



MODELAGEM DINÂMICA E AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO DE ATUAÇÃO  
HIDRÁULICA DE UMA VÁLVULA SUBMARINA DO TIPO ESFERA VISANDO O  
MONITORAMENTO DA CONDIÇÃO

Jefferson Rodrigo de Souza

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, COPPE, da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Fernando Augusto de Noronha  
Castro Pinto

Rio de Janeiro  
Outubro de 2019

MODELAGEM DINÂMICA E AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO DE ATUAÇÃO  
HIDRÁULICA DE UMA VÁLVULA SUBMARINA DO TIPO ESFERA VISANDO O  
MONITORAMENTO DA CONDIÇÃO

Jefferson Rodrigo de Souza

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DO INSTITUTO ALBERTO LUIZ  
COIMBRA DE PÓS-GRADUAÇÃO E PESQUISA DE ENGENHARIA (COPPE) DA  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS  
NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM CIÊNCIAS EM  
ENGENHARIA MECÂNICA.

Examinada por:

---

Prof. Fernando Augusto de Noronha Castro Pinto, Dr.-Ing.

---

Prof. Antonio Carlos Marques Alvim, Ph.D.

---

Prof. Daniel Alves Castello, D.Sc.

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL  
OUTUBRO DE 2019

Souza, Jefferson Rodrigo de

Modelagem Dinâmica e Avaliação do Desempenho de Atuação Hidráulica de uma Válvula Submarina do Tipo Esfera Visando o Monitoramento da Condição / Jefferson Rodrigo de Souza. – Rio de Janeiro: UFRJ/COPPE, 2019. XXVI, 174 p.: il.; 29,7 cm.

Orientador: Fernando Augusto de Noronha Castro  
Pinto

Dissertação (mestrado) – UFRJ/COPPE/Programa de Engenharia Mecânica, 2019.

Referências Bibliográficas: p. 164 – 166.

1. Válvulas submarinas. 2. Atuação hidráulica. 3. Esfera. I. Pinto, Fernando Augusto de Noronha Castro. II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE, Programa de Engenharia Mecânica. III. Título.

*Aos meus pais.*

# Agradecimentos

Primeiramente a Deus, por ter me concedido a capacidade e oportunidade para o desenvolvimento deste trabalho e também por todas as bençãos que tem me concedido ao longo de minha vida.

Aos meus pais, Valdecir e Cida, e ao meu irmão, Victor, que, apesar de distantes, me transmitiram toda a confiança, compreensão e suporte de que necessitei ao longo do desenvolvimento deste trabalho.

À minha esposa, Gabriela, por todo o carinho, incentivo e compreensão, os quais foram essenciais para a continuidade deste trabalho durante as etapas mais difíceis.

À gerência de Engenharia de Equipamentos Submarinos da Petrobras, nas pessoas do gerente Marcello Augustus e gerente setorial Bruno Reis, pela liberação, suporte e incentivo para o desenvolvimento deste trabalho.

Ao Professor e orientador Dr.-Ing. Fernando Augusto de Noronha Castro Pinto, por toda a colaboração, instrução e incentivo ao longo de todas as etapas deste trabalho.

Aos colegas de trabalho Cesar Pádoa e Marcos Mashiba, sendo este último também meu orientador profissional, por toda a compreensão, incentivo e ideias que considero como fundamentais para que este trabalho pudesse ter sido realizado.

Também, a todos os demais colegas de trabalho, colegas pessoais e familiares que, direta ou indiretamente, contribuíram de alguma forma para o desenvolvimento deste trabalho.

A todos vocês, meu muito obrigado.

Resumo da Dissertação apresentada à COPPE/UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Mestre em Ciências (M.Sc.)

MODELAGEM DINÂMICA E AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO DE ATUAÇÃO  
HIDRÁULICA DE UMA VÁLVULA SUBMARINA DO TIPO ESFERA VISANDO O  
MONITORAMENTO DA CONDIÇÃO

Jefferson Rodrigo de Souza

Outubro/2019

Orientador: Fernando Augusto de Noronha Castro Pinto

Programa: Engenharia Mecânica

Nesta dissertação são discutidos aspectos relacionados à avaliação da condição de uma válvula submarina do tipo esfera, dotada de um atuador hidráulico com retorno por mola do tipo pinhão e cremalheira. O estudo aborda o monitoramento a partir da leitura da pressão hidráulica de atuação na linha de controle, medida durante o ensaio de desempenho de atuação hidráulica. Para tal, foi desenvolvido um modelo matemático que considera as características construtivas de um conjunto cujas informações relativas ao seu desempenho de atuação hidráulica, utilizadas para a calibração do modelo, estavam disponíveis. Adicionalmente, o modelo foi implementado levando-se em conta os aspectos dinâmicos, o que permitiu avaliar a influência da velocidade de acionamento no desempenho do conjunto. Por fim, foram verificados parâmetros do circuito hidráulico de atuação, como o umbilical de controle e as restrições, às quais podem resultar em perda de carga e possíveis erros nas leituras de pressão.

Abstract of Dissertation presented to COPPE/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science (M.Sc.)

DYNAMIC MODELING AND EVALUATION OF THE HYDRAULIC ACTUATION  
PERFORMANCE OF A SUBSEA BALL VALVE AIMING THE  
CONDITION MONITORING

Jefferson Rodrigo de Souza

October/2019

Advisor: Fernando Augusto de Noronha Castro Pinto

Department: Mechanical Engineering

This dissertation discusses aspects related to the condition monitoring of a subsea ball valve, equipped with a rack and pinion spring return hydraulic actuator. The study considers the monitoring activity by the reading of the hydraulic actuation pressure on the control line, measured during the hydraulic actuation performance test. To this purpose, it was developed a mathematical model that considers the constructive characteristics of an actuator and ball valve assembly, from which information regarding its hydraulic actuation performance, used to calibrate the model, was available. Additionally, the model was implemented taking into account the dynamic aspects, which allowed to evaluate the influence of the actuation speed. Finally, parameters of the hydraulic actuation circuit which may result in pressure drop and possible errors in pressure readings, such as the control umbilical and the restrictions, were verified.

# SUMÁRIO

|  |           |
|--|-----------|
| <b>1. INTRODUÇÃO .....</b>   | <b>1</b>  |
| 1.1 Sistemas de produção e exportação submarinos .....                                     | 1         |
| 1.2 Motivação .....  | 3         |
| 1.3 Objetivo.....  | 4         |
| <b>2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>  | <b>5</b>  |
| 2.1 Equipamentos submarinos de produção e exportação de óleo e gás... 5                    |           |
| 2.1.1 Árvore de Natal Molhada (ANM) .....  | 5         |
| 2.1.2 Manifolds .....  | 8         |
| 2.1.3 PLEM e PLET.....   | 9         |
| 2.1.4 ESDV.....  | 10        |
| 2.1.5 HIPPS.....   | 11        |
| 2.2 Sistemas de controle submarino .....   | 12        |
| 2.3 Válvula esfera .....   | 20        |
| 2.3.1 Características construtivas de válvula esfera voltada a aplicações submarinas ..... | 23        |
| 2.3.2 Curva de atuação característica de uma válvula do tipo esfera .....                  | 36        |
| 2.4 Umbilical submarino.....   | 47        |
| 2.4.1 Umbilicais com mangueira termoplástica .....   | 47        |
| 2.4.2 Umbilicais com tubos de aço .....  | 51        |
| <b>3. MODELAGEM MATEMÁTICA .....</b>   | <b>52</b> |
| 3.1 Definição e cálculo de forças do conjunto válvula e atuador .....                      | 52        |
| 3.1.1 Modelagem matemática das forças e torques de acionamento.....                        | 54        |
| 3.1.2 Cálculo da força equivalente aos torques de atrito.....                              | 65        |
| 3.1.3 Força nos batentes de fim de curso .....   | 67        |
| 3.1.4 Informações da válvula referência para o modelo.....                                 | 69        |



|           |  |            |
|-----------|--|------------|
| 3.1.5     | Validação do modelo da válvula com base nos testes realizados em bancada .....   | 77         |
| 3.1.6     | Representatividade do modelo para condições hiperbáricas .....   | 83         |
| 3.2       | Desenvolvimento do modelo dinâmico .....   | 92         |
| 3.2.1     | Análise do modelo do umbilical.....  | 92         |
| 3.2.2     | Análise da perda de carga por restrição na bancada de testes.....  | 98         |
| 3.2.3     | Modelagem dinâmica do conjunto válvula e atuador.....  | 107        |
| 3.3       | Validação do modelo dinâmico com base nos testes realizados em bancada .....   | 113        |
| <b>4.</b> | <b>RESULTADOS E DISCUSSÃO.....</b>   | <b>123</b> |
| 4.1       | Avaliação das forças ao longo da atuação hidráulica .....  | 123        |
| 4.2       | Avaliação da influência da velocidade de acionamento nos pontos-chaves .....   | 128        |
| 4.3       | Avaliação da influência do efeito viscoelástico do umbilical .....   | 135        |
| 4.4       | Avaliação da influência dos atritos e rigidez da mola do atuador na curva de atuação hidráulica .....                                    | 137        |
| 4.5       | Análise de sensibilidade dos coeficientes de atritos e avaliação quanto à aplicabilidade de um método de monitoramento de condição ..... | 143        |
| 4.6       | Influência de perdas de carga no circuito de controle.....   | 152        |
| <b>5.</b> | <b>CONCLUSÕES .....</b>  | <b>161</b> |
| 5.1       | Conclusões finais .....  | 161        |
| 5.2       | Sugestões para trabalhos futuros.....  | 162        |
|           | <b>REFERÊNCIAS.....</b>  | <b>164</b> |
|           | <b>Apêndice A.....</b>   | <b>167</b> |
|           | Algoritmo implementado no Maple .....  | 167        |
|           | <b>Apêndice B.....</b>   | <b>171</b> |
|           | Algoritmo implementado no MatLab .....   | 171        |

# LISTA DE FIGURAS

|  |    |
|--|----|
| Figura 1.1 – Arranjo submarino de exportação de gás.....   | 1  |
| Figura 2.1 - Árvore de Natal Molhada - ANM .....   | 6  |
| Figura 2.2 - Válvula Gaveta Submarina .....  | 6  |
| Figura 2.3 - Obturador de uma válvula gaveta .....   | 7  |
| Figura 2.4 - Choke Submarino de atuação hidráulica .....   | 7  |
| Figura 2.5 - Representação da entrada e saída de fluxo através do choke.....   | 7  |
| Figura 2.6 - Manifold Submarino .....  | 8  |
| Figura 2.7 - Pipeline End Manifold (PLEM) .....  | 9  |
| Figura 2.8 - Pipeline End Termination (PLET).....  | 10 |
| Figura 2.9 - SSIV, ou ESDV Submarina.....  | 11 |
| Figura 2.10 - Sistema HIPPS submarino.....   | 11 |
| Figura 2.11 - Unidade hidráulica de potência (HPU) .....   | 13 |
| Figura 2.12 – Diagrama simplificado de unidade hidráulica de potência (HPU) .....  | 13 |
| Figura 2.13 - Esquema Sistema de controle hidráulico direto .....  | 14 |
| Figura 2.14 - Conexões elétricas e hidráulicas no SCM.....   | 15 |
| Figura 2.15 - Acumuladores e válvulas direcionais integradas ao SCM .....  | 15 |
| Figura 2.16 – Unidade de potência elétrica (EPS) .....   | 16 |
| Figura 2.17 - SEM (Subsea Electronic Module) .....   | 17 |
| Figura 2.18 -Estação de controle principal (MCS).....  | 17 |
| Figura 2.19 - DCV monoestável 3/2, acionada por solenoide e retorno por mola.....  | 18 |
| Figura 2.20 - DCV 3/2 Biestável com piloto hidráulico.....   | 19 |
| Figura 2.21 - Representação simplificada do diagrama hidráulico do SCM.....  | 19 |
| Figura 2.22 - Restritor de fluxo de sentido preferencial.....  | 20 |
| Figura 2.23 – Ilustração da comutação de posição do obturador .....  | 21 |
| Figura 2.24 – Representação simplificada de uma válvula esfera e seus principais componentes .....   | 22 |
| Figura 2.25 – Vista em corte de uma válvula esfera na posição fechada com pressão à montante.....  | 22 |
| Figura 2.26 – Representação dos tipos de corpos: (a) <i>top entry</i> , (b) <i>side entry</i> bipartido e (c) <i>side entry</i> tripartido. .... | 24 |
| Figura 2.27 - Ilustração das diferentes regiões definidas no interior da válvula, para condições fechada e aberta, respectivamente. ....         | 25 |

|  |    |
|--|----|
| Figura 2.28 – Sistemas de vedação da sede .....  | 25 |
| Figura 2.29 – Selo do tipo labial.....   | 26 |
| Figura 2.30 - Sedes e esfera.....  | 27 |
| Figura 2.31 – Sede com face de vedação metálica.....   | 27 |
| Figura 2.32 - Sede com inserto polimérico.....   | 28 |
| Figura 2.33 – Representação da área sob diferencial de pressão .....   | 28 |
| Figura 2.34 – Efeito pistão no sentido de alívio.....  | 29 |
| Figura 2.35 - Efeito pistão na sede DPE .....  | 30 |
| Figura 2.36 – Ilustração dos mancais de deslizamento <i>trunnion</i> .....   | 31 |
| Figura 2.37 - Válvula esfera em corte, com destaque para a haste principal .....   | 32 |
| Figura 2.38 - Pacote de selos labiais: <i>V-Packing</i> .....  | 32 |
| Figura 2.39 - Válvula esfera submarina com atuador hidráulico.....   | 33 |
| Figura 2.40 - Ilustração simplificada de um atuador hidráulico com transmissão por pinhão e cremalheira .....  | 34 |
| Figura 2.41 – Vista em corte de conjunto válvula esfera e atuador hidráulico .....   | 34 |
| Figura 2.42 – Compensador .....  | 35 |
| Figura 2.43 - Representação esquemática dos fluidos de controle e compensação em faces opostas do pistão .....   | 36 |
| Figura 2.44 – Curva de atuação característica ou assinatura hidráulica, obtida durante um teste de desempenho de atuação hidráulica da válvula esfera modelada neste trabalho..... | 38 |
| Figura 2.45 - Esquema hidráulico para controle e monitoração da pressão do atuador .....   | 40 |
| Figura 2.46 - Esquema hidráulico para controle e monitoração da pressão de montante .....  | 40 |
| Figura 2.47 - Esquema hidráulico para controle e monitoração da pressão de jusante .....   | 41 |
| Figura 2.48 - Esquema hidráulico para controle e monitoração da pressão da cavidade .....  | 41 |
| Figura 2.49 - Variação das pressões de retorno registradas ao longo da qualificação de uma válvula do tipo gaveta .....  | 44 |
| Figura 2.50 - Variação das pressões de avanço registradas ao longo da qualificação de uma válvula do tipo esfera .....   | 45 |
| Figura 2.51 - Variação das pressões de retorno registradas ao longo da qualificação de uma válvula do tipo esfera .....  | 45 |

|  |    |
|--|----|
| Figura 2.52 - Representação da degradação do desempenho em relação ao critério de aceitação .....  | 46 |
| Figura 2.53 - Cabo umbilical submarino com mangueiras de controle hidráulico em material termoplástico.....  | 48 |
| Figura 2.54 – Efeito típico de expansão volumétrica para condição completamente desenvolvida.....  | 49 |
| Figura 2.55 – Efeito da variação da EV com o tempo .....   | 49 |
| Figura 2.56 - Efeito da configuração da mangueira no umbilical .....   | 50 |
| Figura 2.57 – Decaimento de pressão típico observado após aplicação de pressão em mangueira termoplástica.....   | 50 |
| Figura 2.58 – Umbilical com tubos de aço .....   | 51 |
| Figura 3.1 – Vista explodida do corpo de uma válvula esfera .....  | 53 |
| Figura 3.2 - Representação do diâmetro e ângulo de contato.....  | 55 |
| Figura 3.3 – Indicação dos locais de ocorrência dos torques de atrito no corpo da válvula esfera .....   | 59 |
| Figura 3.4 – Vista superior de sede em contato com esfera. Destacado em vermelho os diferentes raios de contato ao longo da circunferência .....   | 60 |
| Figura 3.5 – Representação da calota esférica utilizada no cálculo do raio equivalente de aplicação da força de atrito entre sede e esfera.....  | 61 |
| Figura 3.6 – Representação dos carregamentos na haste.....   | 63 |
| Figura 3.7 – <i>Manifold</i> submarino de injeção de água e gás: (a) destaque para a montagem das válvulas no <i>manifold</i> , (b) destaque para o conjunto válvula e atuador ( <i>Cortesia: BHGE e ATV S.P.A.</i> )..... | 69 |
| Figura 3.8 – Variação dos pontos-chaves, para o sentido de avanço, ao longo da qualificação: Assinaturas lado SPE.....   | 75 |
| Figura 3.9 – Variação dos pontos-chaves, para o sentido de retorno, ao longo da qualificação: Assinaturas lado SPE.....  | 75 |
| Figura 3.10 – Variação dos pontos-chaves, para o sentido de avanço, ao longo da qualificação: Assinaturas lado DPE .....   | 76 |
| Figura 3.11 – Variação dos pontos-chaves, para o sentido de retorno, ao longo da qualificação: Assinaturas lado DPE .....  | 76 |
| Figura 3.12 – Representação do carregamento inserido pela haste principal .....  | 91 |
| Figura 3.13 – Decaimento de pressão decorrente em mangueira termoplástica .....  | 94 |
| Figura 3.14 – Representação da resposta no tempo de uma função tipo degrau unitário combinada com a função de transferência que representa o efeito viscoelástico .....  | 96 |

|  |     |
|--|-----|
| Figura 3.15 - Representação da resposta no tempo de uma função tipo reta crescente combinada com a função de transferência que representa o efeito viscoelástico .....   | 97  |
| Figura 3.16 - Representação da resposta no tempo de uma função tipo reta decrescente combinada com a função de transferência que representa o efeito viscoelástico ..... | 97  |
| Figura 3.17 - Diagrama para representação da perda de carga imposta por durante movimento de avanço por válvula agulha em bancada.....                                   | 100 |
| Figura 3.18 - Diagrama para representação da perda de carga imposta por durante movimento de retorno por válvula agulha em bancada .....                                 | 100 |
| Figura 3.19 - Curva de atuação característica ou assinatura hidráulica, obtida em teste sem aplicação de pressão no corpo da válvula.....                                | 102 |
| Figura 3.20 - Comportamento do sistema válvula e atuador, mediante apenas a força da mola.....   | 110 |
| Figura 3.21 - Simulação do fechamento da válvula sem forças de restrição .....   | 110 |
| Figura 3.22 - Comportamento do sistema válvula e atuador, mediante a força da mola e atrito SPE .....  | 111 |
| Figura 3.23 - Simulação do fechamento da válvula com atrito SPE .....  | 111 |
| Figura 3.24 - Comportamento do sistema válvula e atuador, mediante força de restrição com $KR = 1 \times 10^5$ .....   | 112 |
| Figura 3.25 - Simulação do fechamento da válvula para força de restrição com $KR = 1 \times 10^5$ .....  | 112 |
| Figura 3.26 - Simulação do fechamento da válvula para força de restrição com $KR = 1 \times 10^7$ .....  | 112 |
| Figura 3.27 - Simulação do fechamento da válvula para força de restrição com $KR = 1 \times 10^{10}$ .....   | 112 |
| Figura 3.28 – Ilustração da ação da força de batente de retorno .....  | 113 |
| Figura 3.29 – Ilustração da ação da força de batente de avanço .....   | 113 |
| Figura 3.30 – Simulação de teste de desempenho de atuação hidráulica para condição sem pressão no corpo da válvula – sentido de avanço .....                             | 115 |
| Figura 3.31 - Simulação de teste de desempenho de atuação hidráulica para condição sem pressão no corpo da válvula: Identificação dos pontos-chaves A1 e A2.....         | 115 |
| Figura 3.32 - Simulação de teste de desempenho de atuação hidráulica para condição sem pressão no corpo da válvula – sentido de retorno .....                            | 116 |
| Figura 3.33 - Assinatura hidráulica com aplicação de pressão pelo lado SPE .....   | 117 |
| Figura 3.34 – Simulação de teste de desempenho de atuação hidráulica para condição de aplicação de pressão pelo lado SPE da válvula – sentido de avanço .....            | 117 |

|   |     |
|---|-----|
| Figura 3.35 - Simulação de teste de desempenho de atuação hidráulica para condição de aplicação de pressão pelo lado SPE da válvula: Destaque para momento de equalização de pressão entre montante, cavidade jusante, onde são identificados os pontos-chaves A3 e A4..... | 118 |
| Figura 3.36 - Simulação de teste de desempenho de atuação hidráulica para condição de aplicação de pressão pelo lado SPE da válvula – sentido de retorno.....   | 118 |
| Figura 3.37 –Destaque para o momento do fim da comunicação entre montante, cavidade e jusante, onde são identificados os pontos-chaves R2 e R3. ....  | 118 |
| Figura 3.38 - Assinatura hidráulica com aplicação de pressão pelo lado DPE .....  | 120 |
| Figura 3.39 – Simulação de teste de desempenho de atuação hidráulica para condição de aplicação de pressão pelo lado DPE da válvula – sentido de avanço .....   | 120 |
| Figura 3.40 – Destaque para momento de equalização de pressão entre montante, cavidade jusante, onde são identificados os pontos-chaves A3 e A4.....  | 121 |
| Figura 3.41 - Simulação de teste de desempenho de atuação hidráulica para condição de aplicação de pressão pelo lado DPE da válvula – sentido de retorno .....  | 121 |
| Figura 3.42 – Destaque para momento do fim da comunicação entre montante, cavidade jusante, onde são identificados os pontos-chaves R2 e R3. ....   | 121 |
| Figura 4.1 – Curso de avanço do atuador durante assinatura realizada com aplicação de pressão pelo lado DPE .....   | 123 |
| Figura 4.2 – Curso de retorno do atuador durante assinatura realizada com aplicação de pressão pelo lado DPE .....  | 124 |
| Figura 4.3 - Velocidade de avanço do atuador durante assinatura realizada com aplicação de pressão pelo lado DPE .....  | 124 |
| Figura 4.4 - Velocidade de retorno do atuador durante assinatura realizada com aplicação de pressão pelo lado DPE .....   | 125 |
| Figura 4.5 – Força de atrito para o sentido de avanço durante assinatura realizada com aplicação de pressão pelo lado DPE .....   | 125 |
| Figura 4.6 - Força de atrito para o sentido de retorno durante assinatura realizada com aplicação de pressão pelo lado DPE .....  | 126 |
| Figura 4.7 - Força da mola para o sentido de avanço durante assinatura realizada com aplicação de pressão pelo lado DPE .....   | 126 |
| Figura 4.8 - Força da mola para o sentido de retorno durante assinatura realizada com aplicação de pressão pelo lado DPE .....  | 127 |
| Figura 4.9 - Força no pistão para o sentido de avanço durante assinatura realizada com aplicação de pressão pelo lado DPE .....   | 127 |

|   |     |
|---|-----|
| Figura 4.10 - Força no pistão para o sentido de retorno durante assinatura realizada com aplicação de pressão pelo lado DPE .....   | 128 |
| Figura 4.11 – Representação esquemática de um diagrama hidráulico de acionamento do atuador .....   | 128 |
| Figura 4.12 - Comparação entre simulações realizadas para assinaturas com diferentes coeficientes de perda de carga no circuito de atuação.....   | 131 |
| Figura 4.13 - Comparação entre simulações realizadas para assinaturas com diferentes coeficientes de perda de carga no circuito de atuação: Destaque para a diferença dos resultados.....                                   | 131 |
| Figura 4.14 - Comparação entre simulações realizadas para assinaturas com diferentes coeficientes de perda de carga no circuito de atuação: Destaque para a impossibilidade de identificação dos pontos-chaves A1 e A2..... | 132 |
| Figura 4.15 – Representação das forças durante o avanço do atuador .....  | 132 |
| Figura 4.16 – Velocidade e aceleração durante acionamento.....  | 133 |
| Figura 4.17 – Destaque para a reversão no sentido da aceleração .....   | 133 |
| Figura 4.18 - Destaque para a reversão no sentido da força de inércia .....   | 134 |
| Figura 4.19 – Comparação entre simulações de assinaturas hidráulicas de avanço para as condições com e sem a consideração do efeito viscoelástico do umbilical.....   | 136 |
| Figura 4.20 - Comparação entre simulações de assinaturas hidráulicas de retorno para as condições com e sem a consideração do efeito viscoelástico associado ao umbilical .....   | 136 |
| Figura 4.21 - Variação da curva de avanço em função da variação da rigidez da mola .....  | 138 |
| Figura 4.22 - Variação da curva de retorno em função da variação da rigidez da mola .....   | 138 |
| Figura 4.23 - Variação da curva de avanço em função da variação da pré-carga.....   | 139 |
| Figura 4.24 - Variação da curva de retorno em função da variação da pré-carga .....   | 139 |
| Figura 4.25 - Variação da curva de avanço em função da variação do atrito total.....  | 140 |
| Figura 4.26 - Variação da curva de retorno em função da variação do atrito total.....   | 140 |
| Figura 4.27 - Pontos chaves, para acionamento de avanço, em função da variação da rigidez da mola .....   | 141 |
| Figura 4.28 - Pontos chaves, para acionamento de retorno, em função da variação da rigidez da mola .....  | 141 |
| Figura 4.29 - Pontos chaves, para acionamento de avanço, em função da variação do comprimento de pré-carga da mola .....  | 142 |

|   |     |
|---|-----|
| Figura 4.30 - Pontos chaves, para acionamento de retorno, em função da variação do comprimento de pré-carga da mola .....                                       | 142 |
| Figura 4.31 - Pontos chaves, para acionamento de avanço, em função da variação do atrito total.....   | 143 |
| Figura 4.32 - Pontos chaves, para acionamento de retorno, em função da variação do atrito total.....  | 143 |
| Figura 4.33 – Assinatura sem pressão no corpo no sentido de avanço: valores máximos e mínimos dos coeficientes de atrito estabelecidos na Tabela 4.5.....       | 146 |
| Figura 4.34 – Assinatura sem pressão no corpo no sentido de retorno: valores máximos e mínimos dos coeficientes de atrito estabelecidos na Tabela 4.5.....      | 146 |
| Figura 4.35 – Assinatura com pressão pelo lado SPE no sentido de avanço: valores máximos e mínimos dos coeficientes de atrito estabelecidos na Tabela 4.5.....  | 146 |
| Figura 4.36 – Assinatura com pressão pelo lado SPE no sentido de retorno: valores máximos e mínimos dos coeficientes de atrito estabelecidos na Tabela 4.5..... | 147 |
| Figura 4.37 – Assinatura com pressão pelo lado DPE no sentido de avanço: valores máximos e mínimos dos coeficientes de atrito estabelecidos na Tabela 4.5.....  | 147 |
| Figura 4.38– Assinatura com pressão pelo lado DPE no sentido de retorno: valores máximos e mínimos dos coeficientes de atrito estabelecidos na Tabela 4.5.....  | 147 |
| Figura 4.39 – Perda de carga em função do comprimento do umbilical e tempo de acionamento .....   | 156 |
| Figura 4.40 - Circuito de atuação de válvulas: sentido de retorno.....  | 157 |
| Figura 4.41 – Representação do erro de medição da pressão de atuação imposto pela <i>check-valve</i> para acionamento no sentido de retorno .....               | 158 |
| Figura 4.42 – Circuito de atuação de válvulas: sentido de avanço.....   | 159 |
| Figura 4.43 – Representação do erro de medição imposto pela <i>check-valve</i> para acionamento no sentido de avanço.....                                       | 159 |



