângulo de descolamento da camada limite para as diversas vazões estudadas, k-  $\omega$  SST.**

Para reforçar a visualização deste resultado, utilizou-se novamente o CFD- Post para representar graficamente do campo de velocidades nas proximidades da esfera no plano A. Neste instante de observação, é possível notar através das Figuras 57 e 58 que a separação do escoamento ocorre logo após os 90°, como evidenciado pelo cálculo através da expressão do coeficiente de fricção na parede.

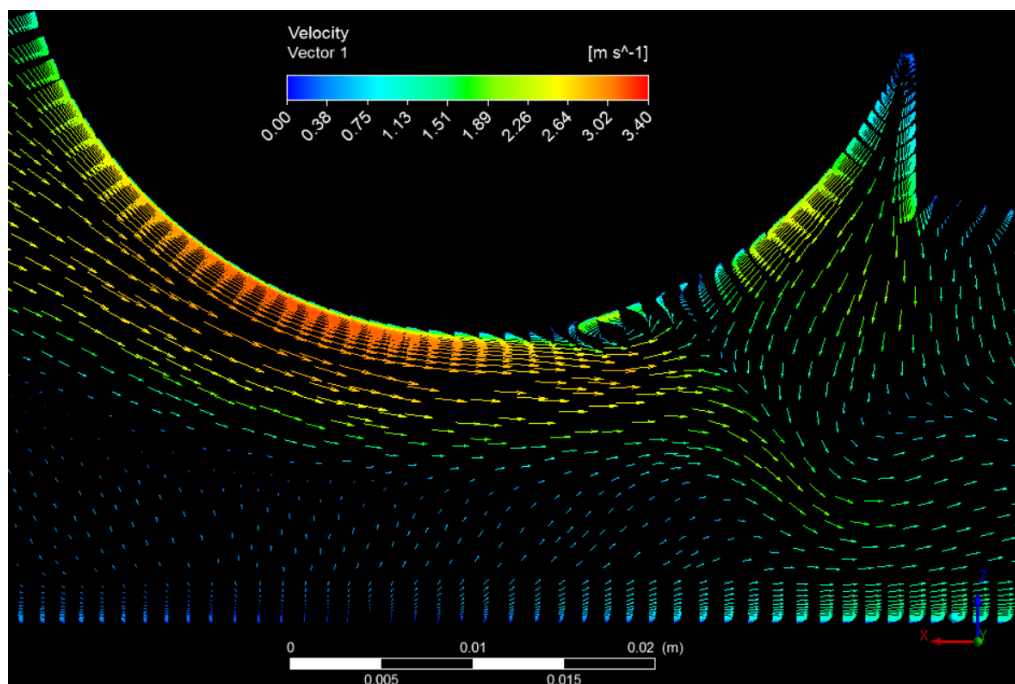


**Figura 57: Campo de velocidades do escoamento na região da válvula de pé (k- $\omega$  SST).**



**Figura 58: Detalhe do campo de velocidades nas proximidades da esfera, onde nota-se a separação do escoamento logo após 90° em relação ao local de estagnação frontal da esfera (k- $\omega$  SST).**

Continuando com a visualização do escoamento nas proximidades da esfera, é possível notar claramente o gradiente adverso de pressão nas proximidades de  $\theta = 95^\circ$ .



**Figura 59: Vetores de velocidade no escoamento próximo a esfera. Nota-se a presença do gradiente adverso de pressão, indicando o descolamento da camada limite, (k- $\omega$  SST).**

Ainda, é possível observar uma recirculação de fluido após a esfera. Essa recirculação foi produzida essencialmente pela complexa geometria interna durante e após a passagem do escoamento pela esfera.

## 8 CONCLUSÃO

A grande importância dos recursos energéticos advindos do petróleo e gás na matriz energética brasileira e a expressiva participação do método de elevação artificial por bombeio mecânico alternativo de fundo nos poços brasileiros dão uma dimensão da importância do correto dimensionamento dos diversos equipamentos utilizados na elevação de petróleo. Atrelado a isto, o conhecimento da quantidade de energia necessária para superar as perdas pelo trajeto de elevação pode ajudar a evitar diversos problemas comumente presentes em tais sistemas de elevação, como o fenômeno da pancada de fluido e a interferência por gás no rendimento volumétrico da bomba, que quando presentes podem causar problemas na coluna de hastes polidas, na própria bomba alternativa de fundo e nos equipamentos de superfície em geral.

A perda de carga é então um importante fator de projeto no dimensionamento de sistemas artificiais de elevação por bombeamento mecânico, que possuem a bomba como peça fundamental para o sistema. Sendo assim, buscou-se neste trabalho através da técnica da Fluidodinâmica Computacional compreender os efeitos do aumento de vazão na perda de carga quando do escoamento pela bomba.