# LISTA DE TABELAS

|   |    |
|---|----|
| Tabela 3.1 – Componentes da montagem do corpo da válvula esfera: Figura 3.1 .....   | 53 |
| Tabela 3.2 - Parâmetros construtivos da válvula esfera (dimensões em [mm]).....   | 70 |
| Tabela 3.3 – Resultados dos testes de desempenho de atuação hidráulica da 1ª fase:<br>Condição sem aplicação de pressão no corpo da válvula .....           | 72 |
| Tabela 3.4 - Resultados dos testes de desempenho de atuação hidráulica da 1ª fase:<br>Condição de aplicação de pressão pelo lado SPE da válvula .....       | 72 |
| Tabela 3.5 - Resultados dos testes de desempenho de atuação hidráulica da 1ª fase:<br>condição de aplicação de pressão pelo lado DPE da válvula.....        | 72 |
| Tabela 3.6 - Resultados gerais dos testes de desempenho de atuação hidráulica:<br>condição sem aplicação de pressão no corpo da válvula.....                | 73 |
| Tabela 3.7 - Resultados gerais dos testes de desempenho de atuação hidráulica:<br>condição de aplicação de pressão pelo lado SPE da válvula.....            | 73 |
| Tabela 3.8- Resultados gerais dos testes de desempenho de atuação hidráulica:<br>condição de aplicação de pressão pelo lado DPE da válvula.....             | 74 |
| Tabela 3.9 – Ajuste dos coeficientes de atrito para calibração do modelo .....  | 78 |
| Tabela 3.10 – Ajuste de parâmetros da mola do atuador para calibração do modelo .   | 79 |
| Tabela 3.11 – Cálculo de carregamentos com base nas equações desenvolvidas na<br>modelagem.....   | 79 |
| Tabela 3.12 - Posições de referência do pistão em cada ponto-chave .....  | 81 |
| Tabela 3.13 – Composição dos carregamentos de atrito para o cálculo dos pontos<br>chaves: sentido de avanço .....   | 81 |
| Tabela 3.14 - Composição dos carregamentos de atrito para o cálculo dos pontos<br>chaves: sentido de retorno.....   | 82 |
| Tabela 3.15 – Comparação entre assinaturas hidráulicas: resultados obtidos pelo<br>modelo na condição sem pressão no corpo da válvula .....                 | 82 |
| Tabela 3.16 - Comparação entre assinaturas hidráulicas: resultados obtidos pelo modelo<br>na condição de aplicação de pressão pelo lado SPE da válvula..... | 83 |
| Tabela 3.17 - Comparação entre assinaturas hidráulicas: resultados obtidos pelo modelo<br>na condição de aplicação de pressão pelo lado DPE da válvula..... | 83 |
| Tabela 3.18 – Pontos-chaves para pressão externa equivalente à profundidade de 300<br>metros: condição sem aplicação de pressão no corpo da válvula .....   | 84 |

|  |    |
|--|----|
| Tabela 3.19 - Pontos-chaves para pressão externa equivalente à profundidade de 300 metros: condição de aplicação de pressão pelo lado SPE da válvula .....   | 84 |
| Tabela 3.20 - Pontos-chaves para pressão externa equivalente à profundidade de 300 metros: condição de aplicação de pressão pelo lado DPE da válvula.....  | 84 |
| Tabela 3.21 – Comparação entre assinaturas hidráulicas, obtidas em teste, sem aplicação de pressão no corpo da válvula: Pressão externa = Atm e Pressão externa = equivalente a 300 metros de profundidade .....       | 85 |
| Tabela 3.22 - Comparação entre assinaturas hidráulicas, obtidas em teste, com aplicação de pressão pelo lado SPE da válvula: Pressão externa = Atm e Pressão externa = equivalente a 300 metros de profundidade .....  | 85 |
| Tabela 3.23 - Comparação entre assinaturas hidráulicas, obtidas em teste, com aplicação de pressão pelo lado DPE da válvula: Pressão externa = Atm e Pressão externa = equivalente a 300 metros de profundidade .....  | 86 |
| Tabela 3.24 – Comparação entre assinaturas hidráulicas, obtidas em teste, sem aplicação de pressão no corpo da válvula: Pressão externa = Atm e Pressão externa = equivalente a 2500 metros de profundidade .....      | 86 |
| Tabela 3.25 - Comparação entre assinaturas hidráulicas, obtidas em teste, com aplicação de pressão pelo lado SPE da válvula: Pressão externa = Atm e Pressão externa = equivalente a 2500 metros de profundidade ..... | 87 |
| Tabela 3.26 - Comparação entre assinaturas hidráulicas, obtidas em teste, com aplicação de pressão pelo lado DPE da válvula: Pressão externa = Atm e Pressão externa = equivalente a 2500 metros de profundidade ..... | 87 |
| Tabela 3.27 – Comparação entre resultados de testes e simulados: Profundidade de 300 metros, sem aplicação de pressão no corpo da válvula .....  | 88 |
| Tabela 3.28 – Comparação entre resultados de testes e simulados: Profundidade de 300 metros, aplicação de pressão pelo lado SPE da válvula .....   | 88 |
| Tabela 3.29 – Comparação entre resultados de testes e simulados: Profundidade de 300 metros, aplicação de pressão pelo lado DPE da válvula .....   | 88 |
| Tabela 3.30 – Comparação entre resultados de testes e simulados: Profundidade de 2500 metros, sem aplicação de pressão no corpo da válvula .....   | 89 |
| Tabela 3.31 – Comparação entre resultados de testes e simulados: Profundidade de 2500 metros, aplicação de pressão pelo lado SPE da válvula .....  | 89 |
| Tabela 3.32 – Comparação entre resultados de testes e simulados: Profundidade de 2500 metros, aplicação de pressão pelo lado DPE da válvula .....  | 89 |
| Tabela 3.33 Parâmetros viscoelásticos levantados no referido do experimento para diferentes diâmetros [14]. .....  | 93 |

|  |     |
|--|-----|
| Tabela 3.34 Parâmetros viscoelásticos levantados no referido do experimento para diferentes configurações [14].  | 93  |
| Tabela 3.35 Parâmetros viscoelásticos levantados no referido do experimento para diferentes tempos de envelhecimento [14].   | 93  |
| Tabela 3.36 – Avaliação de resultados durante o movimento de avanço do atuador   | 103 |
| Tabela 3.37 – Cálculo da distribuição de velocidades ao longo do movimento de avanço do atuador  | 104 |
| Tabela 3.38 - Avaliação de resultados durante o movimento de retorno do atuador.   | 105 |
| Tabela 3.39 - Cálculo da distribuição de velocidades ao longo do movimento de retorno do atuador   | 106 |
| Tabela 3.40 - Momento de inércia dos componentes rotativos   | 109 |
| Tabela 3.41 - Massa e massa equivalente dos componentes da válvula   | 109 |
| Tabela 3.42 - Resumo dos resultados do teste de desempenho de atuação hidráulica para condição sem pressão no corpo da válvula   | 116 |
| Tabela 3.43 - Resumo dos resultados do teste de desempenho de atuação hidráulica para de aplicação de pressão pelo lado SPE da válvula   | 119 |
| Tabela 3.44 - Resumo dos resultados do teste de desempenho de atuação hidráulica para aplicação de pressão pelo lado DPE da válvula.   | 122 |
| Tabela 4.1 – Variações nos tempos de acionamento e nos pontos-chaves, para o sentido de avanço e aplicação de pressão pelo lado DPE, em função da variação do coeficiente de perda de carga $KA$   | 130 |
| Tabela 4.2 – Variações nos tempos de acionamento e nos pontos -chaves, para o sentido de retorno e aplicação de pressão pelo lado DPE, em função da variação do coeficiente de perda de carga $KR$ | 130 |
| Tabela 4.3 – Comparação entre os tempos de acionamento de avanço para simulações com e sem o efeito viscoelástico do umbilical   | 137 |
| Tabela 4.4 – Comparação entre os tempos de acionamento de retorno para simulações com e sem o efeito viscoelástico do umbilical  | 137 |
| Tabela 4.5 – Resumo do intervalo de coeficientes de atritos considerados nas simulações: Limite de -50% a +200%.   | 144 |
| Tabela 4.6 – Valores máximos e mínimos para os pontos-chaves reais, considerando a variação dos coeficientes de atrito estabelecida na Tabela 4.5.   | 145 |
| Tabela 4.7 – Valores máximos e mínimos para os pontos-chaves reais, considerando a variação dos coeficientes de atrito estabelecida na Tabela 4.5.   | 148 |
| Tabela 4.8 – Estimativa do ponto-chave R4, simulado, em condição hiperbárica: comparação entre condições de atrito inicial e máximo, definidos na Tabela 4.5.                                      | 149 |

|  |     |
|--|-----|
| Tabela 4.9 – Estimativa do ponto-chave R4, real, em condição hiperbárica: comparação entre condições de atrito inicial e máximo, definidos na Tabela 4.5.....      | 150 |
| Tabela 4.10 – Resumo do intervalo de coeficientes de atritos considerados nas simulações: Limite máximo de +250%.....  | 151 |
| Tabela 4.11 – Estimativa do ponto-chave R4, simulado, em condição hiperbárica: comparação entre condições de atrito inicial e máximo, definidos na Tabela 4.10.... | 151 |
| Tabela 4.12 – Estimativa do ponto-chave R4, real, em condição hiperbárica: comparação entre condições de atrito inicial e máximo, definidos na Tabela 4.10....     | 152 |
| Tabela 4.13 – Configurações do teste de fluxo .....  | 153 |
| Tabela 4.14 – Resultado do teste de fluxo .....  | 153 |
| Tabela 4.15 – Verificação da perda de carga através da mangueira do umbilical .....  | 154 |
| Tabela 4.16 – Parâmetros utilizados para verificação da perda de carga em um sistema de controle do tipo HD .....  | 155 |
| Tabela 4.17 - Cálculo do Número de Reynolds.....   | 155 |
| Tabela 4.18 – Cálculo da perda de carga distribuída ao longo do umbilical de controle submarino.....   | 156 |

# LISTA DE NOMENCLATURAS

|                    |  |
|--------------------|--|
| ANM                | Árvore de Natal Molhada                                      |
| API                | <i>American Petroleum Institute</i>                          |
| ATM                | Atmosfera  |
| A1, A2, A3, A4, A5 | Pontos chaves do sentido de avanço na assinatura hidráulica  |
| BAP                | Base Adaptadora de Produção                                  |
| DCV                | <i>Directional Control Valve</i>                             |
| DHPTT              | <i>Downhole Pressure Temperature Transmitter</i>             |
| DPE                | <i>Double Piston Effect</i>                                  |
| EDO                | Equação diferencial ordinária                                |
| EHMUX              | Eletro-Hidráulico Multiplexado                               |
| ESDV               | <i>Emergency Shutdown Valve</i>                              |
| EPU                | <i>Electrical Power Unit</i>                                 |
| FSC                | <i>Fail Safe Close</i>                                       |
| FSO                | <i>Fail Safe Open</i>  |
| FS                 | <i>Fail Safe</i>   |
| HIP                | Hiperbárico  |
| HIPPS              | <i>High Integrity Pressure Protection System</i>             |
| HD                 | <i>Hydraulic Direct</i>                                      |
| MCS                | <i>Master Control Station</i>                                |
| PLEM               | <i>Pipeline End Manifold</i>                                 |
| PLET               | <i>Pipeline End Termination</i>                              |
| PMT                | Pressão máxima de trabalho da válvula                        |
| PNTA               | Pressão nominal de trabalho do atuador                       |
| PSU                | <i>Power Supply Unit</i>                                     |
| PT                 | <i>Pressure Transducer</i>                                   |
| R1, R2, R3, R4     | Pontos chaves do sentido de retorno na assinatura hidráulica |
| SCM                | <i>Subsea control module</i>                                 |
| SEM                | <i>Subsea Eletronic Module</i>                               |
| SPE                | <i>Single Piston Effect</i>                                  |
| SSIV               | <i>Subsea Isolation Valves</i>                               |
| UEP                | Unidade estacionária de produção                             |

# LISTA DE SÍMBOLOS

| Símbolo              | Descrição da grandeza física   | Unidade             |
|----------------------|--|---------------------|
| $a$                  | Aceleração do sistema  | [m/s <sup>2</sup> ] |
| $A$                  | Ponto de contato entre sede e esfera, a partir do centro da esfera   | [m]                 |
| $AG$                 | <i>Air-Gap</i> : a altura entre o reservatório de fluido de controle, situado na UEP, e a superfície do mar              | [m]                 |
| $A_{pistão}$         | Área do pistão   | [m <sup>2</sup> ]   |
| $A_{selo\_ext}$      | Área do selo da haste exposta à pressão externa  | [m <sup>2</sup> ]   |
| $A_{selo\_int}$      | Área do selo da haste exposta à pressão interna  | [m <sup>2</sup> ]   |
| $A_{selo\_pistão}$   | Área do selo do pistão em contato com o cilindro   | [m <sup>2</sup> ]   |
| $c_{bat}$            | Amortecimento do batente do atuador  | [N s/m]             |
| $c_{velocidade}$     | Correlação entre velocidade do pistão e velocidade do fluido através de uma restrição                                    | Adimensional        |
| $dP$                 | Pressão diferencial entre a montante e a cavidade da válvula   | [m]                 |
| $D$                  | Diâmetro da tubulação  | [m]                 |
| $D_c$                | Diâmetro de contato entre sede e esfera  | [m]                 |
| $D_e$                | Diâmetro da esfera   | [m]                 |
| $D_{esfera}$         | Diâmetro da esfera   | [m]                 |
| $D_{extselo}$        | Diâmetro externo do selo da sede   | [m]                 |
| $D_{haste}$          | Diâmetro da haste  | [m]                 |
| $D_{mancal\_pinhão}$ | Diâmetro no mancal do pinhão   | [m]                 |
| $D_{primitivo}$      | Diâmetro primitivo do pinhão   | [m]                 |
| $E_p$                | Força de efeito pistão entre sede e esfera, gerada devido ao diferencial de pressão entre montante e cavidade da válvula | [N]                 |
| $f$                  | Fator de atrito associado à perda de carga   | Adimensional        |
| $F_{amort\_A}$       | Força de amortecimento do batente de avanço do atuador   | [N]                 |

|                       |  |                     |
|-----------------------|--|---------------------|
| $F_{amort\_R}$        | Força de amortecimento do batente de retorno do atuador  | [N]                 |
| $F_{atrito\_atuador}$ | Força de atrito total no atuador   | [N]                 |
| $F_{(atrito+mola)}$   | Somatório das forças de atrito e mola  | [N]                 |
| $F_{atrito\_m\_h}$    | Força de atrito no mancal axial da haste   | [N]                 |
| $F_{atrito\_pinhão}$  | Força de atrito no pinhão  | [N]                 |
| $F_{atrito\_pistão}$  | Força de atrito no pistão  | [N]                 |
| $F_{atrito\_total}$   | Força de atrito total no conjunto válvula e atuador  | [N]                 |
| $F_{atrito\_válvula}$ | Força de atrito total na válvula   | [N]                 |
| $F_{avanço}$          | Força de acionamento do atuador hidráulico durante movimento de avanço do atuador                              | [N]                 |
| $F_{bat}$             | Força total imposta pelo batente do atuador  | [N]                 |
| $F_{bat\_A}$          | Força imposta pelo batente de avanço do atuador  | [N]                 |
| $F_{bat\_R}$          | Força imposta pelo batente de retorno do atuador   | [N]                 |
| $F_{cfc}$             | Força devido à coluna de fluido de controle,   | [N]                 |
| $F_{esfera}$          | Força hidrostática sobre a esfera, gerada devido ao diferencial de pressão entre montante e jusante da válvula | [N]                 |
| $F_{fonte}$           | Força equivalente à pressão fornecida pela fonte   | [N]                 |
| $F_{haste\_selos}$    | Força gerada por elementos de vedação contra a haste   | [N]                 |
| $F_{inércia}$         | Força de inércia   | [N]                 |
| $F_{mola}$            | Força devido a compressão da mola do atuador   | [N]                 |
| $F_{mola\_sedes}$     | Força das molas da sede  | [N]                 |
| $F_{montagem\_selo}$  | Força inicial de montagem do selo  | [N]                 |
| $F_{restrição}$       | Força equivalente à pressão de restrição   | [N]                 |
| $F_{rig\_A}$          | Força de rigidez do batente de avanço do atuador   | [N]                 |
| $F_{rig\_R}$          | Força de rigidez do batente de retorno do atuador  | [N]                 |
| $F_{sc}$              | Força devido ao sistema de compensação   | [N]                 |
| $F_{v\_haste}$        | Força vertical sobre a haste, gerada devido ao diferencial de pressão entre cavidade e ambiente externo        | [N]                 |
| $g$                   | Aceleração da gravidade  | [m/s <sup>2</sup> ] |
| $H$                   | Perda de carga em um circuito hidráulico   | [bar]               |

|   |  |                      |
|---|--|----------------------|
| $H_l$   | Perda de carga distribuída   | [bar]                |
| $H_{lm}$  | Perda de carga localizada  | [bar]                |
| $I$   | Momento de inércia   | [kg m <sup>2</sup> ] |
| $k_1, k_2$  | Parâmetros relativos ao ganho na função de transferência do efeito viscoelástico | Adimensional         |
| $k_{bat}$   | Rigidez do batente do atuador  | [N/m]                |
| $k_{bloco}, k_{rest},$<br>$k_{rest_1}, k_{saida_mar},$<br>$k_{total}, k, K$ | Coefficientes de perda de carga  | [kg/m <sup>3</sup> ] |
| $k_{mola}$  | Rigidez da mola do atuador   | [N/m]                |
| $K_A$   | Coefficiente de perda de carga da bancada de testes para o sentido de avanço     | [kg/m <sup>3</sup> ] |
| $K_R$   | Coefficiente de perda de carga da bancada de testes para o sentido de retorno    | [kg/m <sup>3</sup> ] |
| $L$   | Comprimento da tubulação   | [m]                  |
| $L0_{mola}$   | Compressão inicial de montagem da mola do atuador                                | [m]                  |
| LDA   | Lâmina d'água  | [m]                  |
| $m_1$   | Massa de um corpo  | [kg]                 |
| $m_{equivalente}$   | Massa equivalente total do sistema   | [kg]                 |
| $p_{bat_A}$   | Posição do batente de avanço do atuador  | [m]                  |
| $p_{bat_R}$   | Posição do batente de retorno do atuador   | [m]                  |
| $P_{atm}$   | Pressão atmosférica  | [bar]                |
| $P_{avanço}$  | Pressão no pistão do atuador durante movimento de avanço                         | [bar]                |
| $P_{controle}$  | Pressão de controle do atuador   | [bar]                |
| $P_{ext}$   | Pressão do ambiente externo  | [bar]                |
| $P_{in}$  | Pressão interna de trabalho da válvula   | [bar]                |
| $P_{nominal}$   | Pressão nominal de trabalho do atuador   | [bar]                |
| $P_{restrição}$   | Pressão gerada devido à perda de carga na restrição                              | [bar]                |
| $P_{retorno}$   | Pressão no pistão do atuador durante movimento de retorno                        | [bar]                |
| $q_1$   | Variável associada ao deslocamento linear  | [m]                  |



|                       |  |                       |
|-----------------------|--|-----------------------|
| $r$                   | Raio da esfera   | [m]                   |
| $\bar{r}$             | Raio de contato equivalente do mancal axial                | [m]                   |
| $R_1$                 | Raio inferior do mancal axial                              | [m]                   |
| $R_2$                 | Raio superior do mancal axial                              | [m]                   |
| $Re$                  | Número de Reynolds   | Adimensional          |
| $R_{haste}$           | Raio da haste  | [m]                   |
| $R_{m_e}$             | Raio de contato do mancal radial                           | [m]                   |
| $T_{acionamento}$     | Torque de acionamento                                      | [N m]                 |
| $T_{atrito\_pinhão}$  | Torque de atrito no pinhão                                 | [N m]                 |
| $T_{atrito\_válvula}$ | Torque de atrito total na válvula                          | [N m]                 |
| $T_{haste\_selos}$    | Torque entre a haste principal e selos                     | [N m]                 |
| $T_{mancal\_axi}$     | Torque de atrito no mancal axial                           | [N m]                 |
| $T_{mancal\_rad}$     | Torque de atrito no mancal radial                          | [N m]                 |
| $T_{sede\_esfera}$    | Torque de atrito entre sede e esfera                       | [N m]                 |
| $u1$                  | Variável associada à velocidade                            | [m/s]                 |
| $u1t$                 | Variável associada à aceleração                            | [m/s <sup>2</sup> ]   |
| $v$                   | Velocidade de escoamento do fluido de controle             | [m/s]                 |
| $v_{pistão}$          | Velocidade do pistão do atuador                            | [m/s]                 |
| $v_{rest}$            | Velocidade do fluido através de uma restrição              | [m/s]                 |
| $x$                   | Variável associada ao deslocamento linear                  | [m]                   |
| $\dot{x}$             | Variável associada à velocidade                            | [m/s]                 |
| $\ddot{x}$            | Variável associada à aceleração                            | [m/s <sup>2</sup> ]   |
| $X(s)$                | Entrada da função de transferência do efeito viscoelástico | Adimensional          |
| $\bar{y}$             | Centroide da calota esférica                               | [m]                   |
| $Y(s)$                | Saída da função de transferência do efeito viscoelástico   | Adimensional          |
| $\alpha$              | Ângulo de contato da sede com a esfera                     | [rad]                 |
| $\theta$              | Variável associada ao deslocamento angular                 | [rad]                 |
| $\dot{\theta}$        | Variável associada à velocidade angular                    | [rad/s]               |
| $\ddot{\theta}$       | Variável associada à aceleração angular                    | [rad/s <sup>2</sup> ] |
| $\mu_{m_e}$           | Coeficiente de atrito no mancal da esfera                  | Adimensional          |
| $\mu_{m_h}$           | Coeficiente de atrito no mancal da haste                   | Adimensional          |
| $\mu_{m_p}$           | Coeficiente de atrito no pinhão                            | Adimensional          |

|                  |  |                      |
|------------------|--|----------------------|
| $\mu_s$          | Coeficiente de atrito entre sede e esfera                              | Adimensional         |
| $\mu_{selo}$     | Coeficiente de atrito entre o selo do pistão e cilindro                | Adimensional         |
| $\nu$            | Viscosidade cinemática do fluido de controle                           | [cSt]                |
| $\rho$           | Massa específica de um fluido  | [kg/m <sup>3</sup> ] |
| $\rho_{fc}$      | Massa específica do fluido de controle                                 | [kg/m <sup>3</sup> ] |
| $\rho_{mar}$     | Massa específica da água do mar  | [kg/m <sup>3</sup> ] |
| $\tau_1, \tau_2$ | Constantes de tempo na função de transferência do efeito viscoelástico | Adimensional         |

# 1. INTRODUÇÃO

## 1.1 Sistemas de produção e exportação submarinos

O projeto de um arranjo submarino, voltado à produção ou à exportação de óleo e gás, pode contemplar uma grande diversidade de equipamentos. Equipamentos voltados ao ajuste, isolamento ou desvio de fluxo, realizam este controle de escoamento através do acionamento de válvulas, as quais podem possuir acionamento local ou remoto. O acionamento remoto é uma opção para proporcionar maior confiança quanto ao atendimento do tempo de operação, facilidade de integração da ação em *softwares* de supervisão ou mesmo para viabilizar a operação em condições *offshore* [1]. A Figura 1.1 mostra uma representação esquemática de um arranjo submarino de exportação de gás.

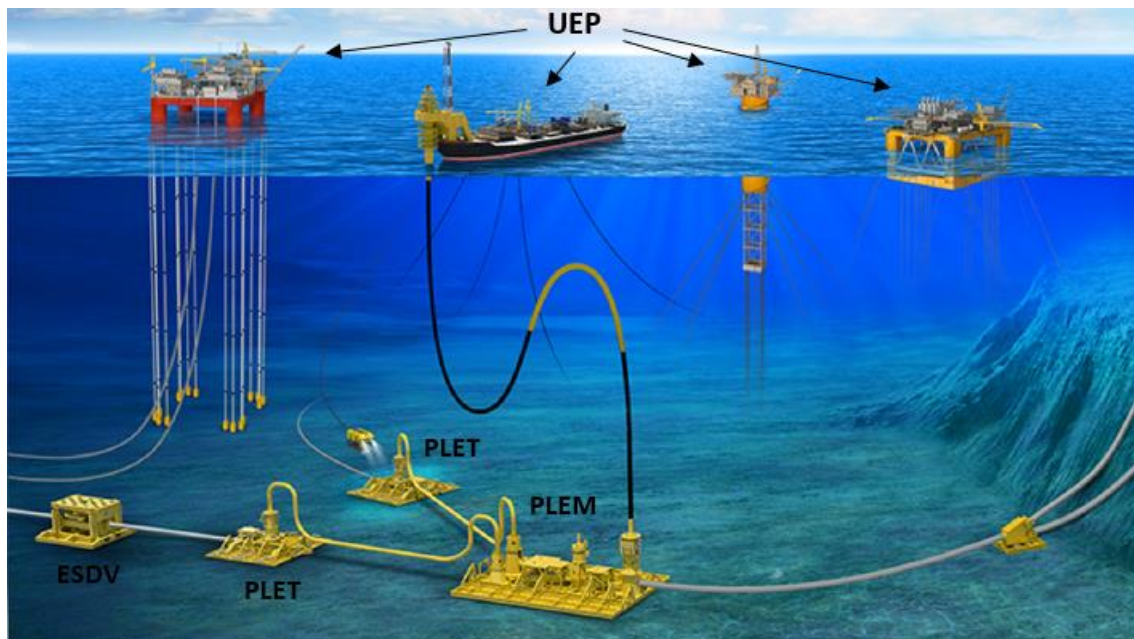


Figura 1.1 – Arranjo submarino de exportação de gás (Adaptado de: <<https://oilstates.com/subsea-pipeline-systems/deepwater/>>. Acesso em: 14 mar. 2019)

Por questões de confiabilidade, o acionamento remoto de válvulas na grande maioria dos equipamentos submarinos é realizado hidraulicamente. A transmissão do sinal de pressão pode ocorrer diretamente a partir da unidade estacionária de produção (UEP), via sistema hidráulico direto (HD), ou ser redistribuído no próprio ambiente submarino através de um módulo de controle submarino (SCM – *subsea control module*)

[2]. As válvulas submarinas podem ser componentes de um equipamento maior como por exemplo um *manifold* de produção ou injeção, *Manifold* de Extremidade de Dutos (PLEM – *Pipeline End Manifold*), *Manifold* de Extremidade de Terminação (PLET – *Pipeline End Termination*), ou atuar como barreira entre a UEP e o restante da malha, fazendo função de válvula de fechamento de emergência (ESDV – *Emergency Shutdown Valve*) [2].

Com relação às válvulas utilizadas em equipamentos submarinos, para função de bloqueio de fluxo, predominam-se as do tipo gaveta e esfera [2]. Válvulas do tipo gaveta possuem um extenso histórico de utilização na indústria do petróleo, sendo considerados dispositivos confiáveis e, por isso, amplamente utilizadas em equipamentos de produção como árvores de natal molhadas (ANM) e *manifolds*. Válvulas do tipo esfera possuem histórico um pouco mais recente de utilização em águas profundas, contudo, sua eficiência e confiabilidade tem sido verificada em campo ao longo dos anos, à medida que estudos voltados a sua aplicação vêm trazendo cada vez mais melhorias relacionadas a selos e revestimentos metálicos [2].

Durante o acionamento hidráulico de uma válvula, o monitoramento de seu sinal de pressão permite extrair informações que poderão ser úteis para o conhecimento de seu estado. É observado que o sinal de pressão lido apresenta um comportamento dependente da combinação de carregamentos a que o conjunto válvula e atuador é submetido. Também podem influenciar no padrão do sinal de acionamento hidráulico, variações no coeficiente atrito entre seus componentes e variação da rigidez da mola [3]. Estas variações estão associadas à degradação, e podem ser oriundas tanto do envelhecimento quanto do número de acionamentos [4]. A progressão da degradação pode expor o equipamento a condições de carregamentos para os quais não foi projetado, culminando em sua falha [4]. Também, a depender da velocidade do acionamento, é esperado que a inércia dos componentes móveis do conjunto válvula e atuador insiram alguma influência sobre a leitura de pressão.

O elemento responsável por transmitir sinal de controle desde a UEP até o atuador da válvula é o cabo umbilical. O cabo umbilical é um elemento constituído por cabos elétricos, mangueiras de injeção química, armadura e tubos metálicos ou mangueiras poliméricas, sendo estes dois últimos os responsáveis por conduzir o fluido de controle hidráulico até a válvula [5]. Embora a solução de arranjo contemplando o uso de cabo umbilical com tubos metálico venha crescendo nos últimos anos, grande parte dos cabos umbilicais submarinos instalados em campo contam com mangueiras poliméricas em sua construção. Estas mangueiras poliméricas, devido ao efeito da

expansão volumétrica e seu comportamento viscoelástico, poderão influenciar no sinal de pressão durante a atuação hidráulica de uma válvula.

Outras variáveis, associadas à transmissão do sinal de pressão, também podem exercer influência em uma leitura de pressão durante um acionamento hidráulico, estando relacionadas à perda de carga e configuração do sistema de controle. Para se avaliar a validade de utilizar o sinal de acionamento hidráulico para fins de monitoramento da condição de uma válvula, é necessária uma avaliação de quais são os parâmetros e o grau de influência que podem exercer no sinal de pressão. Uma vez estruturada, esta prática poderá permitir a avaliação da grandeza dos parâmetros, a fim de identificar se estão atingindo valores dentro faixa prevista em projeto.

## **1.2 Motivação**

O conhecimento da condição de um equipamento, especialmente equipamentos de aplicação crítica ou operando próximo ao fim de sua vida estipulada de projeto, confere um ganho no que diz respeito ao planejamento de manutenções e a garantia da continuidade da função executada. Este ganho se expressa em termos de redução de custos e segurança da operação. Estes aspectos, motivam a busca por formas de se obter informações que contribuam para o conhecimento da condição, a partir de dados colhidos durante o monitoramento da operação ou mesmo em testes específicos.

A avaliação do desempenho de atuação hidráulica de uma válvula é uma prática comumente empregada na indústria através da análise de sua curva de atuação característica, curva esta que descreve os níveis da pressão hidráulica no atuador ao longo do curso da válvula, denominada assinatura hidráulica. Isto se deve ao fato de que parâmetros do projeto da válvula têm influência direta em seu desempenho de atuação hidráulica [3].

Basicamente, o desempenho de atuação hidráulica de uma válvula quando avaliado em laboratório, será dependente dos atritos inerentes à sua construção mecânica, da rigidez da mola do atuador e das forças geradas devido à pressão no corpo da válvula ao longo de seu curso [3]. Desta forma, prevendo um desgaste natural dos componentes de um conjunto válvula e atuador que ocorrerá ao longo de sua vida útil, durante a rotina de qualificação de uma válvula, esta é submetida a um número definido de ciclos onde, ao final, a degradação no desempenho é quantificada e comparada com valores definidos a partir de uma metodologia para critério de aceitação [6].

Para aplicações de campo, porém, a leitura de pressão durante um acionamento hidráulico de uma válvula pode sofrer influência de fatores tais como a velocidade de

acionamento, comportamento viscoelástico das mangueiras termoplásticas do umbilical, perda de carga ao longo do circuito hidráulico, influência da lâmina d'água, etc. Os resultados deste estudo permitirão avaliar, de maneira geral, de que forma estes efeitos podem interferir em uma avaliação da condição do conjunto válvula e atuador, de forma a motivar estudos mais aprofundados e específicos para cada configuração de instalação.

### **1.3 Objetivo**

A partir da modelagem matemática de uma válvula submarina do tipo esfera, atuada hidráulicamente, e da análise de possíveis influências causadas por parâmetros construtivos ou fatores externos à válvula, estudar a natureza e o nível das interferências causadas na leitura da pressão de atuação hidráulica. A partir desta análise, o objetivo consistirá na avaliação de aspectos relacionados à aplicação de um método que suporte a atividade de monitoramento da condição de um conjunto válvula e atuador, baseado na avaliação de sua curva de atuação característica.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 Equipamentos submarinos de produção e exportação de óleo e gás

Dentre uma grande diversidade de equipamentos submarinos utilizados na indústria do petróleo na produção e exportação de óleo e gás, destacam-se as ANMs, *Manifolds*, ESDVs, PLEMs e PLETs. ANMs e *manifolds* são equipamentos utilizados em cenários de produção, na exploração de óleo e gás, e de injeção, onde há a necessidade de injeção de água ou gás nos reservatórios de produção para aumentar a recuperação ou simplesmente compensar o volume extraído. Já equipamentos tais como ESDVs, PLEMs e PLETs são comumente utilizados na exportação de óleo e gás. Em malhas de produção e exportação, também é comum a utilização de sistemas de proteção de alta eficiência, tal como o HIPPS (*High Integrity Pressure Protection System*), que realizam a proteção de equipamentos e tubulações contra um aumento súbito de pressão. Cada um destes equipamentos exerce uma função específica em uma malha de produção ou exportação e, através de seu trabalho em conjunto, possibilitam ao sistema submarino escoar a produção desde o poço produtor até a UEP, para que possa ser processada e então encaminhada ao seu destino final.

#### 2.1.1 Árvore de Natal Molhada (ANM)

A ANM é considerada um equipamento de vital importância para um sistema de produção, podendo ser utilizada tanto na função de produção quanto na de injeção [2]. Basicamente, a ANM consiste em um conjunto de válvulas, conectores e instrumentos de medição e outros componentes que montados em um bloco, têm a função de controlar o fluxo de produção/injeção ao mesmo tempo em que fornece a segurança necessária para a continuidade da operação [2]. A ANM se conecta ao poço produtor através de uma base adaptadora de produção (BAP), a qual se conecta a UEP ou ao *manifold*, através de 3 linhas, sendo estas a linha de produção, umbilical de controle e linha de *gas-lift*, tendo esta última a função de trazer à ANM o gás que será injetado na coluna de produção, com a finalidade de reduzir o peso específico do petróleo produzido e aumentar sua recuperação. Em poços injetores, estarão presentes 2 linhas, sendo estas a linha de injeção e o umbilical de controle. As válvulas principais da ANM são do tipo gaveta e realizam a função de bloqueio de fluxo, ou seja, são do tipo *on-off*. Para controle e restrição do fluxo de produção, são utilizadas válvulas do tipo *choke*. A Figura

2.1 ilustra uma ANM para aplicação submarina. As Figuras 2.2 e 2.3 ilustram uma válvula gaveta e seu obturador e as Figuras 2.4 e 2.5 uma válvula do tipo *choke*.



Figura 2.1 - Árvore de Natal Molhada - ANM (Disponível em: <<http://www.petrobras.com.br/fatos-e-dados/conheca-curiosidades-sobre-equipamentos-de-nossos-sistemas-submarinos.htm>>. Acesso em: 10 abr. 2019)

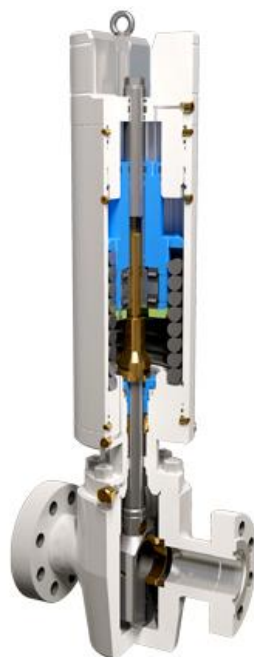


Figura 2.2 - Válvula Gaveta Submarina (Disponível em: <<https://webnordeste.com.br/en/products/offshore->>. Acesso em: 10 abr. 2019)



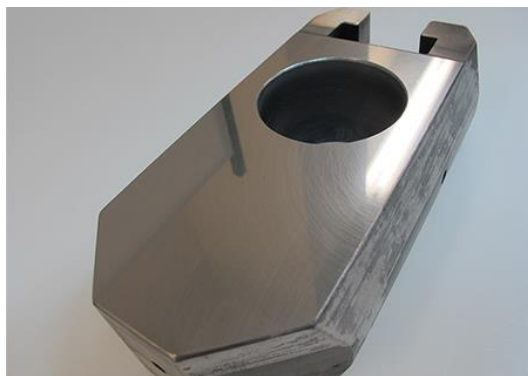


Figura 2.3 - Obturador de uma válvula gaveta (Disponível em: <<https://www.kemet.co.uk/blog/lapping/gate-valve-lapping>>. Acesso em: 10 abr. 2019)



Figura 2.4 - Choke Submarino de atuação hidráulica (Disponível em: <<https://www.masterflo.com/en/products/subsea-choke-valves-and-actuation/bolted-bonnet-subsea-choke-valve/>>. Acesso em: 10 abr. 2019)

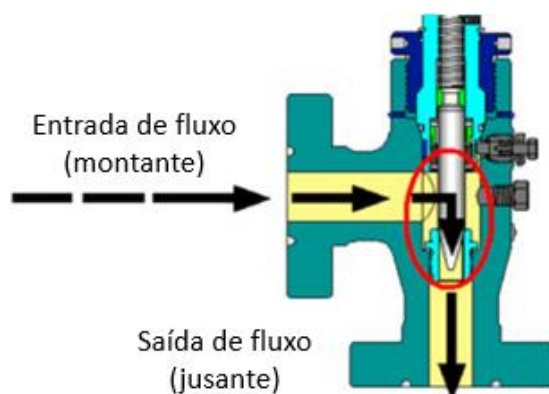


Figura 2.5 - Representação da entrada e saída de fluxo através do choke (Adaptado de: <<https://www.sciencedirect.com/topics/earth-and-planetary-sciences/choke>>. Acesso em: 10 abr. 2019)

### 2.1.2 Manifolds

*Manifolds* são equipamentos utilizados no desenvolvimento de campos de óleo e gás com o objetivo de simplificar o sistema submarino, reduzindo o número de linhas conectadas à UEP e otimizando o escoamento de fluidos no sistema de produção [2]. Assim, como as ANMs, os *manifolds* concentram uma grande quantidade de válvulas, instrumentos de medição, conectores, tubulações e, também como ocorre com as ANMs, também podem ser utilizados para a produção ou injeção. Também existem *manifolds* do tipo mistos, que compartilham as funções de produção e injeção, e os *manifolds* de controle, que são posicionados estrategicamente permitindo a distribuição de umbilicais de controle para equipamentos próximos. No projeto de *manifolds*, é comum a divisão em módulos específicos para cada função, como por exemplo módulos de medição, injeção, produção e controle. Estes módulos podem ser recuperáveis, permitindo que se realize sua troca no caso de falha de algum componente. Nos *manifolds*, as válvulas principais têm a função de, além de isolar ou permitir a passagem do escoamento através das entradas e/ou saídas de fluxo, permitir manobras de interligação dentro de seu circuito hidráulico, permitindo a execução de funções tais como limpeza, troca de fluido de injeção e isolamento de linhas para a troca de módulos recuperáveis. As válvulas do *manifold* podem ser do tipo gaveta ou esfera, para a função de bloqueio de fluxo, ou do tipo *choke*, para função de restrição de fluxo. A Figura 2.6 ilustra um *manifold* submarino durante sua instalação.



Figura 2.6 - Manifold Submarino (Disponível em: <<http://www.petrobras.com.br/fatos-e-dados/conheca-curiosidades-sobre-equipamentos-de-nossos-sistemas-submarinos.htm>>.)

### 2.1.3 PLEM e PLET

As interligações entre dutos e equipamentos dentro do sistema de produção submarino, são realizadas por meio de equipamentos especialmente construídos para este propósito. O PLEM (*Pipeline End Manifold*), ou *manifold* de extremidade de dutos, permite a conexão entre dutos não conectados diretamente aos equipamentos submarinos [2]. Além de tubulações e conectores, o PLEM também é composto por válvulas de bloqueio que são geralmente do tipo esfera, devido à característica de maior diâmetro das tubulações de exportação que se conectam ao PLEM. O PLET (*Pipeline End Termination*), ou terminação de extremidade de dutos, é outro equipamento bastante utilizado em conexões submarinas [2]. O PLET é utilizado na conexão de dutos com equipamentos submarinos, tais como *manifolds* e ANMs, e na transição entre trechos de dutos apoiados no solo marinho (*flow lines*) com a porção vertical do duto que se interliga à UEP (*risers*). Assim como no PLEM, o PLET é constituído basicamente por tubulações, conectores e válvulas de bloqueio, podendo estas ser do tipo esfera ou gaveta. As Figuras 2.7 e 2.8 ilustram, respectivamente, um PLEM e um PLET.

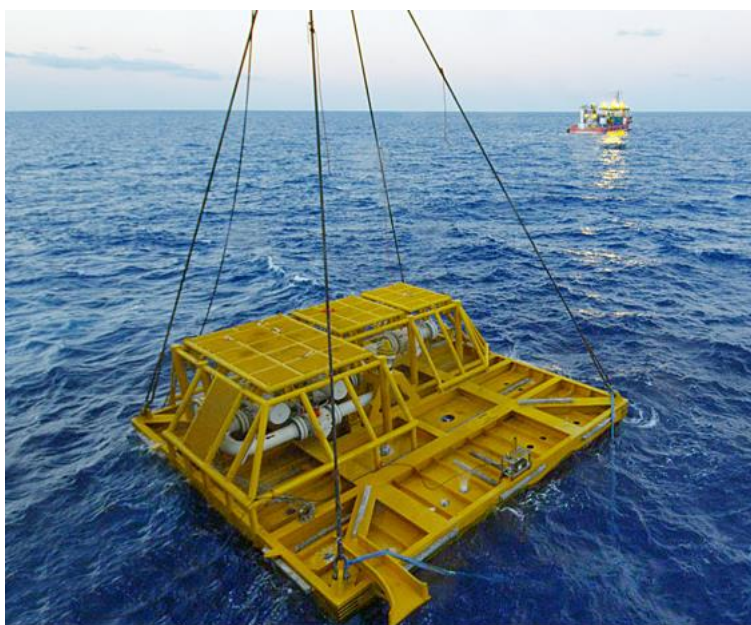


Figura 2.7 - Pipeline End Manifold (PLEM) (Disponível em: <[https://sal-heavylift.com/uploads/tx\\_salex/gallery/plem06\\_01.jpg](https://sal-heavylift.com/uploads/tx_salex/gallery/plem06_01.jpg)>. Acesso em: 10 abr. 2019)



Figura 2.8 - Pipeline End Termination (PLET) (Disponível em: <<https://www.ukessays.com/essays/engineering/offshore-structure-subsea-production-system-engineering-essay.php>>. Acesso em: 10 abr. 2019)

#### 2.1.4 ESDV

Em um sistema de produção submarino, também é comum a utilização de equipamentos tais como as válvulas de fechamento de emergência, ou ESDV (*Emergency Shutdown Valve*). Segundo NOLAN [7], um sistema de fechamento de emergência é utilizado para cessar a operação de um processo e o isolar de conexões de entrada e saída, reduzindo assim a probabilidade de ocorrência ou continuidade de um evento inesperado. Em instalações submarinas, estas válvulas são conhecidas como SSIVs (*Subsea Isolation Valves*), ou válvulas de isolamento submarinas. A utilização de uma SSIV é aplicada em situações onde uma UEP é considerada como um elemento vulnerável em uma instalação *offshore* [7]. Assim, por exemplo, sua instalação é comumente empregada entre um *flowline* e um *riser* escoando fluxo de produção para a UEP. Por serem instaladas, geralmente, em linhas de exportação de gás que possuem grande diâmetro, fazem uso de válvulas do tipo esfera. Também, por exercer função de emergência, possuem atuadores hidráulicos com capacidade de realizar o fechamento automático da válvula no caso de despressurização de sua linha de controle, interrompendo assim o fluxo de gás que escoar em direção à UEP.



Figura 2.9 - SSIV, ou ESDV Submarina (Disponível em: <[https://oilstates.com/wp-content/uploads/Emergency-Shutdown-Valve\\_Skid.png](https://oilstates.com/wp-content/uploads/Emergency-Shutdown-Valve_Skid.png)>. Acesso em: 12 abr. 2019)

### 2.1.5 HIPPS

Em instalações onde uma ação rápida de bloqueio de fluxo é necessária, com a finalidade de proteger equipamentos ou trechos de dutos com contra uma sobrepressão vinda do sistema de exportação, é prevista a utilização de sistemas HIPPS, ou Sistema de Proteção de Pressão de Alta Integridade [2]. Contando com a confiabilidade da ação deste sistema, poderá ser prevista a utilização de equipamentos de uma menor classe de pressão em instalações sujeitas a ocorrências eventuais de sobre pressão. O sistema HIPPS, em geral, conta com duas válvulas de bloqueio operando em redundância, as quais podem ser do tipo esfera ou gaveta. Uma outra particularidade do sistema, é a utilização de um sistema de controle que se baseia na leitura de três transdutores de pressão distintos da linha de processo. Assim, o sistema de controle do HIPPS somente irá dar o comando automático de acionamento de válvulas quando a leitura de pelo menos 2 dos transdutores indicarem uma sobre pressão [2]. Em geral, para sistemas HIPPS, é desejável um tempo de fechamento de válvulas menor que 2 segundos.