Como o volume de controle considerado na simulação considerou a esfera posicionada na posição mais aberta ao fluxo da bomba, um estudo preliminar da vazão necessária para que isto seja verdadeiro foi realizado. Para isto, comparou-se a força de arrasto proporcionada pelo fluxo à força peso da esfera e, com a abordagem  $k-\epsilon$  com EWF, verificou-se que a vazão necessária para que isto ocorra é de 43,29 m<sup>3</sup>/h, o que equivale a uma velocidade 7,07 m/s na entrada do volume de controle da bomba.

Em sequência, as curvas de perda de carga versus vazão foram levantadas considerando-se oito diferentes vazões, compreendendo o trecho de 12,24 a 122,38 m<sup>3</sup>/h em duas abordagens diferentes de modelos de turbulência e mostraram boa concordância, ainda que qualitativa, com os dados disponíveis na literatura fornecidos por Cutler e Mansure (1999). A primeira abordagem de turbulência,  $k-\epsilon$  com EWF, apresentou uma perda de carga mínima para uma vazão que satisfaça a posição considerada da esfera (61,19 m<sup>3</sup>/h) de aproximadamente 70510 Pa, ao passo que a máxima perda de carga foi de 277404,3 Pa para a vazão máxima de 122,38 m<sup>3</sup>/h. Por outro lado, observou-se na abordagem de turbulência  $k-\omega$  SST que os valores de perda de carga encontrados eram maiores para as mesmas condições

de contorno, sendo encontrados perdas de carga de 81176,1 e 323338,3 Pa para vazões de 61,19 e 122,38 m<sup>3</sup>/h, respectivamente. Estas diferenças nas perdas de carga foram explicadas pelas próprias características das abordagens consideradas. O algoritmo k- $\epsilon$  com EWF, por exemplo, foi desenvolvido para escoamentos mais diretos, sem muitas recirculações e gradientes adversos de pressão, o que explica o fato de o mesmo apresentar uma diferença cada vez maior, com o aumento da vazão, nos resultados de perda de carga encontrados em relação ao modelo k- $\omega$  SST.

Para que a diferença entre as duas abordagens fossem mais bem estudada, optou-se também analisar o ângulo de separação da camada limite quando do escoamento sobre a esfera. Ainda que de maneira qualitativa, o escoamento foi analisado e os ângulos de descolamento foram observados e com isto notou-se novamente a importância da correta seleção dos algoritmos de turbulência. Nesta abordagem qualitativa, um valor de Reynolds representativo foi calculado considerando-se os parâmetros geométricos da esfera e a velocidade de entrada no volume de controle, além das propriedades da água. Com isso, este número de Reynolds qualitativo representando um escoamento de esfera em corrente livre pôde ser utilizado como parâmetro comparativo para as duas abordagens de turbulência. Já na análise dos resultados do modelo k- $\epsilon$  com EWF, observou-se que para a menor vazão considerada neste trabalho, 12,24 m<sup>3</sup>/h, o descolamento da camada limite ocorreu no ângulo de 121,50°, indicando assim um escoamento na camada limite totalmente turbulento. Entretanto, quando o escoamento foi analisado sobre a ótica da abordagem k- $\omega$  SST, observou-se que, para esta mesma vazão, o ângulo de descolamento era de 95,48°, indicando portanto que possivelmente a camada limite não era totalmente turbulenta, já que este algoritmo também é indicado para escoamentos em baixo número de Reynolds, diferentemente do k- $\epsilon$  com EWF que é indicado para escoamentos completamente turbulentos.

Por fim, uma análise geral e simplista das características do escoamento interno na bomba foi feita e diversos locais com recirculação e aceleração do fluido foram encontrados. Novamente, a diferença entre as abordagens ficou evidente na verificação da quantidade de recirculação de fluido em cada algoritmo. O modelo k- $\epsilon$  com EWF apresentou, para uma mesma vazão, uma quantidade de recirculação muito menor quando comparado com o k- $\omega$  SST, como previsto no manual do programa Fluent.

### **8.1 Sugestões para Trabalhos Futuros**

- Estudo da perda de carga na válvula de passeio e posteriormente em toda a bomba;
- Estudo multifásico (água + óleo + areia) da perda de carga;
- Estudo e relação da perda de carga com bombas similares (outros fabricantes);
- Avaliar o efeito da variação da viscosidade na perda de carga, tendo em vista que a mesma varia dentro de uma grande faixa para diferentes tipos de poços;
- Realizar estudo paramétrico nas válvulas da bomba e, considerando os esforços previstos em trabalho, propor melhorias à geometria interna visando menor perda de energia do fluido;

## 9 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE (API). **Specification for Subsurface Sucker Rod Pump Assemblies, Components, and Fittings (API 11AX)**. Washington, p. 117. 2015.

ANSYS, I. **ANSYS Fluent User's Guide**. 15.0. ed. Canonsburg: [s.n.], 2013.

ASSMANN, B. W. **Estudo de Estratégias de Otimização para Poços de Petróleo com Elevação por Bombeio de Cavidades Progressivas**. Universidade Federal do Rio Grande do Norte. Natal, p. 248. 2008.