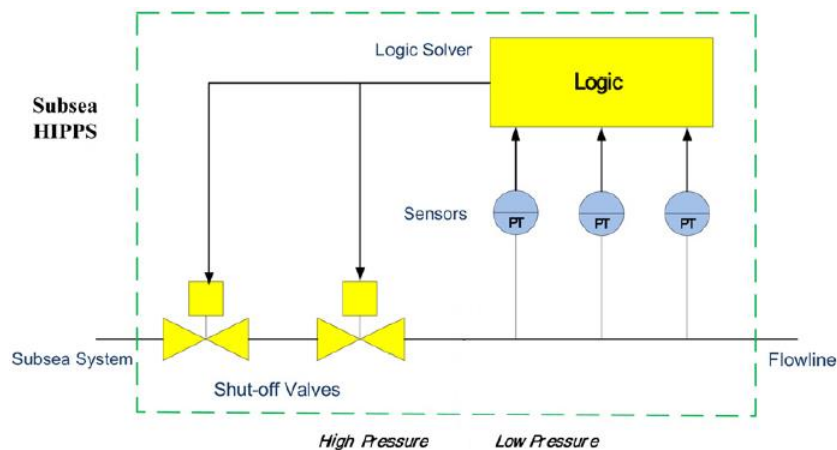


Figura 2.10 - Sistema HIPPS submarino [2]

## 2.2 Sistemas de controle submarino

A principal função do sistema de controle submarino é a abertura e o fechamento de válvulas de equipamentos instalados em campo. Entretanto, através do sistema de controle submarino a UEP também realiza o suprimento de energia elétrica, injeção de produtos químicos e a monitoração de variáveis operacionais destes equipamentos para fins de diagnóstico [2]. Os tipos fundamentais de sistemas de controle empregados na indústria do petróleo são: hidráulico direto (HD – *Hydraulic Direct*), hidráulico pilotado, hidráulico sequencial, eletro-hidráulico multiplexado (EHMUX), e totalmente elétrico [2]. Dentre estes, se destacam como os tipos mais empregados na indústria o sistema HD e o EHMUX, este último operando através de um módulo de controle submarino, o SCM [2].

O acionamento hidráulico de válvulas requer uma fonte capaz de suprir demandas de pressão e fluido de todo o conjunto de válvulas do sistema. Esta fonte de suprimento é denominada unidade de potência hidráulica (HPU – *Hydraulic Power Unit*), instalada na UEP, Figura 2.11. A HPU consiste em um conjunto de bombas hidráulicas de acionamento elétrico e/ou pneumático, reservatório de pressão, acumuladores, válvulas de controle, filtros e controle eletrônico para acionamento de bombas e regulagem de pressão [2], Figura 2.12. Tipicamente, uma HPU é projetada com uma linha de baixa pressão (LP – *Low Pressure*) e uma de alta pressão (HP – *High Pressure*), permitindo o acionamento de diferentes tipos de válvulas em um mesmo equipamento [2]. O dimensionamento da quantidade e capacidade de bombas e acumuladores é realizado de forma a atender a demanda de acionamento de válvulas em todo equipamentos conectados ao sistema. Também, são levadas em conta questões de confiabilidade, onde o número de bombas e acumuladores deve ser suficiente para que seja evitado um acionamento cíclico e excessivo de uma mesma bomba, reduzindo o risco de falha prematura [2].



Figura 2.11 - Unidade hidráulica de potência (HPU) [2]

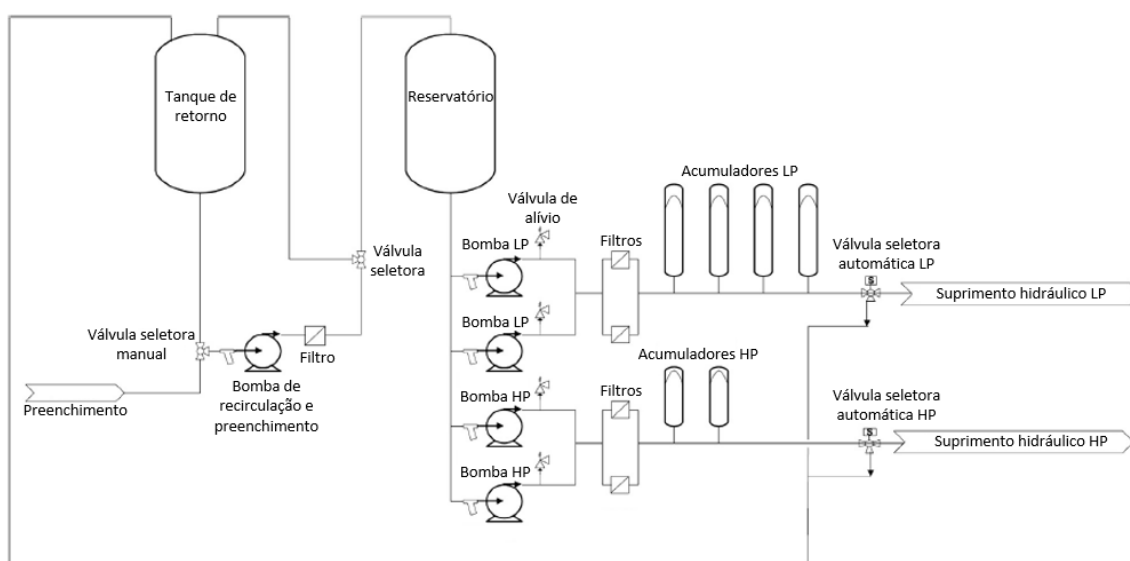


Figura 2.12 – Diagrama simplificado de unidade hidráulica de potência (HPU)  
(Adaptado de [2]).

No sistema de controle hidráulico direto, o acionamento de cada válvula é realizado através de uma linha hidráulica específica. Assim, para que ocorra o acionamento do atuador, no sentido de avanço, o fluido hidráulico deve ser deslocado a partir da HPU até o atuador de cada válvula. De modo inverso, para que ocorra o movimento de retorno do atuador, e este retorne à sua posição inicial, o fluido de controle deve retornar a partir do atuador por esta mesma linha até à HPU (Figura 2.13). O comando de acionamento é executado através de válvulas solenoides na própria UEP. Como vantagem deste sistema, pode ser citada sua simplicidade e baixo custo.

Em contrapartida, possui a desvantagem de necessitar de um grande número de linhas hidráulicas, uma vez que é necessária uma linha para cada válvula, e de impor um elevado tempo de resposta no acionamento de válvulas.

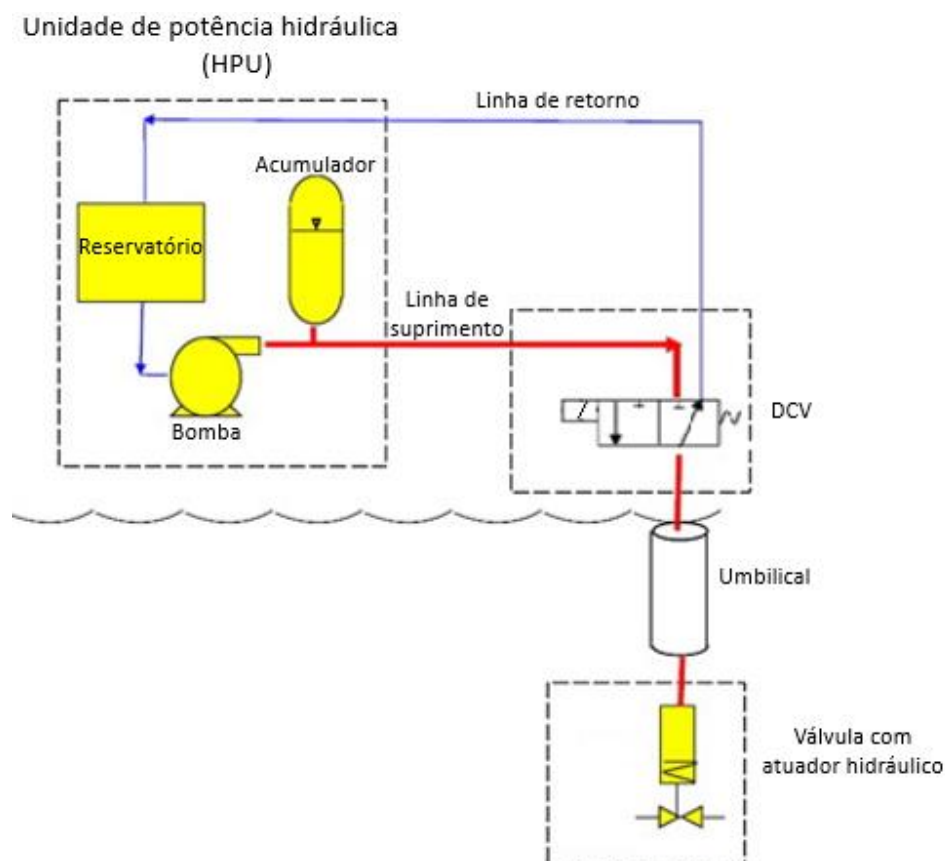


Figura 2.13 - Esquema Sistema de controle hidráulico direto (Adaptado de [2])

Em sistemas de controle multiplexados, o fluido de controle parte da UEP de forma concentrada, através de linhas dimensionadas a atender à demanda total de suprimento do sistema [2]. O fluido injetado é armazenado em acumuladores integrados ao SCM (Figura 2.15), assim, o SCM é responsável por conectar cada atuador com linhas hidráulicas específicas. O SCM poderá estar integrado a cada equipamento submarino nos quais realizará o acionamento das válvulas, *manifold* e ANMs, ou ainda estar integrado somente a um *manifold* e a partir deste realizar as ações de controle com as ANMs através do sistema HD. Por o fluido de acionamento das válvulas não ser mais suprido diretamente pela UEP, este acionamento é realizado com um menor tempo de resposta. Analogamente, para que a válvula sendo acionada retorne a sua posição inicial, o fluido de controle retorna a partir de seu atuador pela linha de controle até o SCM. Por questões de melhora de tempo de resposta, ao retornar ao SCM, este fluido de controle que é a base de água, é descartado no ambiente submarino.



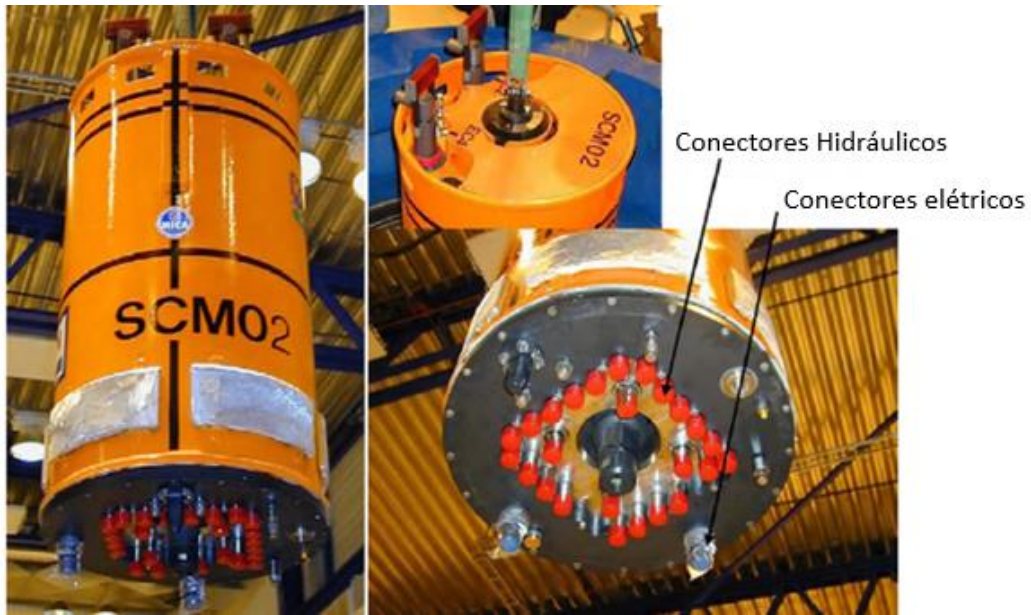


Figura 2.14 - Conexões elétricas e hidráulicas no SCM (Adaptado de: <[http://www.oilfieldwiki.com/wiki/Subsea\\_Module\\_\(SCM\)](http://www.oilfieldwiki.com/wiki/Subsea_Module_(SCM))>. Acesso em: 12 abr. 2019)

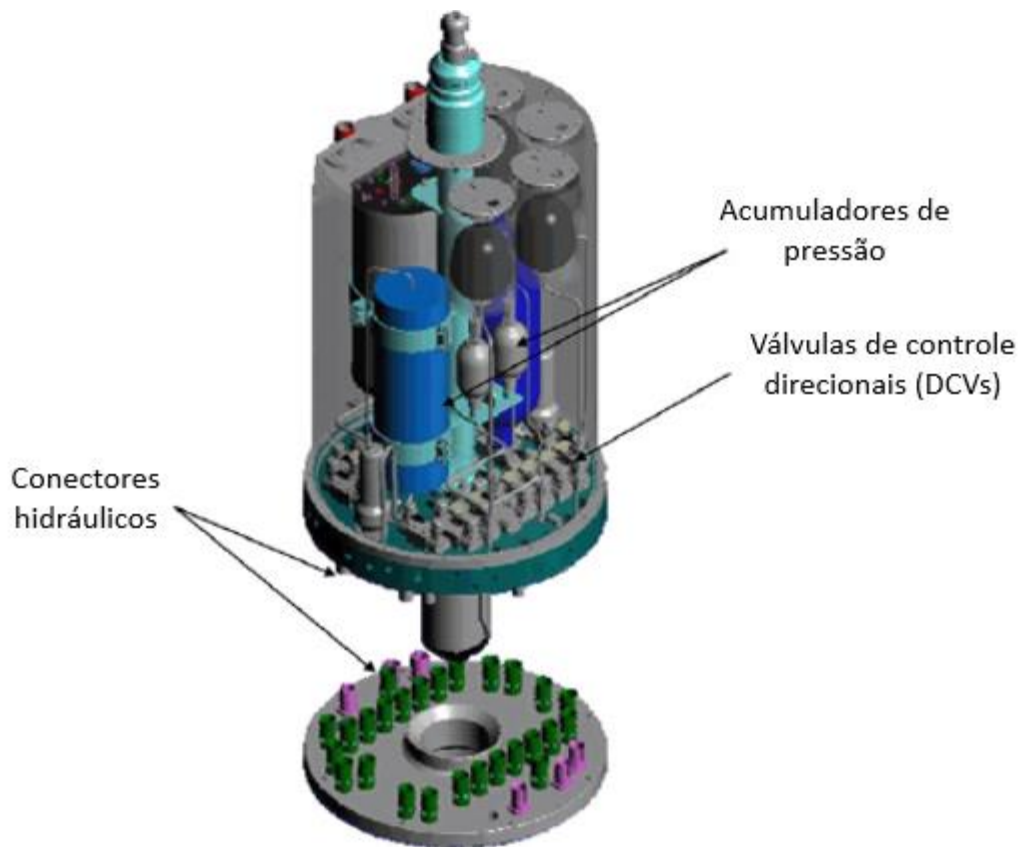


Figura 2.15 - Acumuladores e válvulas direcionais integradas ao SCM (Adaptado de: <[http://www.oilfieldwiki.com/wiki/Subsea\\_Module\\_\(SCM\)](http://www.oilfieldwiki.com/wiki/Subsea_Module_(SCM))>. Acesso em: 12 abr. 2019)

Assim como ocorre com o suprimento hidráulico, no sistema de controle EHMUX o suprimento de energia elétrica total do sistema é fornecido de forma concentrada. Esta energia elétrica é suprida a partir da unidade de potência elétrica (EPU – *Electrical Power Unit*), localizada na UEP, até a unidade de suprimento de potência (PSU – *Power Supply Unit*) Figura 2.16, integrada ao SEM (SEM – *Subsea Eletronic Module*), Figura 2.17. No SEM também estão acondicionados o *modem* e as interfaces de comunicação digital (DHPTT – *Downhole Pressure Temperature Transmitter*) e analógica, que permitem a comunicação de sensores instalados nos equipamentos submarinos com o SCM. A interface de comunicação entre o operador na UEP e o SCM é a estação de controle principal (MCS – *Master Control Station*) localizada na UEP [2], Figura 2.18, que codifica o comando do operador em forma de sinal elétrico e o envia através de cabos elétricos até o *modem*. Posteriormente o sinal será decodificado por um microprocessador integrado ao SEM e então encaminhado para a execução da respectiva função. Além de comandar a função de acionamento de válvulas, o MCS permite ainda a comunicação com sensores, programação de alarmes, intertravamentos e configuração de funções de execução automática [2].



Figura 2.16 – Unidade de potência elétrica (EPS) [2]



Figura 2.17 - SEM (Subsea Eletronic Module) [2]

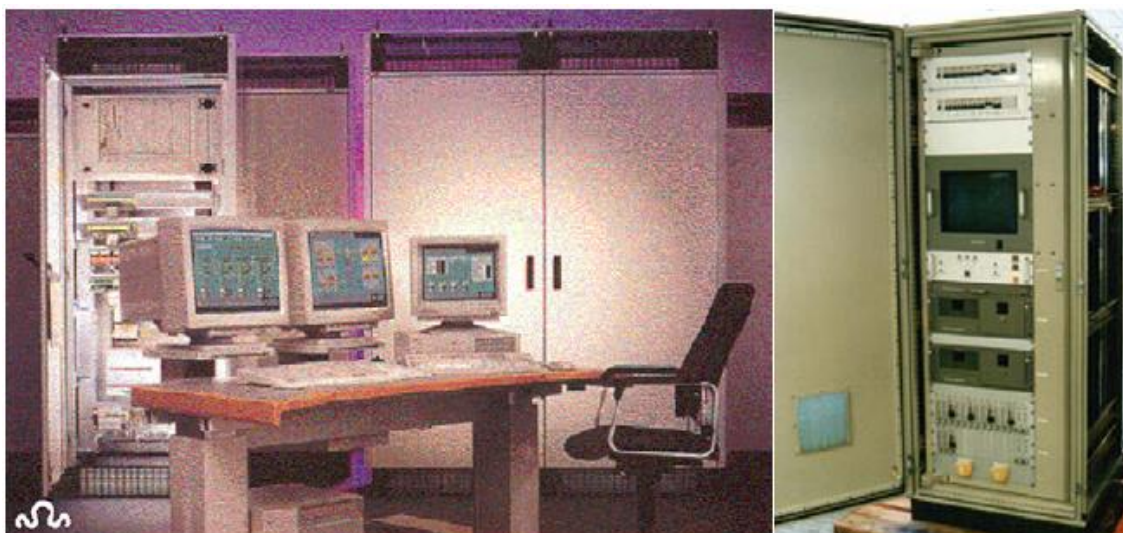


Figura 2.18 -Estação de controle principal (MCS) [2]

Tanto no sistema de controle hidráulico direto como no multiplexado, o comando de acionamento de válvulas em equipamentos submarinos é realizado através de válvulas direcionais, as DCVs (*Directional Control Valves*). Estas válvulas podem ter seu acionamento realizado através de piloto hidráulico ou eletromagnético (por solenoides), a depender da filosofia do sistema de controle implementado, e direcionam o fluido de controle até o atuador de cada válvula [2]. Em sistemas de controle do tipo HD mais modernos, são utilizadas DCVs do tipo monoestáveis atuadas por solenoides e com retorno por mola (Figura 2.19). São do tipo 3/2 (3 vias e 2 posições), e ficam localizadas em cabines de controle na UEP. Com seu acionamento, a DCV permite o alinhamento da linha de suprimento hidráulico da UEP com a linha de controle, permitindo o

acionamento da válvula conectada a esta linha [2]. Uma vez acionado, é necessário que o solenoide se mantenha continuamente energizado para manutenção da posição da DCV. Cessando a energização do solenoide, a DCV retorna a sua posição inicial de falha segura, permitindo o retorno do fluido hidráulico injetado na linha de controle de volta à UEP e o retorno da válvula à sua posição inicial.

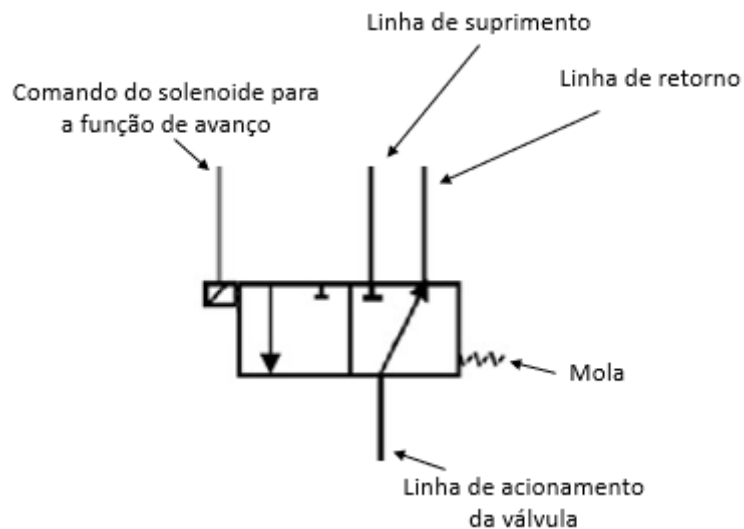


Figura 2.19 - DCV monoestável 3/2, acionada por solenoide e retorno por mola  
(Adaptado de [2])

Em sistemas de controle do tipo eletro-hidráulico multiplexado, as DCVs são acondicionadas em um vaso de pressão compensado e hermeticamente fechado [2], Figura 2.14. A comunicação da UEP com as DCVs é realizada através de *drivers* específicos instalados no SEM para controle dos solenoides. Neste tipo de sistema de controle são utilizadas DCVs biestáveis com retorno por mola e piloto hidráulico. Também são do tipo 3/2 (3 vias e 2 posições) e uma vez atuada, sua posição é mantida por um piloto hidráulico alimentado diretamente pela pressão de suprimento do SCM, Figura 2.20. Assim, o acionamento da DCV ocorre com a energização do solenoide que irá comutar a DCV de posição e comprimir a mola. Uma vez comutada a posição da DCV, sua posição é mantida enquanto a linha de suprimento tiver pressão suficiente para manter a mola comprimida, permitindo a desenergização do solenoide. Para que a DCV retorne à sua posição de falha segura, é necessário o acionamento de um solenoide do lado oposto ao piloto hidráulico, empurrando a DCV à sua posição inicial. Com o retorno da DCV, o fluido de controle injetado para o acionamento da válvula é aliviado para o mar, Figura 2.21.

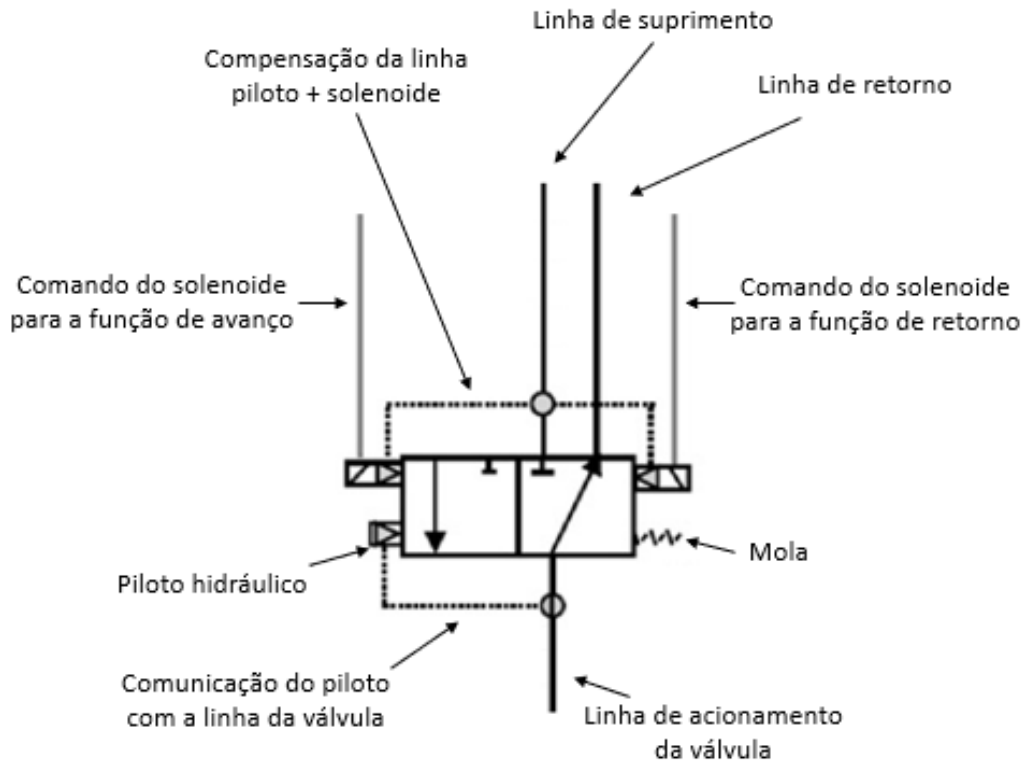


Figura 2.20 - DCV 3/2 Biestável com piloto hidráulico [2]

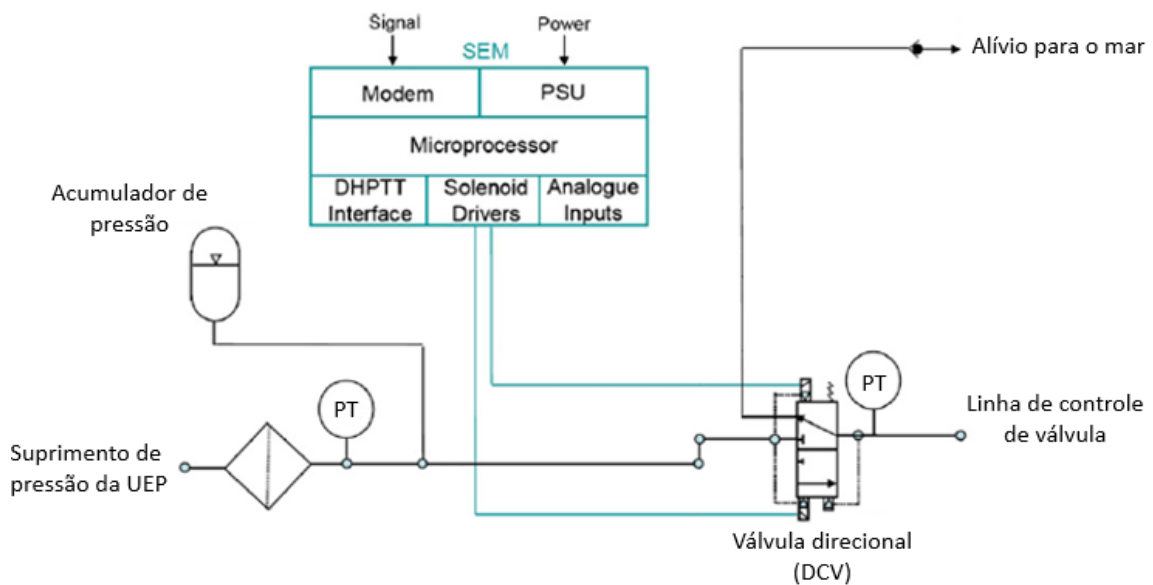


Figura 2.21 - Representação simplificada do diagrama hidráulico do SCM (Adaptado de: <[http://www.oilfieldwiki.com/wiki/Subsea\\_Control\\_Module\\_\(SCM\)](http://www.oilfieldwiki.com/wiki/Subsea_Control_Module_(SCM))>. Acesso em: 12 abr. 2019)

O sistema que permite que, em caso de queda de pressão na linha de controle, a DCV retorne imediatamente à sua posição de falha segura, permitindo também o

retorno da válvula no equipamento submarino para sua posição inicial, é o sistema de retenção de pressão, comumente chamado de *latch* hidráulico. Essa pressão de retenção, ou pressão de *latch*, é a pressão necessária na alimentação do piloto hidráulico para manter a mola da DVC comprimida, e é uma característica de projeto de cada sistema de controle submarino. Assim, o projeto do sistema hidráulico deve ter a capacidade de, em condições normais de operação, manter a pressão no sistema sempre acima da pressão de *latch*. Além da utilização de acumuladores de pressão, uma solução normalmente adotada para prevenir que se atinja a pressão de *latch* durante um acionamento hidráulico, é a utilização de um sistema de restrição de fluxo em sentido preferencial na saída de cada função hidráulica do SCM, conforme mostrado na Figura 2.22. Assim, durante o acionamento da válvula submarina, o fluxo será restringido de forma a evitar que a pressão caia até a pressão de *latch* hidráulico. Já para o movimento de retorno da válvula submarina, o fluido não estará sujeita à restrição de fluxo pelo imposta pelo restritor, tendo um caminho preferencial através de uma *check-valve*, a qual irá impor uma menor restrição no sentido de retorno.

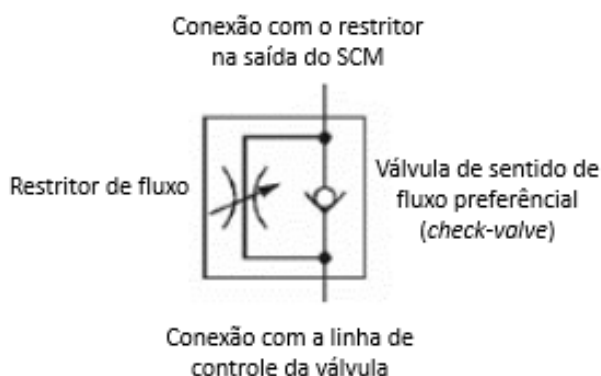


Figura 2.22 - Restritor de fluxo de sentido preferencial (Adaptado de: <https://www.festo.com/net/SupportPortal/Files/432404/TR-300003-EN-Ver2.pdf>).

Acesso em: 12 abr. 2019)

### 2.3 Válvula esfera

Válvulas do tipo esferas pertencem ao grupo de válvulas de eixo rotativo, onde a comutação entre as posições totalmente aberta e totalmente fechada ocorre através da rotação de um quarto de volta de seu eixo principal [8]. Com a rotação da esfera, a qual possui um furo passante em sua estrutura, seleciona-se a face que estará em direção ao escoamento. Uma vez o fluido exposto à face fechada da esfera, a vedação de passagem através do corpo da válvula é promovida através do contato entre a esfera

com as sedes. Ao contrário, ao girar a esfera e selecionar a face da com o furo passante na direção do fluido, permite-se a passagem do fluido em escoamento. A Figura 2.23 ilustra estas condições.

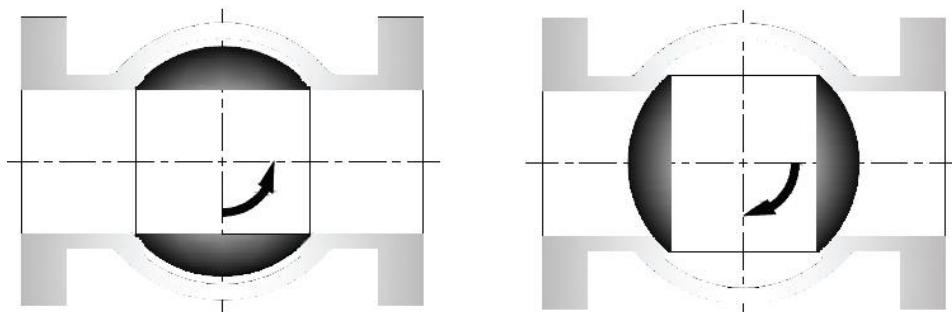


Figura 2.23 – Ilustração da comutação de posição do obturador (Adaptado de: <<https://www.emerson.com/documents/automation/product-bulletin-trunnion-mounted-ball-valve-bulletin-asia-pacific-only-fisher-en-137766.pdf>>. Acesso em: 15 abr. 2019.)

As vantagens da utilização deste tipo de válvula estão muitas vezes atreladas a sua simplicidade, facilidade de automação e de manutenção [9]. Contudo, em se tratando de válvulas de grande porte, com diâmetros de passagem de fluxo em geral partindo de sete polegadas (17,8 cm), e com aplicação submarina, as principais vantagens consideradas são seu menor peso e dimensões, quando comparada a uma válvula do tipo gaveta, e sua maior probabilidade de acionamento em situações de formação de hidratos em seu interior. Embora estas válvulas possuam como recomendação aplicações do tipo *on-off*, como as que serão discutidas neste trabalho, é possível ver casos na indústria de sua aplicação em funções de controle de vazão [9]. A Figura 2.24 ilustra uma representação básica de válvula esfera e seus principais componentes. A Figura 2.25 ilustra uma visão tridimensional em corte.

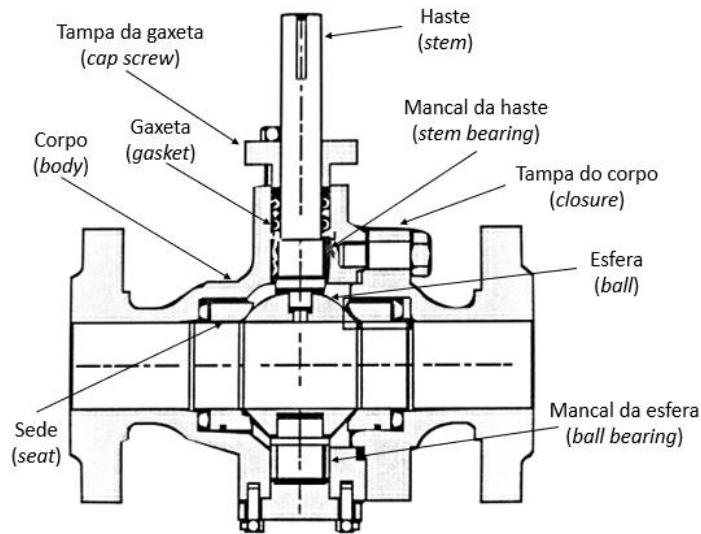


Figura 2.24 – Representação simplificada de uma válvula esfera e seus principais componentes (Adaptado de [9])

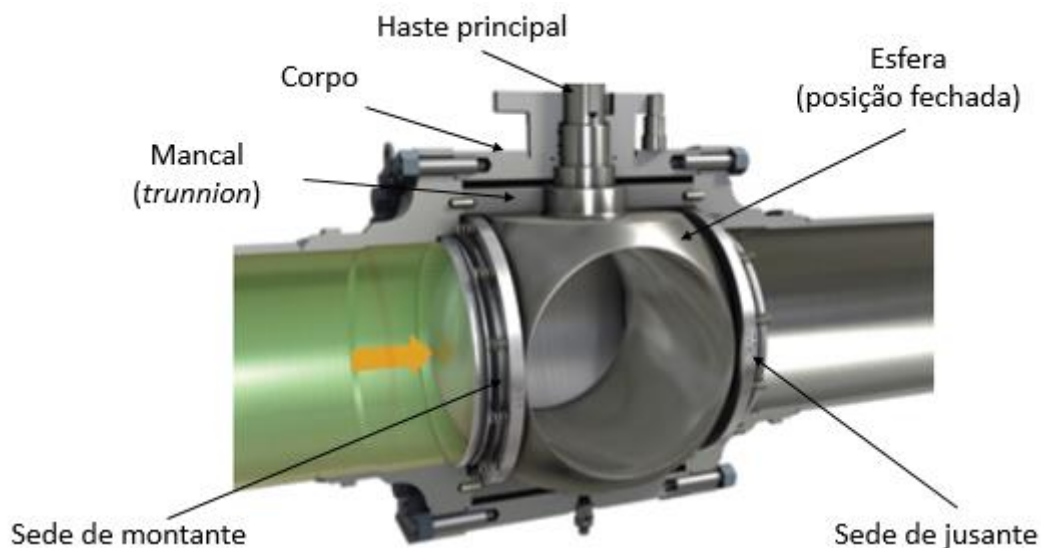


Figura 2.25 – Vista em corte de uma válvula esfera na posição fechada com pressão à montante (Adaptado de:

<<http://www.valvemagazine.com/magazine/sections/features/8859-unique-operating-dynamics-of-trunnion-mounted-ball-valves.html>>. Acesso em: 15 abr. 2019)

Existem diversas formas de se classificar uma válvula esfera [8, 9]. Algumas das principais classificações, estão relacionadas a:

- O tipo de acionamento: Pode ser manual ou automático. Este último, através da utilização de atuadores pneumáticos, elétricos ou hidráulicos.



- Construção das Sedes: As sedes podem ser do tipo SPE (*Single Piston Effect*) ou DPE (*Double Piston Effect*). Também podem ser classificadas com base no material da interface de vedação, polimérico ou metálico.
- O tipo de esfera: podendo ser do tipo flutuante, do tipo integral, tipo pendular ou do tipo *trunnion*;
- Aplicações específicas: Podem incluir proteção contra incêndio, projetos para temperaturas criogênicas e aplicações submarinas.

### 2.3.1 Características construtivas de válvula esfera voltada a aplicações submarinas

Como na elaboração de qualquer projeto de equipamento, o projeto de um equipamento submarino consiste em selecionar características e soluções construtivas visando o equilíbrio entre custo e benefício. A maior particularidade deste tipo de projeto, é a aplicação de critérios mais restritivos para a escolha da solução construtiva a ser adotada, de forma que a confiabilidade e robustez do projeto permita atender ao planejamento previsto de operação deste equipamento em campo durante muitos anos, sem intervenção de manutenção. A seguir, será feito um maior detalhamento dos principais componentes visando o entendimento do princípio de funcionamento da válvula esfera submarina.

#### 2.3.1.1 Corpo

Em válvulas esferas, existem três diferentes tipos de construção de corpo, sendo estes: monoblocos, bipartidos e tripartidos [9]. Para aplicações submarinas, a combinação de requisitos como robustez estrutural e estanqueidade levam, quase sempre, a opção por um corpo bipartido. Tal opção surge do fato de que o projeto de um corpo monobloco, apesar de resultar em menos caminhos de vazamentos, apresenta a fragilidade construtiva de expor componentes internos da válvula a altas temperaturas resultantes do processo de soldagem final do corpo. Com relação ao modelo tripartido, a sua menor utilização em aplicações submarinas surge da inviabilidade do uso de sua maior vantagem, que é a possibilidade de troca de anéis e juntas de vedação sem a necessidade de desmontagem da válvula da tubulação [8]. Além disso, um corpo tripartido apresenta maior quantidade de caminhos de vazamentos.

O corpo também pode variar quanto ao tipo de montagem, que pode ser do tipo *top entry* ou *side entry* [9]. No modelo *top entry*, a montagem da esfera e sedes é feita

pelo topo. Esta solução facilita a manutenção dos internos da válvula, uma vez que é possível realizar alguns tipos de manutenção (tais como a substituição de sedes, esfera, selos das sedes e da haste) sem a necessidade de se desconectar qualquer das extremidades da válvula da tubulação. Uma outra vantagem do corpo tipo *top entry* é sua maior resistência à carregamentos externos, tais como a pressão de lâmina d'água, alta pressão em ambas extremidades da válvula e baixa pressão no corpo ou cargas aplicadas por dutos conectados aos flanges da válvula, uma vez que esta solução se utiliza de uma maior quantidade de metal na construção do corpo resultando em uma maior robustez. Nos modelos *side entry*, a montagem é feita pela lateral da válvula. Assim, a retirada da válvula da tubulação para manutenção é obrigatória. Contudo, em instalações submarinas onde uma intervenção de manutenção em campo não é possível (a menos que se tenha um projeto específico de válvula onde fora previsto tal intervenção), o tipo *side entry* torna-se interessante devido ao seu menor custo quando comparado ao *top entry*.

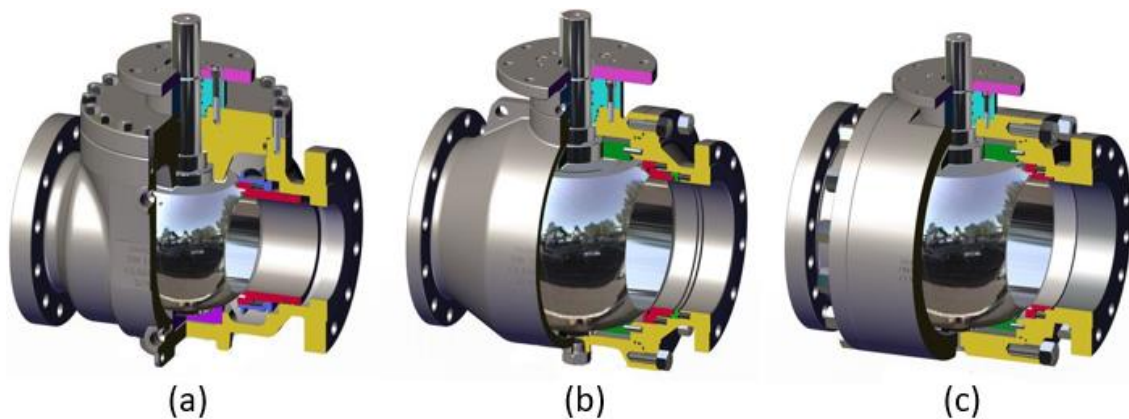


Figura 2.26 – Representação dos tipos de corpos: (a) *top entry*, (b) *side entry* bipartido e (c) *side entry* tripartido. (Adaptado de: <<http://rotexautomation.com/rotex-valves/trunnion-mounted-ball-valve>>. Acesso em: 15 abr. 2019)

### 2.3.1.2 Sedes

Além de promover a vedação de fluido de processo do interior da válvula para o meio externo, e também de impedir a entrada de água do mar para o interior da válvula, os elementos internos de uma válvula devem também permitir bloquear a passagem de um fluido vindo de sua extremidade de montante. Esta vedação de montante para a jusante é denominada vedação de passagem. As sedes de uma válvula esfera, trabalhando de forma conjunta com o obturador, no caso a esfera, e mais um

conjunto de vedações montadas em sua estrutura, promovem a vedação de passagem. As sedes podem ser do tipo SPE (*Single Piston Effect*) ou DPE (*Double Piston Effect*), a depender das características de vedação e alívio que se deseja ter no projeto.

Com a válvula na posição fechada, três câmaras distintas são formadas em seu interior, sendo elas a extremidades de montante, extremidade de jusante e a cavidade interna do corpo, conforme ilustra a Figura 2.27. Com a válvula na posição aberta, apenas a cavidade se mantém isolada, situação esta em que a válvula funciona como um trecho do duto ao qual está conectada, evitando a recirculação de fluido em seu interior [8]. Para posições intermediárias, todas as regiões internas estarão comunicadas. Este isolamento de pressão em diferentes posições de abertura é possível devido à configuração das vedações na sede. Existem dois sistemas de vedações distintos na sede, conforme ilustra a Figura 2.28.

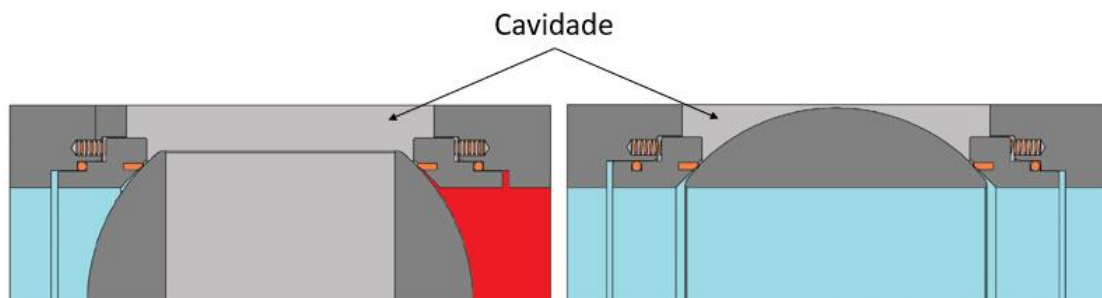


Figura 2.27 - Ilustração das diferentes regiões definidas no interior da válvula, para condições fechada e aberta, respectivamente. (Adaptado de: <[http://files.engineering.com/download.aspx?folder=fa907fa4-f96a-4fca-8f09-d627f53ad9f5&file=valve\\_design\\_guide\\_ast.pdf](http://files.engineering.com/download.aspx?folder=fa907fa4-f96a-4fca-8f09-d627f53ad9f5&file=valve_design_guide_ast.pdf)>. Acesso em: 18 abr. 2019)

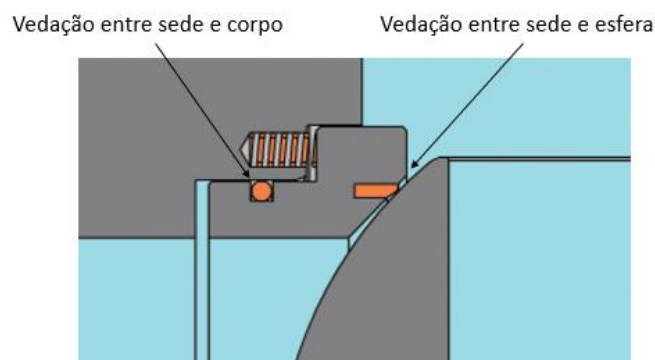


Figura 2.28 – Sistemas de vedação da sede (Adaptado de: <[http://files.engineering.com/download.aspx?folder=fa907fa4-f96a-4fca-8f09-d627f53ad9f5&file=valve\\_design\\_guide\\_ast.pdf](http://files.engineering.com/download.aspx?folder=fa907fa4-f96a-4fca-8f09-d627f53ad9f5&file=valve_design_guide_ast.pdf)>. Acesso em: 18 abr. 2019)

O primeiro sistema de vedação é definido entre sede e corpo, e faz a vedação entre estes dois elementos através um selo geralmente do tipo labial, como o ilustrado na Figura 2.29. O selo labial tem a característica de vedar em um sentido preferencial. Assim, uma pressão aplicada neste sentido tende a aumentar cada vez mais a tensão de contato superficial entre o selo e o corpo. Uma estrutura de molas em “V”, interna ao selo, insere uma energização necessária para vedação em baixas pressões.

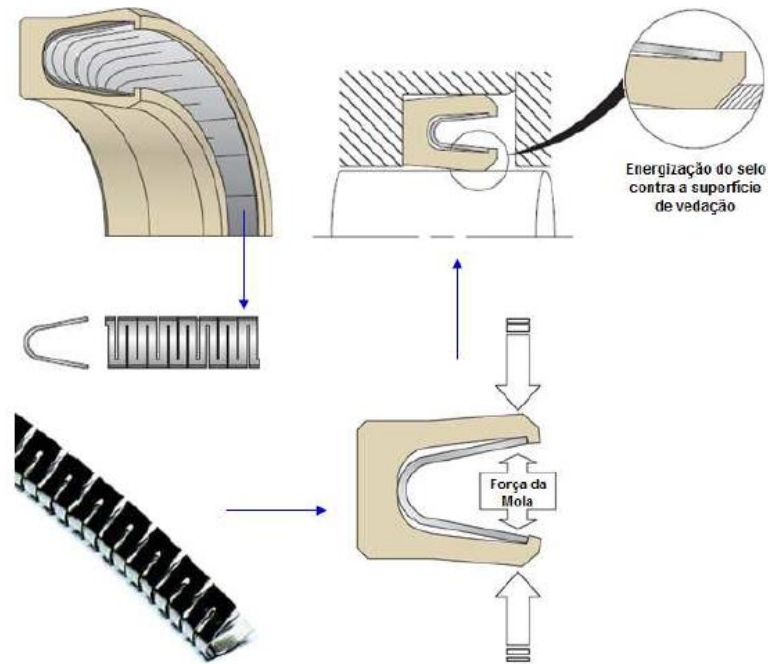


Figura 2.29 – Selo do tipo labial [3]

O segundo sistema de vedação da sede é responsável por promover a vedação entre sede e esfera. A maioria dos projetos de sede conta com um conjunto de molas montado em sua parte traseira, inserindo entre sede e esfera uma energização inicial que contribui para vedação em baixas pressões. Também, o contato permanente entre sedes e obturador, impede que detritos oriundos do escoamento fiquem presos na interface de vedação, evitando, assim, danos a esta superfície [3].