CONSTANTINESCU, G. S.; SQUIRES, K. D. Role of the turbulence model in prediction of flow over a sphere. **Proceedings of FEDSM'00 ASME Fluids Engineering Summer Meeting**, Boston, 2000. 69-75.

CUTLER, R. P.; MANSURE, A. J. **Fluid Dynamics in Sucker Rod Pumps**. Lubbock: [s.n.]. 1999.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 6ª. ed. [S.I.]: LTC, 2006.

JINDAL, S. et al. Large Eddy Simulations around a sphere using unstructured grids. **24th AIAA Fluid Dynamics Conference and Exhibit**, 28 - 1 June and July 2004.

JONES, D. A.; CLARKE, D. B. **Simulation of Flow Past a Sphere using the Fluent Code**. Maritime Platforms Division - Defence Science and Technology Organisation (DSTO). Victoria, p. 35. 2008.

KIM, S. E. Large Eddy Simulation Using Unstructured Meshes and Dynamic SubgridScale Turbulence Models. **34th AIAA Fluid Dynamics Conference and Exhibit**, Portland, Oregon, 2004.

LOMBARDI, J. C. **Análise de distribuição de Pressão em válvulas de diafragma poroso**. Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais. [S.I.]. 2008.

LYONS, W. C.; PLISGA, G. J. **Standard Handbook of Petroleum and Natural Gas Engineering**. 2ª. ed. [S.I.]: Oxford: Elsevier, 2004.

MAITELLI, C. W. S. D. P. **Simulação do escoamento monofásico em um estágio de uma bomba centrífuga utilizando técnicas de fluidodinâmica computacional**. Universidade Federal do Rio Grande do Norte. Natal, p. 183. 2010.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA. **Balanço Energético Nacional**.

Empresa de Pesquisa Energética. [S.l.], p. 23. 2016.

NAJAFI-NEJAD-NASSER, A. **An Experimental Investigation of Flow Energy Losses in OpenChannel**. Concordia University. [S.l.], p. 99. 2011.

NASCIMENTO, J. M. A. D. **Simulador Computacional para Poços de Petróleo com Método de Elevação Artificial por Bombeio Mecânico**. Universidade Federal do Rio Grande do Norte. Natal, p. 113. 2005.

NICO FILHO, G. H. Fundamentos de Elevação Artificial- Bombeio Mecânico e Bombeio de Cavidades Progressivas. [S.l.]: [s.n.], 2010.

NICO FILHO, G. H. **Estudo numérico da movimentação da válvula de pé do sistema de bombeio mecânico da válvula com hastes**. Universidade Federal do Espírito Santo. São Mateus, p. 19. 2014.

PETROBRAS S/A. **Produção de Petróleo - Bomba de Fundo para Bombeio Mecânico**. [S.l.], p. 5. 2010.

RAPOSO, G. M. **Simulação numérica do escoamento em hidrociclone destinado a aplicações de alto teor de óleo**. Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro. 2008.

SHANPO, J.; XIANGZHEN, Y.; XIUJUAN, Y. **Numerical study of fluid flow in sucker rod pump using finite element method**. China University of Petroleum. [S.l.]. 2004.

SHIMAKURA, S. Coeficiente de Pearson. **leg.ufpr.br**, 2005. Disponível em: <<http://leg.ufpr.br/~silvia/CE701/node79.html>>. Acesso em: 31 Julho 2017.

SOUTHARD, I. P. J. Introduction to Fluid Motions, Sediment Transport, and Current-Generated Sedimentary Structures. **MITOPENCOURSEWARE**, 2006. Disponível em: <<https://ocw.mit.edu/courses/earth-atmospheric-and-planetary-sciences/12-090-introduction-to-fluid-motions-sediment-transport-and-current-generated-sedimentary-structures-fall-2006/index.htm>>. Acesso em: 08 Junho 2017.

SOUTHARD, J. Introduction to Fluid Motions, Sediment Transport, and Current-Generated Sedimentary Structures. **MIT OPEN COURSEWARE**, 2006. Disponível em: <[www.ocw.mit.edu](http://www.ocw.mit.edu)>. Acesso em: 15 Junho 2017.

TAKACS, G. **Sucker-Rod Pumping Handbook: Production Engineering Fundamentals and Long-Stroke Rod Pumping**. [S.l.]: [s.n.], 2015.

THOMAS, J. E. **Fundamentos de Engenharia de Petróleo**. 2ª. ed. Rio de Janeiro: Interciência, 2004.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. An Introduction do Computational

Fluid Dynamics: The finite volume method. [S.l.]: Longman Malaysia, 1995. p. 267.

WÄRME. **WTPD-4010 - Transmissor de Pressão Diferencial**. [S.l.], p. 2. 2012.

WHITE, F. M. **Viscous Fluid Flow**. [S.l.]: McGraw-Hill, 1991.