Figura 2.30 - Sedes e esfera (Disponível em: <<http://www.valvepartchina.com/eng/product.php?bigclassid=1>>. Acesso em: 18 abr. 2019)

A face de vedação da sede pode ser do tipo metálica, Figura 2.31, a partir da preparação desta região no próprio material da sede, ou formada por um inserto polimérico, Figura 2.32, geralmente *peek* ou *PTFE* [8, 9]. A escolha por uma sede com face de vedação metálica é geralmente feita quando se deseja maior robustez e confiabilidade da vedação ao longo da vida útil da válvula. Já a escolha por um inserto polimérico é feita em projetos onde a importância de uma vedação estanque é predominante no projeto [8, 9]. O funcionamento do sistema de vedação entre sede e esfera dependerá da configuração da sede: SPE ou DPE. As seções a seguir detalham o funcionamento de cada um destes tipos de sede.



Figura 2.31 – Sede com face de vedação metálica (Disponível em: <[https://carrara.it/prodotti/subprodotti/?item=seat-for-ball-and-gate-valve&id\\_category=303](https://carrara.it/prodotti/subprodotti/?item=seat-for-ball-and-gate-valve&id_category=303)>. Acesso em: 20 abr. 2019)



Figura 2.32 - Sede com inserto polimérico (Disponível em: [https://carrara.it/prodotti/subprodotti/?item=seat-for-ball-and-gate-valve&id\\_category=303](https://carrara.it/prodotti/subprodotti/?item=seat-for-ball-and-gate-valve&id_category=303)). Acesso em: 20 abr. 2019)

#### 2.3.1.2.1 Sede SPE

Para sedes SPE (*Single Piston Effect*), ou sedes de efeito pistão simples, a ideia é que a vedação de passagem ocorra somente contra a pressão do sentido de montante da válvula [9]. Nesta situação a tensão de contato entre as interfaces de vedação é gerada por, além da força das molas montadas na traseira da sede, pela força devido ao efeito pistão obtido pela geometria de construção da sede. A diferença entre as áreas definidas pelos diâmetros externo do selo e o diâmetro onde ocorre o contato entre sede e esfera definem uma área anular que aponta na direção do fluxo, conforme ilustra a Figura 2.33. Assim, uma vez que o lado de montante é exposto a uma pressão superior à pressão do corpo da válvula, é gerada a força devido ao efeito pistão.

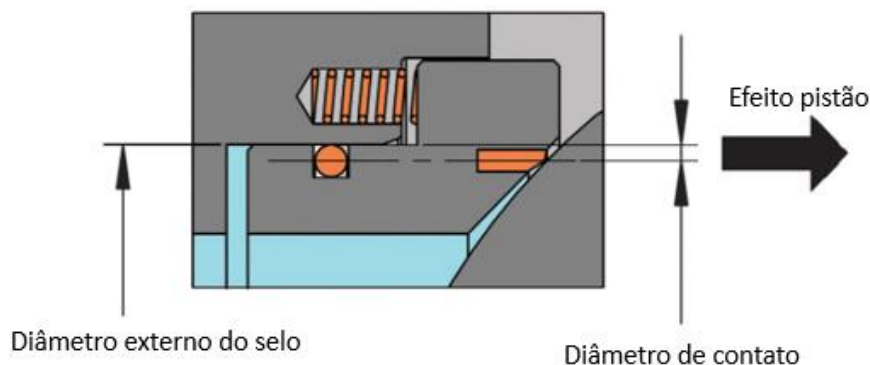


Figura 2.33 – Representação da área sob diferencial de pressão (Adaptado de: [http://files.engineering.com/download.aspx?folder=fa907fa4-f96a-4fca-8f09-d627f53ad9f5&file=valve\\_design\\_guide\\_ast.pdf](http://files.engineering.com/download.aspx?folder=fa907fa4-f96a-4fca-8f09-d627f53ad9f5&file=valve_design_guide_ast.pdf) ). Acesso em: 18 abr. 2019)

Também, devido a geometria de construção da sede, a válvula conseguirá aliviar um eventual aumento de pressão que venha ocorrer em sua cavidade. Tal aumento de pressão poderia ser atribuído a vaporização de alguma quantidade de fluido remanescente na cavidade da válvula após seu fechamento ou mesmo a um vazamento oriundo da outra extremidade. Este alívio é possível devido ao dimensionamento da sede, conforme pode ser visto na Figura 2.34.

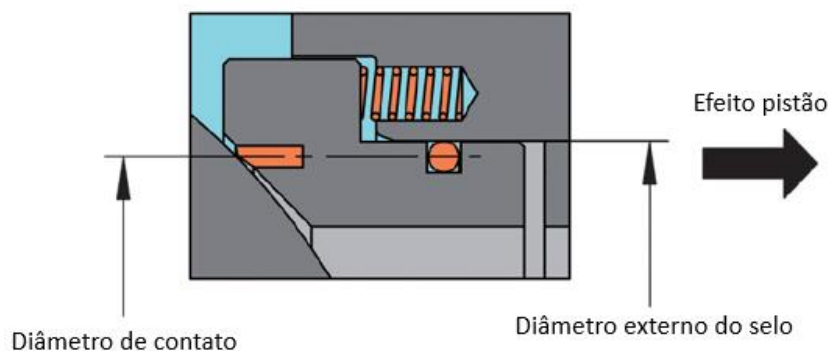


Figura 2.34 – Efeito pistão no sentido de alívio (Adaptado de: <[http://files.engineering.com/download.aspx?folder=fa907fa4-f96a-4fca-8f09-d627f53ad9f5&file=valve\\_design\\_guide\\_ast.pdf](http://files.engineering.com/download.aspx?folder=fa907fa4-f96a-4fca-8f09-d627f53ad9f5&file=valve_design_guide_ast.pdf)>. Acesso em: 18 abr. 2019)

Neste caso, a área anular definida entre o diâmetro de contato com a esfera e o diâmetro externo do selo é exposta a uma pressão que a projeta no sentido contrário a esfera. Para que a força de afastamento seja suficiente para promover o alívio da cavidade, a pressão diferencial deverá atingir um valor suficiente de forma a vencer a força das molas montadas na traseira da sede.

#### 2.3.1.2.2 Sede DPE

Para sedes DPE, ou duplo efeito pistão, o projeto da geometria é realizado de forma a garantir a vedação entre sede e esfera ocorra para diferenciais de pressão em ambos os sentidos da válvula [9]. Para a ocorrência da vedação de passagem contra a pressão vindo do sentido de montante da válvula, o entendimento é similar à configuração SPE. Já no caso da ocorrência de um diferencial de pressão do sentido da cavidade para jusante da válvula, diferente do que ocorre em uma sede SPE, a sede DPE não irá permitir alívio [9]. Devido à sua geometria, uma sede DPE quando sujeita a uma maior pressão em sua cavidade, permite que o fluido da cavidade se comunique até a altura do diâmetro interno do selo da sede. Este diâmetro define uma área maior que a área gerada pelo diâmetro de contato. A área gerada pelo diâmetro interno do

selo é exposta a uma pressão que a projeta na direção da esfera. Desta forma a força resultante gera o efeito pistão na direção da esfera, conforme ilustrado na Figura 2.35.

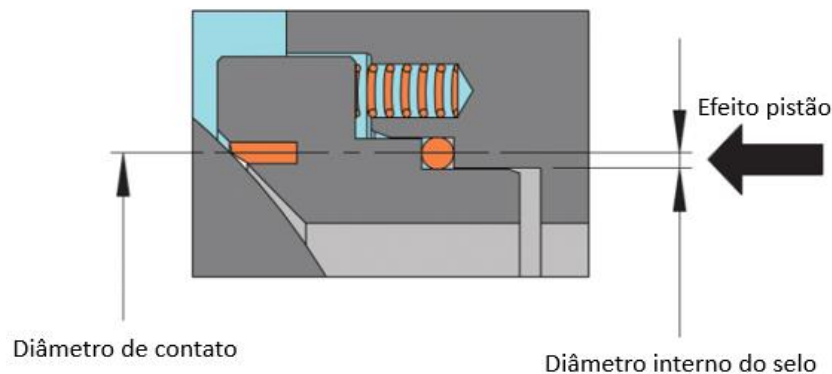


Figura 2.35 - Efeito pistão na sede DPE (Adaptado de: [http://files.engineering.com/download.aspx?folder=fa907fa4-f96a-4fca-8f09-d627f53ad9f5&file=valve\\_design\\_guide\\_ast.pdf](http://files.engineering.com/download.aspx?folder=fa907fa4-f96a-4fca-8f09-d627f53ad9f5&file=valve_design_guide_ast.pdf) >. Acesso em: 18 abr. 2019)

### 2.3.1.3 Esfera

Existem basicamente três tipos de construção possíveis, estando estas relacionadas ao projeto de união entre a haste e a válvula. As configurações possíveis são:

- Flutuante: Além de girar no eixo principal da válvula, a esfera pode realizar um pequeno deslocamento na direção do fluxo e comprimir as sedes.
- Integral: Além de girar no eixo principal da válvula, neste projeto haste e esfera integrados realizam movimento pendular, de forma a permitir a compressão da esfera contra as sedes.
- *Trunnion*: A esfera pode apenas girar no eixo principal da válvula, sendo as sedes responsáveis por flutuar e comprimir a esfera.

Em aplicações submarinas, a grande maioria dos projetos é desenvolvido para esferas do tipo *trunnion*. Isto se deve a esta configuração proporcionar menor torque operacional e menor desgaste da sede de jusante [8, 9]. Nos modelos de esfera flutuante e integral a pressão a montante empurra a esfera contra a sede a jusante, enquanto nos modelos *trunnion*, mancais de deslizamento montados nas partes superior e inferior da esfera suportam a força gerado contra a esfera impedindo este movimento. Também, nas esferas do tipo integral ou flutuante, a movimentação da haste principal forçada pela movimentação da esfera, tendem a causar vazamentos na região



de vedação da haste para o meio externo [9]. A Figura 2.36 ilustra uma montagem *trunnion*.

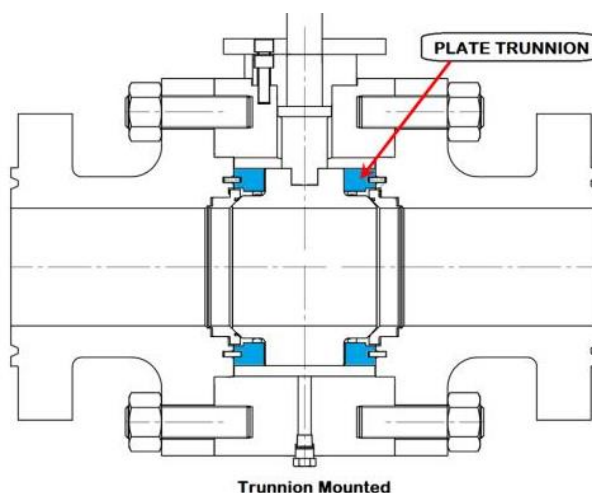


Figura 2.36 – Ilustração dos mancais de deslizamento *trunnion* (Adaptado de: <[www.eogplatform.com/technicalball-valves](http://www.eogplatform.com/technicalball-valves)>. Acesso em: 25 abr. 2019)

#### 2.3.1.4 Haste principal

A haste principal é o componente responsável por transmitir o movimento de rotação desde o pinhão, montado na caixa de transferência do atuador, até a esfera. Por estar com parte de sua extensão compreendida no interior do corpo da válvula e outra parte adentrando o ambiente do atuador, o qual é compensado com a pressão externa, este componente estará sujeito a tensões axiais durante sua operação. Como pode ser visto na Figura 2.37, mancais de deslizamentos integrados ao corpo da válvula são responsáveis por resistir a esforços transmitidos diretamente pela haste principal. Estes esforços são originados por forças axiais na direção da haste principal, que podem ocorrer do sentido interno para o externo, tendendo a expulsar da haste do corpo devido a pressão no corpo da válvula, ou do sentido externo para o interno, empurrando a haste para o interior do corpo devido a pressão externa superior a pressão interna.

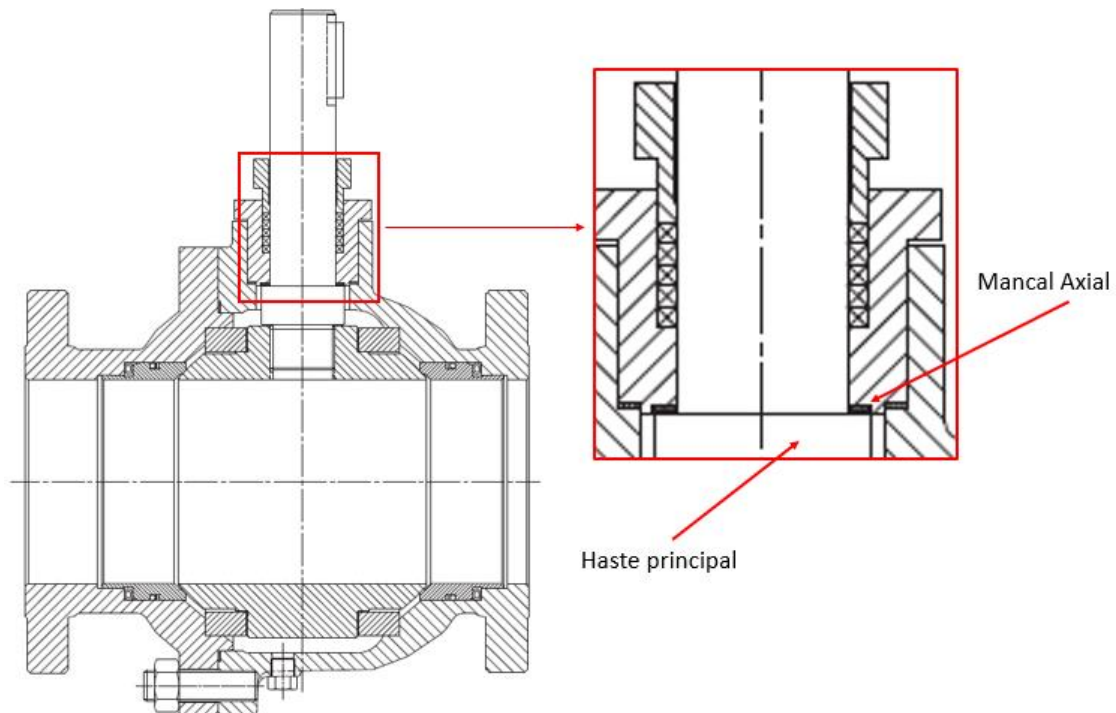


Figura 2.37 - Válvula esfera em corte, com destaque para a haste principal (Adaptado de: <<http://valveproducts.metso.com/documents/neles/IMOs/en/1M70en.pdf>>. Acesso em: 25 abr. 2019)

O projeto do sistema de vedação entre haste e corpo, em geral visa atender a filosofia adotada pelo fabricante ou solicitada pelo cliente. No caso da válvula modelada para este trabalho, é adotada a filosofia de dupla barreira para os dois sentidos de vedação. Desta forma, o corpo fica protegido tanto contra vazamentos para o meio externo, como contra vazamentos do ambiente submarino para o interior da válvula. Cada uma destas barreiras consiste em um pacote de selos labiais montados de forma combinada, conhecidos na indústria como *V-Packing*, Figura 2.38. Alternativamente, pode ser considerada a utilização de selos do tipo labial, como o apresentado na seção 2.3.1.2, para a composição destas barreiras.



Figura 2.38 - Pacote de selos labiais: *V-Packing* (Disponível em: <[https://jst-seals.en.alibaba.com/product/60624267928-803549300/JST\\_rubber\\_Vee\\_packing\\_seal.html](https://jst-seals.en.alibaba.com/product/60624267928-803549300/JST_rubber_Vee_packing_seal.html)>. Acesso em: 01 mai. 2019)

### 2.3.1.5 Atuador

O acionamento remoto de uma válvula, é realizado através da utilização de um dispositivo especialmente projetado para esta função, o qual é denominado atuador. Embora a utilização de atuadores elétricos para aplicações submarinas venha crescendo cada vez mais na indústria, a utilização de atuadores hidráulicos ainda é dominante por questões de confiabilidade. O modelo de válvula modelado neste trabalho faz a utilização de um atuador do tipo hidráulico. A Figura 2.39 ilustra a montagem de uma válvula esfera submarina com atuador do tipo hidráulico.

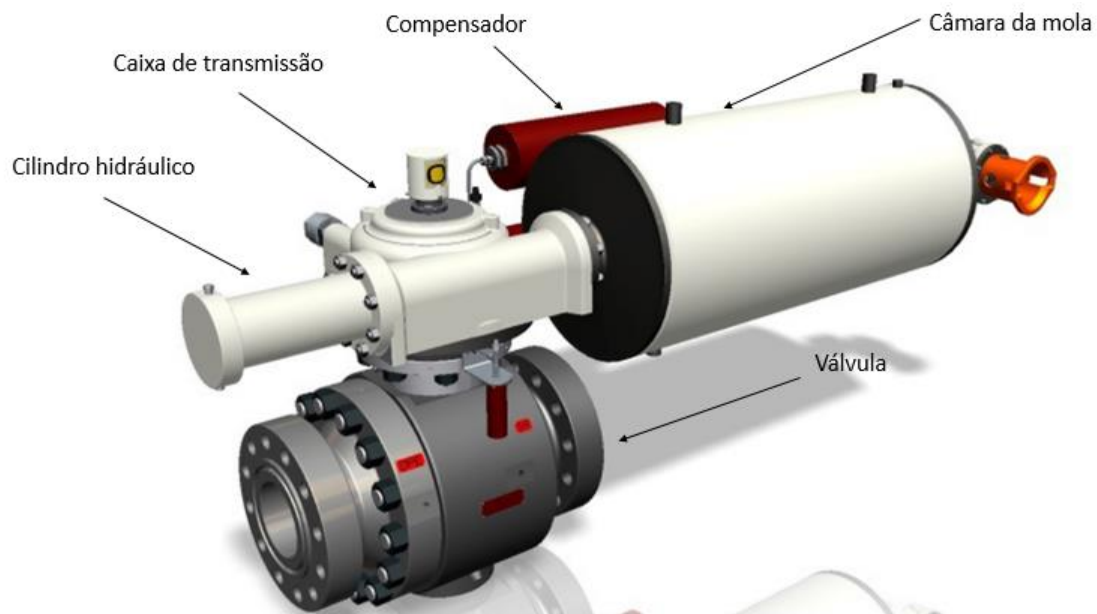


Figura 2.39 - Válvula esfera submarina com atuador hidráulico (Adaptado de: <http://belvalvesbrazil.com/products/actuators/>). Acesso em: 01 mai. 2019)

Em um atuador hidráulico, a força de acionamento é provida pela injeção um fluido de controle a alta pressão no cilindro do atuador. Assim, todo o trem de acionamento do atuador, é empurrado contra uma mola que é comprimida até o final de curso. Assim, neste modelo de válvula, para que o atuador mantenha a válvula nesta posição, é necessário que pressão no fluido de controle seja mantida. O trem de acionamento é composto basicamente por pistão hidráulico, cremalheira e prato da mola, como mostrado na Figura 2.40. Durante seu deslocamento, a cremalheira realiza a transmissão de movimento linear para o pinhão que, por sua vez, o converte em movimento rotativo, transferindo torque para a haste principal da válvula e permitindo girar a esfera para a posição desejada.

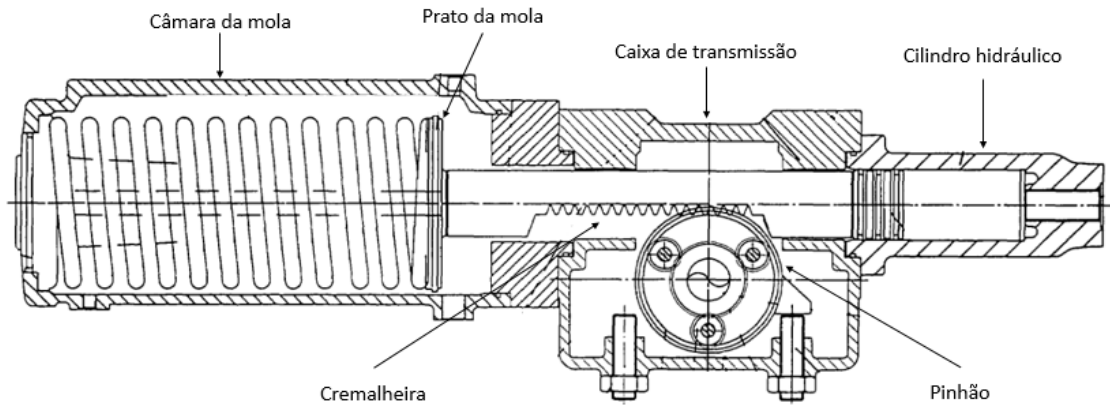


Figura 2.40 - Ilustração simplificada de um atuador hidráulico com transmissão por pinhão e cremalheira (Adaptado de: <<http://www.grantpowellandco.com/wp-content/uploads/2016/08/US07401759-20080722-D00000.png>>. Acesso em: 01 mai. 2019)

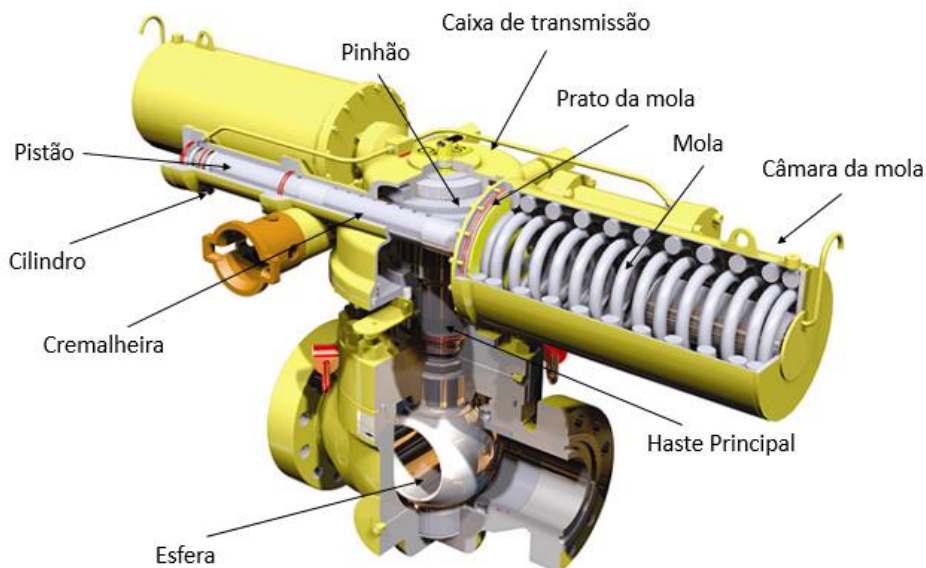


Figura 2.41 – Vista em corte de conjunto válvula esfera e atuador hidráulico (Adaptado de: <<https://www.offshore-technology.com/features/feature96758/>>. Acesso em: 01 mai. 2019)

Em atuadores do tipo hidráulico, é comum a utilização de um sistema de falha segura (*FS – Fail Safe*). O funcionamento do sistema de falha segura consiste na capacidade de o atuador retornar a válvula à sua posição preferencial de segurança em caso de perda de suprimento de pressão. Para isto, a mola deve ser criteriosamente dimensionada de forma a garantir o retorno da válvula à posição segura, sendo capaz de vencer todos os carregamentos que possam se impor contra a movimentação do conjunto, bem como de retorno o fluido de controle a partir do cilindro do atuador. O

sistema de falha segura pode ser do tipo falha segura fechada (*FSC - Fail Safe Close*), onde a válvula comutará para a posição aberta com o acionamento do atuador e para a posição fechada com o seu retorno, ou falha segura aberta (*FSO – Fail Safe Open*), onde a válvula comutará para a posição fechada com o acionamento do atuador e para a posição aberta com o seu retorno.

A câmara da mola do atuador é preenchida pelo fluido de compensação, o qual também preenche todo o interior do atuador com exceção apenas da face do pistão voltada ao fluido de controle. Durante o movimento de avanço do pistão, este fluido é expulso de dentro do atuador, sendo realojado no interior de um acumulador externo, denominado compensador. O compensador consiste em uma garrafa metálica a qual possui em seu interior uma bexiga, que é comprimida à medida que o fluido de compensação preenche seu volume. Esta garrafa permite a entrada de água do mar, a qual fica alojada no interior da bexiga, de forma a permitir a comunicação de pressão do fluido de compensação com a água do mar, conforme mostra a Figura 2.42.

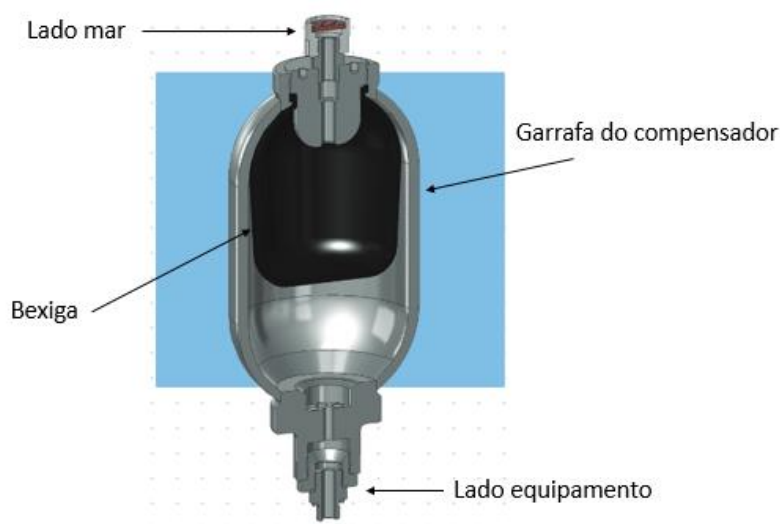


Figura 2.42 – Compensador (Adaptado de:

<https://www.petrovalves.com/upload/product-pdf/SUBSEA%20ACTUATION.pdf>.

Acesso em: 05 mai. 2019)

Uma vez que o compensador permite a comunicação de pressão entre o fluido de compensação e a água do mar, é possível realizar a equalização da pressão do interior do atuador com a pressão do ambiente submarino. Este artifício permite a redução da espessura de parede do atuador, o que seria necessário em instalações onde a pressão do ambiente submarino se tornassem muito elevadas em comparação à pressão interna. Também, como o compensador permite transmitir ao fluido de compensação a pressão do ambiente externo, a face do pistão voltada ao fluido de

compensação também estará exposta a esta pressão. A Figura 2.43 traz uma representação esquemática dos fluidos de controle e compensação em faces opostas do pistão.

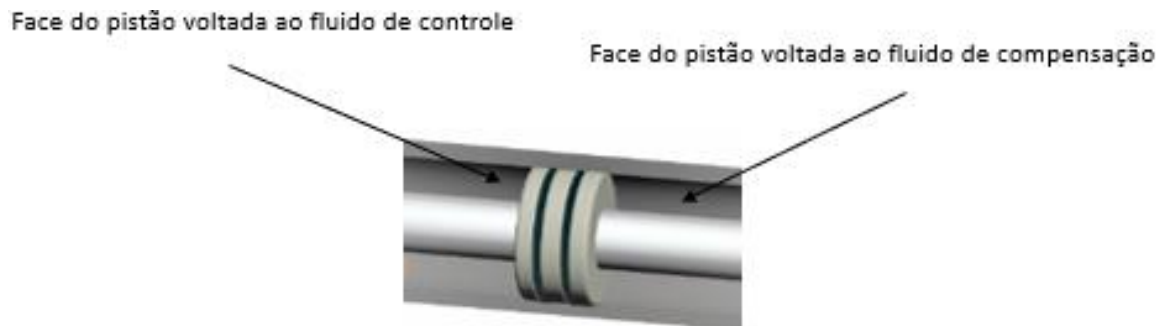


Figura 2.43 - Representação esquemática dos fluidos de controle e compensação em faces opostas do pistão (Adaptado de: <<https://www.solucoesindustriais.com.br/empresa/automatizacao-e-robotica/serthi-hidraulica/produtos/hidraulica-e-pneumatica/pistao-hidraulico-preco>>. Acesso em: 05 mai. 2019, 12:35:10)

A pressão na face do pistão voltada ao fluido de controle, consiste no somatório da pressão sendo transmitida pela fonte de suprimento com a pressão hidrostática na linha de controle. Para um sistema de controle do tipo HD, a pressão hidrostática na linha de controle irá depender da densidade do fluido de controle. Assim, em geral, será maior que a pressão equivalente à profundidade de LDA, uma vez que o fluido de controle possui, tipicamente, uma densidade maior que a densidade da água do mar. Para um sistema de controle do tipo EHMUX, o qual também possui um sistema de compensação de pressão com a água do mar, a pressão hidrostática na linha de controle será exatamente igual a pressão hidrostática equivalente à profundidade de LDA.

### 2.3.2 Curva de atuação característica de uma válvula do tipo esfera

A curva de atuação característica de uma válvula representa a força, traduzida em pressão, requerida no atuador para promover seu avanço e retorno, durante a comutação do obturador da válvula [3], neste caso, uma esfera. O teste de desempenho de atuação hidráulica, através do qual a curva de atuação característica é obtida, é por várias vezes realizado durante a qualificação do projeto válvula e atuador [3], e permite obter informações sobre o desempenho do conjunto que serão importantes durante sua vida operacional. Também, através do teste de desempenho de atuação hidráulica

executado ao longo da qualificação, é possível fazer uma análise com respeito a variações que esta curva de atuação poderá apresentar durante a vida útil da válvula.

O teste também é realizado em ambiente hiperbárico, onde é utilizada uma pressão externa igual à pressão hidrostática equivalente à profundidade de trabalho do projeto. No levantamento de curva de atuação característica, também chamada de assinatura hidráulica, os seguintes parâmetros são tipicamente monitorados:

- Pressão de atuação;
- Pressão de montante;
- Pressão de jusante;
- Pressão da cavidade.

A descrição das etapas de avanço e retorno do atuador, e consequente comutação da posição da esfera, permite resumir os principais pontos de importância para a análise funcional do conjunto através de sua assinatura [4]. A Figura 2.44 ilustra uma assinatura hidráulica típica de uma válvula esfera, obtida durante o teste de qualificação da válvula esfera modelada neste trabalho. Conforme abordado na seção 2.3.1.5, por se tratar de uma válvula com sistema de falha segura do tipo FSC, esta válvula atinge a posição de abertura com o avanço do atuador, e comuta para a posição de fechamento com o retorno do atuador.

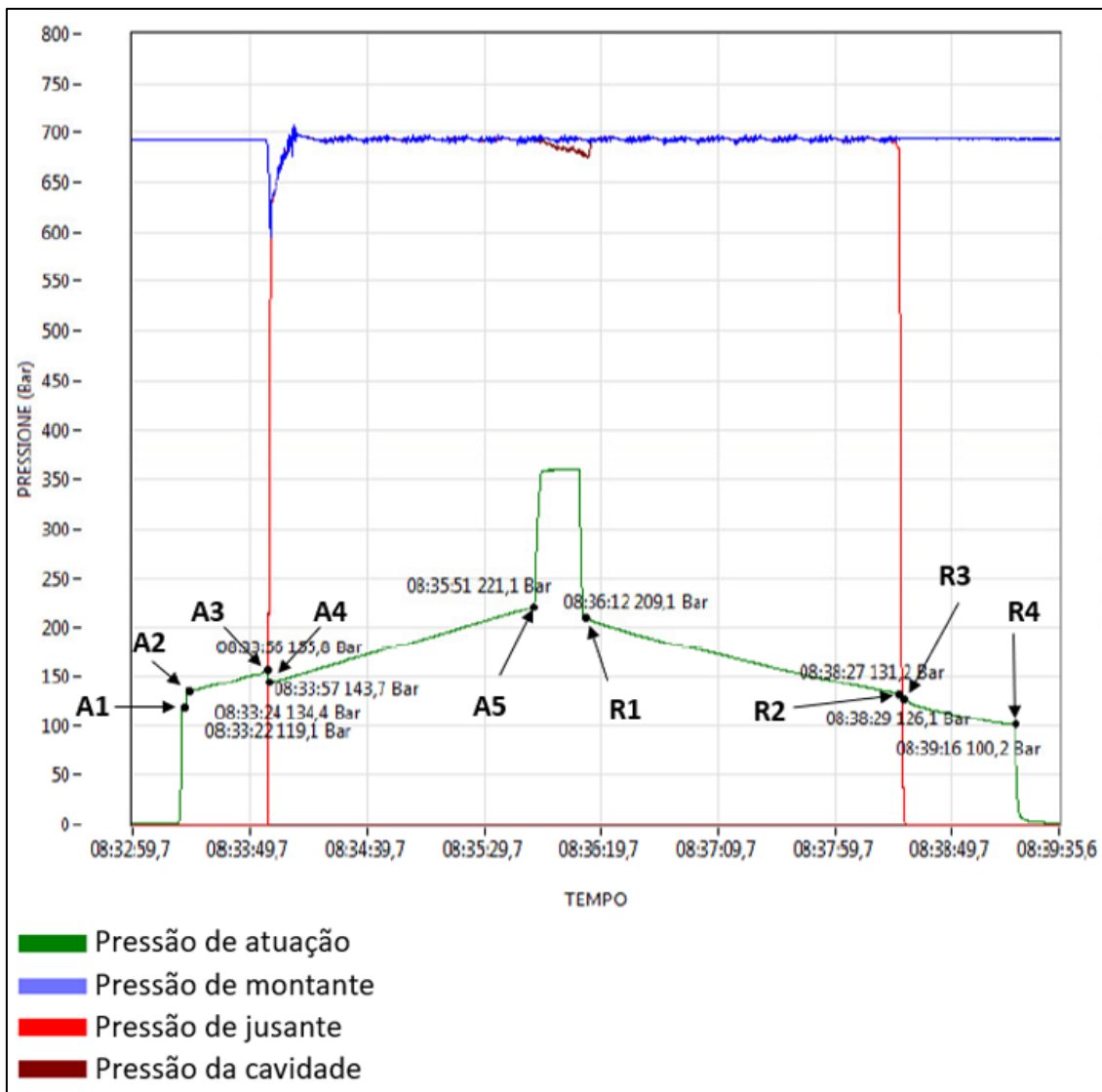


Figura 2.44 – Curva de atuação característica ou assinatura hidráulica, obtida durante um teste de desempenho de atuação hidráulica da válvula esfera modelada neste trabalho

Os pontos notáveis, ou “pontos-chaves”, destacados na Figura 2.44 são tipicamente identificados em uma assinatura hidráulica de válvula gaveta ou esfera. Eles representam a pressão de controle aplicada ao atuador em determinadas posições ao longo do acionamento da válvula. Assim, mesmo que não se registre a posição do conjunto válvula e atuador ponto a ponto ao longo do acionamento da válvula, é possível correlacionar o valor da pressão no atuador com a posição para os pontos-chaves, uma vez que é observada a ocorrência de comportamentos específicos da pressão de atuação em cada um destes pontos. Trabalhos como [3] e [4] descrevem o significado de cada ponto-chave para válvulas do tipo gaveta. Para válvulas do tipo esfera, estes pontos podem ser interpretados como:



- A1: Início de movimentação do pistão do atuador hidráulico;
- A2: Início da transmissão de movimento à haste principal e esfera;
- A3: Início de comunicação de pressão entre a montante com cavidade e jusante. Maior valor de pressão de atuação registrado antes da queda abrupta decorrente da equalização de pressão no interior da válvula;
- A4: Equalização da pressão no interior da válvula. Como não há mais diferencial de pressão, o efeito pistão da sede contra a esfera é cessado, reduzindo o atrito entre estes componentes e, por consequência, a pressão necessária à atuação;
- A5: Fim de curso de avanço do atuador. Maior valor da pressão de atuação registrado antes de seu aumento abrupto, o qual indicará o fim da movimentação;
- R1: Início de retorno do atuador;
- R2: Iminência do fim de comunicação da montante com cavidade e corpo;
- R3: Fim da comunicação entre montante e jusante. Ao atingir este ponto, as pressões de jusante e cavidade são aliviadas imediatamente pela bancada de testes, criando um diferencial de pressão entre sede de montante e esfera. Surge o efeito pistão da sede de montante contra a esfera aumentando o atrito entre estes componentes e, por consequência, tornando necessário um decréscimo maior da pressão no atuador para a continuidade do movimento de retorno;
- R4: Fim de curso de retorno do atuador. Menor valor da pressão de atuação registrado antes de sua queda abrupta.

Para que seja possível a obtenção de uma curva de atuação característica, ou assinatura hidráulica, como a ilustrada na Figura 2.44, é necessário a utilização de uma bancada de testes que disponha de recursos que permitam o controle das pressões no atuador e na válvula, bem como o monitoramento destes parâmetros ao longo do tempo. Para o atuador hidráulico, é utilizado em esquema hidráulico conforme o ilustrado na Figura 2.45. Nesta figura, os componentes da bancada são identificados como:

- TFA: Tanque de fluido de atuação
- FA: Filtro do circuito do atuador
- BA: Bomba do circuito do atuador
- AA: Acumulador do circuito do atuador
- VAA: Válvula agulha do circuito de avanço do atuador
- VSA: Válvula de bloqueio pilotada por solenoide do circuito de avanço do atuador
- VAR: Válvula agulha do circuito de retorno do atuador
- VSR: Válvula de bloqueio pilotada por solenoide do circuito de retorno do atuador

- VBA: Válvula de bloqueio do circuito do atuador
- PT: Transdutor de pressão

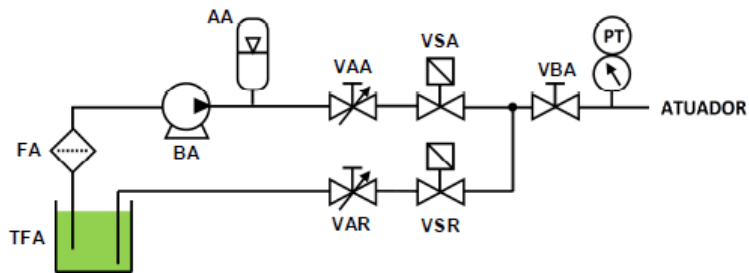


Figura 2.45 - Esquema hidráulico para controle e monitoração da pressão do atuador  
(Adaptado de [3])

Para o corpo válvula, como é possível a formação de até 3 câmaras distintas em seu interior, conforme descrito na seção 2.3.1.2, são montados 3 circuitos hidráulicos independentes, para as extremidades de montante, jusante e cavidade. Para a extremidade de montante, é utilizado em esquema hidráulico conforme ilustrado na Figura 2.46. Nesta figura, os componentes da bancada são identificados como:

- TFV: Tanque do fluido da válvula
- FV: Filtro do circuito da válvula
- BM: Bomba do circuito de montante
- AM: Acumulador do circuito de montante
- VBM: Válvula de bloqueio do circuito de montante
- VSM: Válvula de bloqueio pilotada por solenoide do circuito de montante

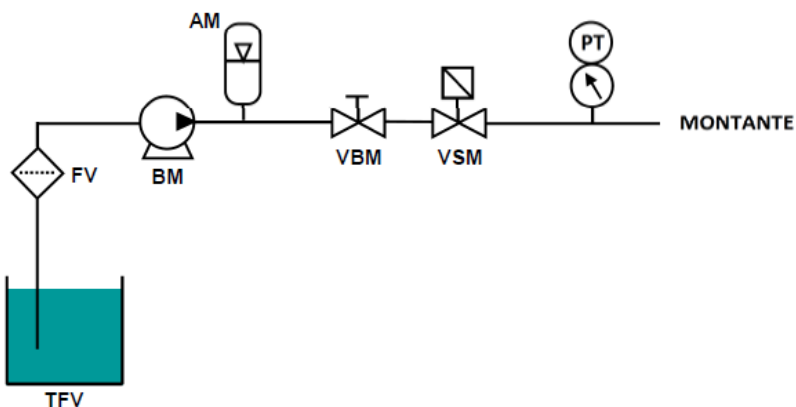


Figura 2.46 - Esquema hidráulico para controle e monitoração da pressão de montante  
(Adaptado de [3])

Para a extremidade de jusante, é utilizado em esquema hidráulico conforme ilustrado na Figura 2.47. Nesta figura, os componentes da bancada são identificados como:

- TFV: Tanque do fluido da válvula;
- VBLJ: Válvula de bloqueio do circuito de despressurização lenta da jusante;
- VAJ: Válvula agulha do circuito de jusante;
- VBRJ: Válvula de bloqueio do circuito de despressurização rápida da jusante;
- VSJ: Válvula de bloqueio pilotada por solenoide do circuito de jusante.

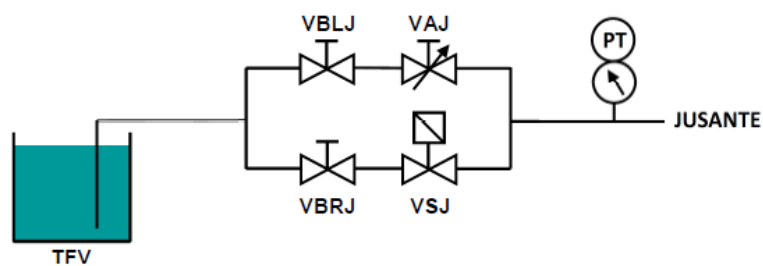


Figura 2.47 - Esquema hidráulico para controle e monitoração da pressão de jusante  
(Adaptado de [3])

Para a cavidade do corpo, é utilizado em esquema hidráulico semelhante ao de jusante, conforme ilustrado na Figura 2.48

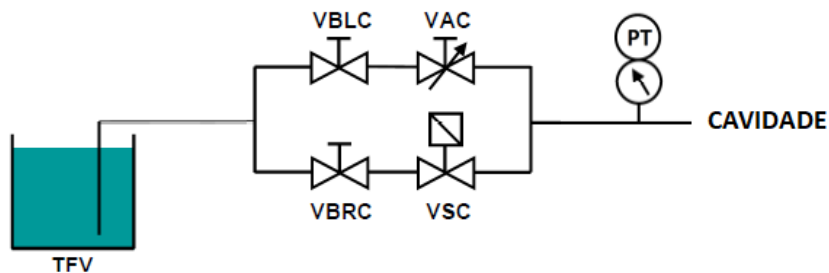


Figura 2.48 - Esquema hidráulico para controle e monitoração da pressão da cavidade  
(Adaptado de [3])

Na Figura 2.48, os componentes da bancada são identificados como:

- TFV: Tanque do fluido da válvula
- VBLC: Válvula de bloqueio do circuito de despressurização lenta da cavidade
- VAC: Válvula agulha do circuito da cavidade

- VBRC: Válvula de bloqueio do circuito de despressurização rápida da cavidade
- VSC: Válvula de bloqueio pilotada por solenoide do circuito da cavidade

Previamente ao início do teste de desempenho de atuação hidráulica, cada um dos circuitos hidráulicos mostrados nas figuras acima é devidamente ajustado. O circuito hidráulico do atuador, Figura 2.45, é ajustado de forma que, durante o movimento de avanço, o fluido de controle seja admitido a partir do reservatório TFA pela bomba BA que, trabalhando em conjunto com o acumulador de pressão AA, fornece a pressão ao valor da pressão nominal de trabalho do atuador, PNTA. Antes que esta pressão seja comunicada com o atuador, o fluido de controle passa através das válvulas de bloqueio VSA e VBA, as quais permanecem abertas durante todo o movimento de avanço, e da válvula agulha VAA, a qual é ajustada de forma a impor uma restrição que permita que o acionamento seja realizado de forma lenta. Uma vez realizado, este ajuste é mantido durante toda a sequência de ensaios. A válvula de bloqueio VSR permanece fechada durante todo o movimento de avanço do atuador. Com o início da pressurização, a pressão da câmara do atuador sobe de forma brusca até que se atinja um valor suficiente para vencer as forças de atrito do pistão e a força da mola (ponto-chave A1). A partir daí, a pressurização segue até o atuador atingir seu fim de curso (ponto-chave A5). Após atingir o fim de curso, a pressão sobe rapidamente até atingir o valor de PNTA.

Tendo o atuador concluído o movimento de avanço, o movimento de retorno se inicia com o fechamento da válvula de bloqueio VSA e abertura da válvula de bloqueio VSR. A partir deste ponto a pressão cairá de forma brusca até que se atinja um valor suficiente para balancear a força da mola que tende a retornar o atuador até sua posição inicial (ponto-chave R1). De forma análoga como fora feito o ajuste da válvula agulha VAA, a válvula agulha VAR também é ajustada de forma a impor uma restrição que permita que o retorno do atuador ocorra de forma lenta, até que se atinja o fim de curso de retorno (ponto-chave R4). Também, uma vez ajustado previamente ao início dos testes, o ajuste na válvula agulha VAR é mantido durante toda uma sequência de ensaios. Durante o movimento de retorno do atuador, o fluido de controle também retorna ao reservatório TFA. Durante todo o ensaio, a pressão do atuador, representada pela linha de cor verde na Figura 2.44, é monitorada pelo transdutor de pressão, PT, do atuador.

O circuito hidráulico de montante é projetado de forma a fornecer continuamente a pressão máxima de trabalho da válvula, PMT. Para isto, o fluido de teste da válvula, geralmente água, é admitido a partir do reservatório TFV pela bomba BM, a qual trabalha em conjunto com o acumulador de pressão AM. Na Figura 2.44, a pressão de montante é representada pela linha de cor azul. No gráfico, é possível observar que esta

linha permanece estável à PMT até o ponto-chave A3. Neste momento, é possível observar uma queda abrupta da pressão de montante e equalização com as pressões de cavidade e jusante, em decorrência da comunicação destas pressões no interior da válvula. Também, se observa o decaimento da pressão de atuação até o ponto-chave A4. Por questões normativas, ISO 10423 [10], a queda de pressão da montante não pode ser maior que 50% da PMT. Também, é necessário que a pressão de montante se reestabeleça ao valor de PMT até o final do ciclo de avanço do atuador. Para isto, é necessário que se selecione adequadamente a bomba e o acumulador utilizados no ensaio.

O circuito hidráulico de jusante é projetado de forma que, estando a válvula de bloqueio VSJ fechada, a pressão de jusante seja continuamente aliviada de maneira lenta, através da passagem do fluido de teste pela válvula agulha VAJ, a qual é ajustada previamente ao início dos testes. Tal ajuste é realizado de forma que, estando a válvula em posições onde montante, jusante e cavidade estejam comunicadas, a bomba BM consiga manter a pressão de teste ao valor de PMT. Tal configuração de ajuste permite que, tão logo cesse a comunicação da jusante com a montante e a cavidade durante o movimento de retorno do atuador, seja possível identificar uma queda de pressão a jusante. Assim, através de um sistema automatizado da bancada, ao perceber esta queda (ponto R2), ocorre a abertura automática da válvula de bloqueio VBRJ, permitindo o alívio rápido da jusante (ponto R3). Com isto, é possível fazer com que a válvula conclua seu fechamento com diferencial pleno de pressão sobre a sede de montante, o que permite que se induza maior desgaste deste componente durante os testes de qualificação. Na Figura 2.44, a pressão de jusante é representada pela linha de cor vermelha.

O circuito da cavidade é projetado de forma análoga ao de jusante. Na Figura 2.44, a pressão de jusante é representada pela linha de cor vermelha escura. O decaimento da pressão da cavidade, entre os pontos A5 e R1, demonstram o isolamento da mesma em situações onde a válvula se encontra totalmente aberta. O decaimento, neste caso, foi provocado pela válvula agulha VAC, a qual foi também é previamente ajustada para permitir um vazamento micrométrico do fluido de teste e um decaimento lento de pressão. Através do mesmo controle que realiza a despressurização rápida da jusante através do acionamento da válvula de bloqueio VBRJ, a válvula de bloqueio da cavidade VBRC também é acionada permitindo um alívio rápido da pressão da cavidade.

Com a realização dos testes funcionais ao longo da qualificação, é possível identificar uma queda do desempenho de atuação hidráulico de uma válvula a partir da observação da variação dos pontos chaves [4]. Esta variação se manifesta na forma de

um aumento do atrito durante o acionamento da válvula, o que tem grande importância para o movimento de retorno do atuador em equipamentos contendo válvulas de fechamento de segurança, como as ESDVs, que podem contar apenas com a força da mola para a execução do retorno [4]. Outro fator que, apesar de raro, pode impor alterações de desempenho de atuação hidráulica, é a variação da força da mola [4]. Nas Figuras 2.49, 2.50 e 2.51, são ilustrados casos reais de degradação observados durante testes de qualificação de válvulas do tipo gaveta e esfera, ambas com atuação hidráulica do tipo FSC.

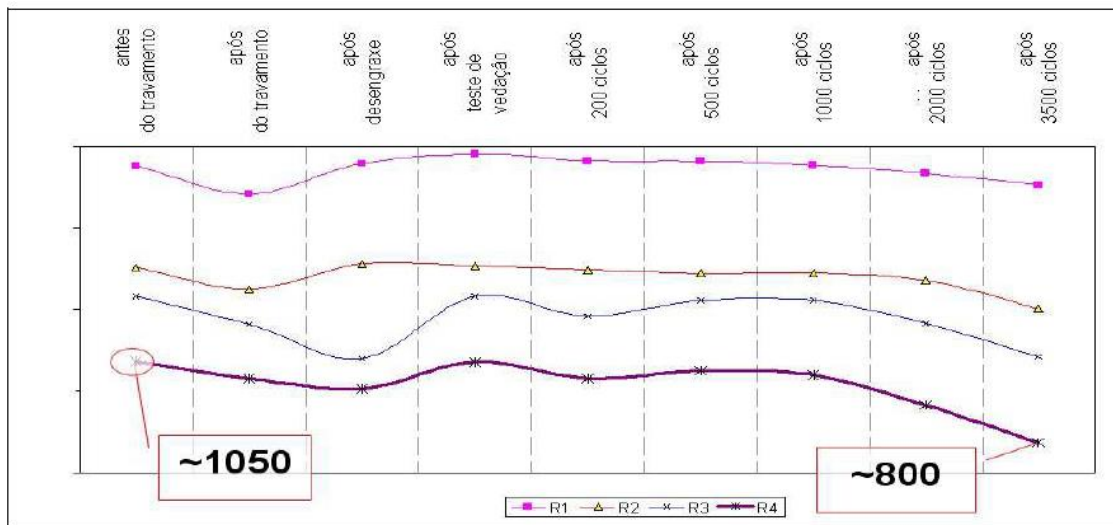


Figura 2.49 - Variação das pressões de retorno registradas ao longo da qualificação de uma válvula do tipo gaveta [4]

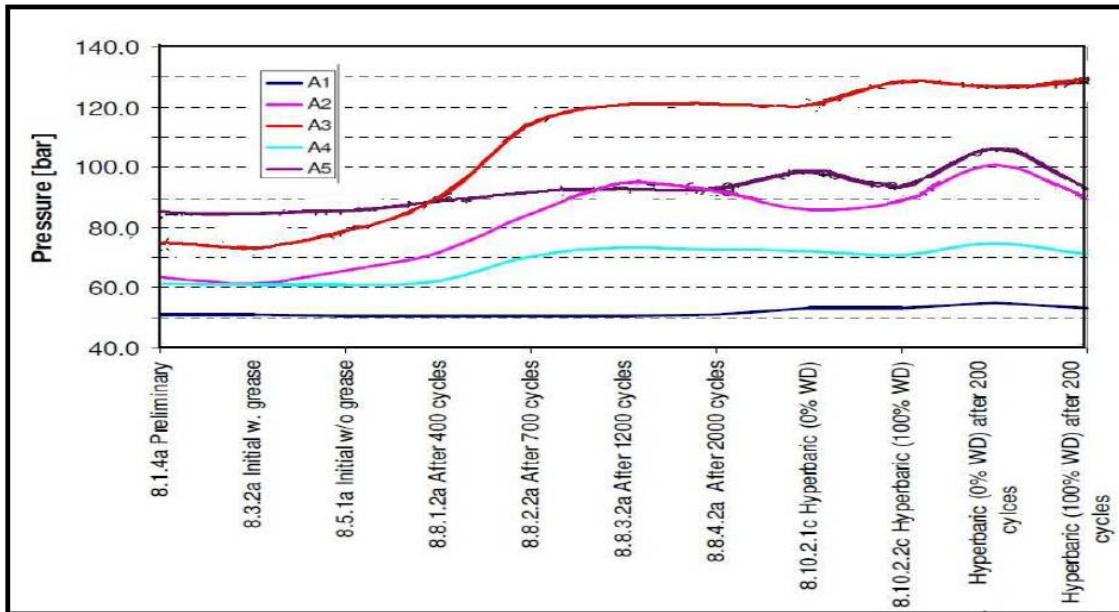


Figura 2.50 - Variação das pressões de avanço registradas ao longo da qualificação de uma válvula do tipo esfera [4]

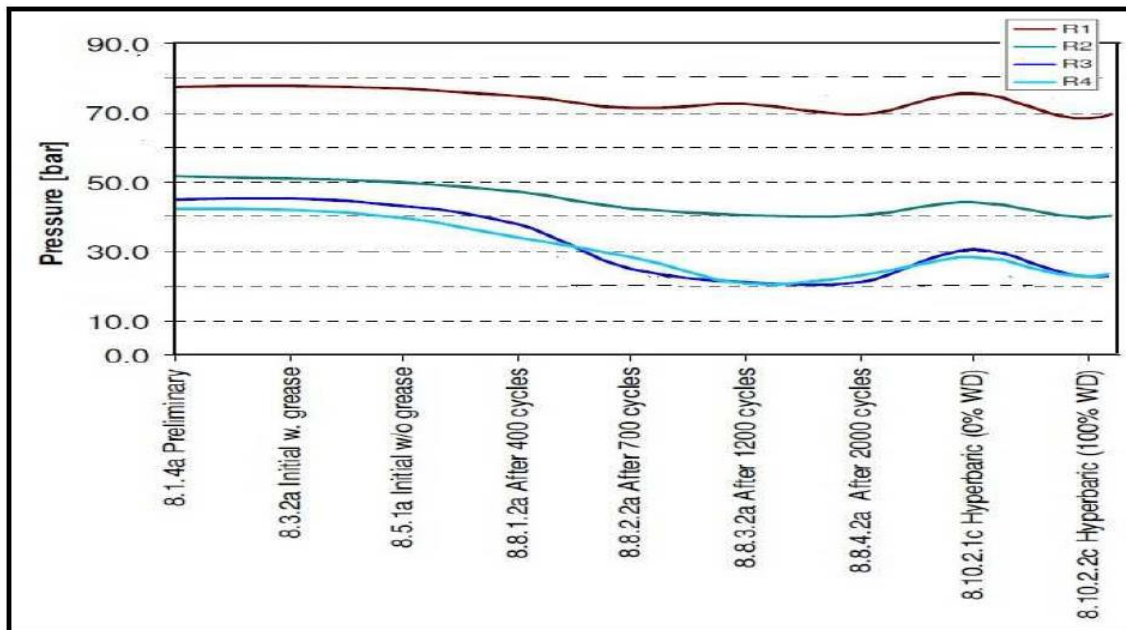


Figura 2.51 - Variação das pressões de retorno registradas ao longo da qualificação de uma válvula do tipo esfera [4]

Conforme mencionando no trabalho de EUTHYMÍOU [4], apesar de apresentarem características construtivas bastante diferentes, válvulas do tipo esfera e gaveta podem apresentar mecanismos de degradação similares. Nas Figuras 2.49, 2.50 e 2.51, é possível notar uma oscilação em todos os pontos-chaves de avanço e retorno do atuador ao longo da qualificação. Conforme já mencionado, uma válvula de

segurança tem como requisito crítico a sua capacidade de fechamento completa, representada pelo ponto-chave R4. Observa-se, nas Figuras 2.49 e 2.51, que estes pontos sofrem uma flutuação ao longo da qualificação da válvula, tendo uma tendência predominante de redução, o que indica uma piora da condição de segurança. Para o avanço, representado na 2.50, também se observa uma flutuação dos pontos-chaves ao longo da qualificação. No avanço, o ponto crítico corresponde ao ponto A5, o qual representa, para válvulas FSC, a completa abertura da válvula. Para o ponto A5, observa-se uma tendência predominante de aumento, o que também indica uma piora do desempenho para esta condição.

Segundo [4], a degradação mostrada nas Figuras 2.49, 2.50 e 2.51 está relacionada à variação do coeficiente de atrito entre componentes das válvulas ao longo dos ensaios de qualificação. Os dados ilustrados são a média amostral de várias assinaturas obtidas ao longo de diferentes etapas durante os testes de qualificação. Também, de acordo com [4], a probabilidade de falha de um equipamento tende a aumentar com sua degradação. A fim de ilustrar este efeito, é apresentada na Figura 2.52 uma dramatização qualitativa do aumento da probabilidade de falha com a queda do ponto-chave R4 em função dos ciclos de desgaste.

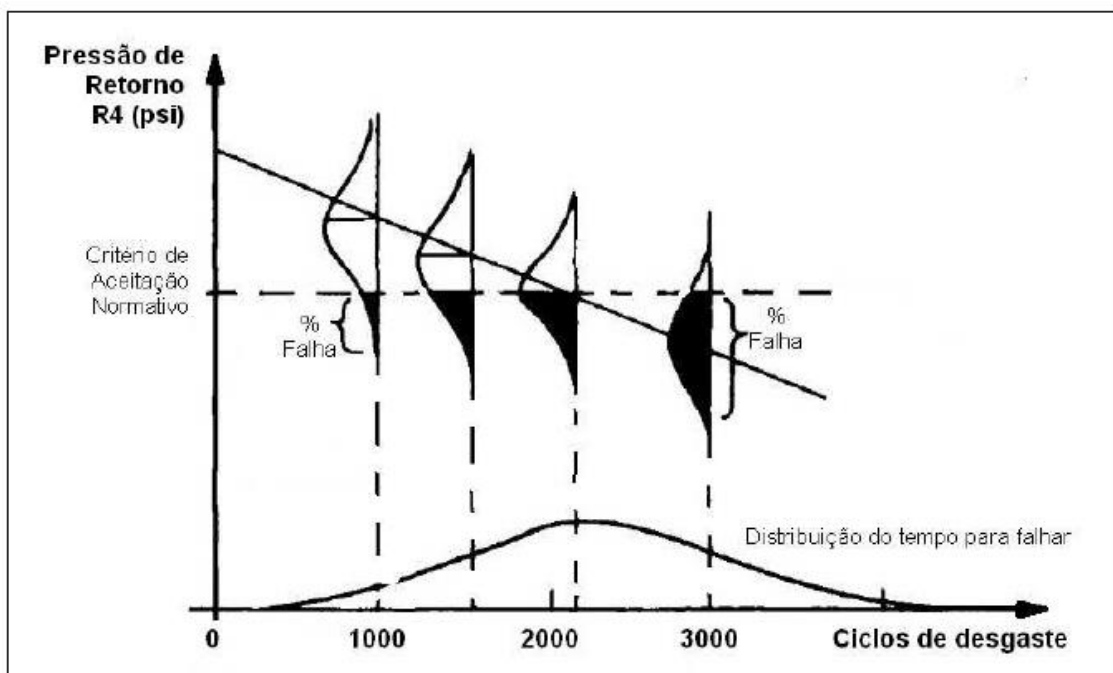


Figura 2.52 - Representação da degradação do desempenho em relação ao critério de aceitação [4]

A Figura 2.52 ilustra como o aumento do número de ciclos executado por uma válvula a aproxima de uma condição onde haverá maior probabilidade de falha. De



acordo com a figura, o ponto-chave R4 atinge valores cada vez menores à medida que o número de ciclos aumenta. Tal comportamento mostra que, com o desenvolvimento da degradação, o conjunto válvula e atuador estará cada vez mais exposto a uma situação de falha, tendendo primeiramente a violar o critério de aceitação normativo de probabilidade de falha, aos 2000 ciclos no caso ilustrado no gráfico, e posteriormente, aos 3000 ciclos, atingindo condições onde a chance de falha se torna dominante.

## **2.4 Umbilical submarino**

Cabos umbilicais, como são chamados na indústria, são definidos como um grupo de componentes funcionais, tais como cabos elétricos, cabos de fibra óptica, mangueiras e tubos, reunidos ou combinados entre si, que fornecem serviços de controle hidráulico, injeção de fluídos, distribuição de energia e comunicação [5]. Quando se fala em controle hidráulico, duas soluções distintas de umbilicais são tipicamente empregadas, sendo os umbilicais com mangueiras termoplásticas e os umbilicais com tubos metálicos.

A definição do tipo de solução de umbilical a ser empregado para uma dada finalidade, irá depender das peculiaridades que estes dois tipos de estruturas podem prover a aplicação [11]. Também, o desenvolvimento de tecnologia qualificada pela indústria e a capacidade fabril dos fabricantes em fornecer cada solução podem colaborar para a definição de um determinado seguimento. Além disso, o fato de questões de padronização, que visam redução de custos, podem ter grande contribuição nesta escolha [11].

### **2.4.1 Umbilicais com mangueira termoplástica**

A construção de um umbilical com mangueiras termoplásticas é do tipo “armada”, por fazer uso de arames ou armaduras dispostos de forma circular sobre a periferia do núcleo funcional, com o objetivo de conferir resistência mecânica ao conjunto [11]. A construção de um umbilical é regida por normas internacionais, como a norma API RP 17E [12], e o arranjo interno dos componentes, principalmente no que diz respeito ao agrupamento de cabos e mangueiras, pode variar entre fabricantes e modelos de umbilical [11]. A Figura 2.53 ilustra um umbilical com mangueiras termoplásticas utilizado em instalações submarinas.



Figura 2.53 - Cabo umbilical submarino com mangueiras de controle hidráulico em material termoplástico (Adaptado de: <tecnologiademateriais.com.br>. Acesso em: 12 nov. 2018)

Efeitos ligados a resposta de uma atuação hidráulica em campo estão associados ao uso de umbilicais com mangueiras termoplásticas para o acionamento de válvulas [13]. Estes efeitos estão basicamente associados ao aumento do tempo de resposta, em comparação a um umbilical de tubos rígidos. A busca por bibliografias específicas sobre assuntos relacionados à resposta dinâmica de umbilicais com mangueira termoplástica, resulta em poucos resultados. Um possível motivo para tal, é que a complexidade e o investimento necessário para o estudo destes fatores tornam o assunto pouco atraente e somente teriam utilidade em trabalhos específicos, onde uma boa acurácia na previsão destes comportamentos fosse requerida. Também, a crescente utilização de sistemas de controle modernos, tais como o EXMUX, os quais requerem menores comprimentos de umbilical entre a fonte de pressão e o equipamento, tornam as consequências deste efeito menos expressivas.

Para grande parte das aplicações de mangueiras termoplásticas em umbilicais submarinos, o conhecimento de seu comportamento para condições completamente desenvolvidas de pressão é utilizado como um indicador na validação de seu desempenho. Um exemplo disto é a norma API RP 17E 2017 [12], a qual rege especificações a serem atendidas para umbilicais submarinos. Esta norma, embora especifique testes que visam levantar comportamentos de natureza dinâmica, descreve estes testes apenas em caráter opcional. Contudo, é importante observar que a

consideração dos efeitos dinâmicos a um modelo pode aumentar sua acurácia [14], valorizando previsões que podem ser obtidas através do mesmo.

O estudo de McCARTHY, KNIGHT [14] demonstra que mangueiras termoplásticas, como as utilizadas em umbilicais submarinos, apresentam comportamentos regidos por parâmetros que podem sofrer variação para condições específicas ou mesmo ao longo de sua utilização. A Figura 2.54 ilustra o efeito da expansão volumétrica totalmente desenvolvida para uma amostra de mangueira flexível. A Figura 2.55, demonstra a variação que esta expansão volumétrica pode sofrer ao longo dos primeiros dias de sua utilização. Na Figura 2.56, é possível ver como os valores da expansão volumétrica para uma mesma mangueira podem variar a depender da configuração do umbilical.

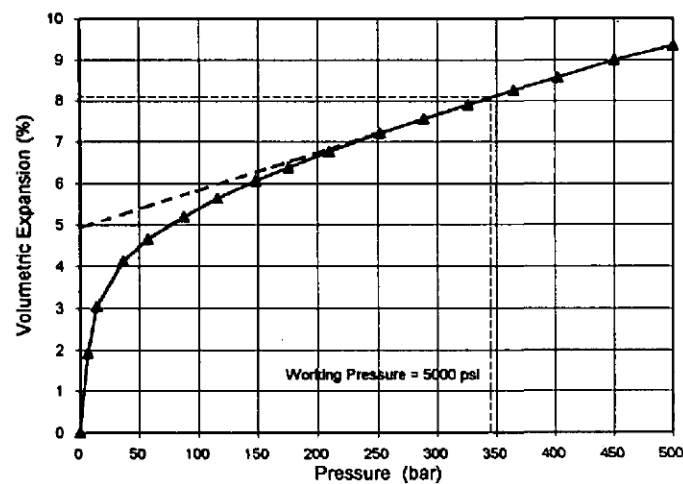


Figura 2.54 – Efeito típico de expansão volumétrica para condição completamente desenvolvida [14]

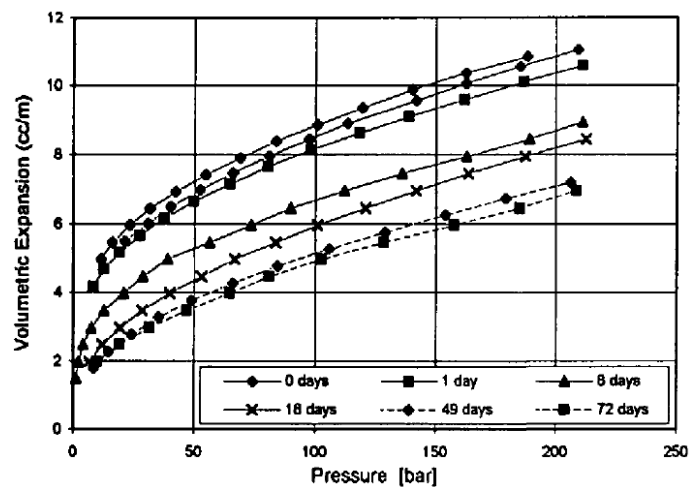


Figura 2.55 – Efeito da variação da EV com o tempo [14]

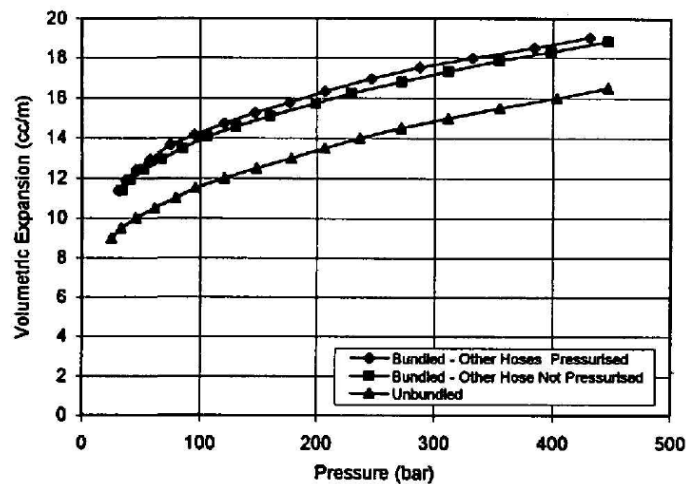


Figura 2.56 - Efeito da configuração da mangueira no umbilical [14]

O efeito da expansão volumétrica final, para condições completamente desenvolvidas, é tratada como expansão volumétrica estática. Contudo, conforme demonstrado por McCARTHY, KNIGHT [14], antes que o estado desenvolvido seja atingido, observa-se um certo decaimento de pressão que ocorre ao longo do tempo, para cada valor de pressão inicial aplicado ao umbilical (Figura 2.57). Este efeito é decorrente da deformação viscoelástica sofrida pelas mangueiras flexíveis do umbilical, que se desenvolve em materiais poliméricos de natureza plástica, ao qual pertence o grupo dos termoplásticos [15].

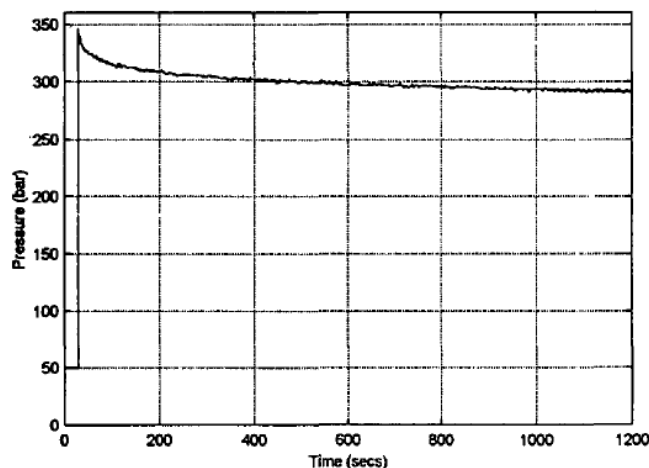


Figura 2.57 – Decaimento de pressão típico observado após aplicação de pressão em mangueira termoplástica [14]

Um material viscoelástico apresenta características de sólido e líquido ao mesmo tempo [15]. O efeito elástico aparece devido a variações de ângulo e distância de ligação entre átomos de cadeia polimérica, enquanto o efeito viscoso surge do atrito entre as

cadeias poliméricas, fazendo com que o polímero demore um tempo finito para responder à solicitação e gerando, assim, uma defasagem entre solicitação e resposta [15]. Tendo o mecanismo de deformação de um material polimérico uma dependência temporal, a avaliação deste efeito deve ser avaliada para cada situação específica, a fim de identificar o nível de sua influência no comportamento da pressão.

#### 2.4.2 Umbilicais com tubos de aço

Umbilicais que fazem uso de tubos de aço, ao invés de mangueiras poliméricas, para função de acionamento de válvulas possuem valor de expansão volumétrica praticamente negligenciáveis [13]. Outras características desta alternativa são a resistência ao colapso, impermeabilidade e menor peso, devido aos tubos de aço contribuírem com parte da resistência estrutural do umbilical e permitir a utilização de uma armadura mais leve [5]. Como desvantagem, pode-se citar sua menor resistência à fadiga e elevado valor de raio mínimo de curvatura, este último implicando em uma complexidade significativamente maior das análises de instalação.



Figura 2.58 – Umbilical com tubos de aço (Disponível em: <http://large.stanford.edu/publications/coal/references/ocean/products/umbilicals/>). Acesso em: 12 nov. 2018)

O avanço de pesquisas no sentido de viabilizar a utilização de umbilicais com tubos de aço tem crescido nos últimos anos e permitido cada vez mais sua utilização [13]. Contudo, a opção por uma ou outra solução dependerá de uma análise de possibilidade de aplicação, viabilidade de custos e disponibilidade fabril.

### **3. MODELAGEM MATEMÁTICA**

A metodologia deste trabalho consiste em modelar matematicamente o comportamento mecânico do sistema visando obter o perfil de pressão hidráulica de atuação ao longo do curso de movimentação da válvula. Para tal, foi primeiramente realizado o cálculo de todas as forças que independem da velocidade de acionamento tais como a força da mola e de atrito no conjunto válvula e atuador. Após, o modelo foi implementado de forma dinâmica, permitindo explorar efeitos relacionados à velocidade de acionamento e ao sistema de controle, tais como a viscoelasticidade do umbilical e a perda de carga do sistema.

#### **3.1 Definição e cálculo de forças do conjunto válvula e atuador**

A montagem de uma válvula esfera compreende dezenas de componentes que, trabalhando em conjunto permitem o funcionamento da válvula para todas as condições previstas de projeto. A Figura 3.1 ilustra uma vista explodida do corpo de uma válvula esfera, onde é possível visualizar alguns de seus componentes internos. A identificação dos componentes representados na Figura 3.1 é realizada na Tabela 3.1.

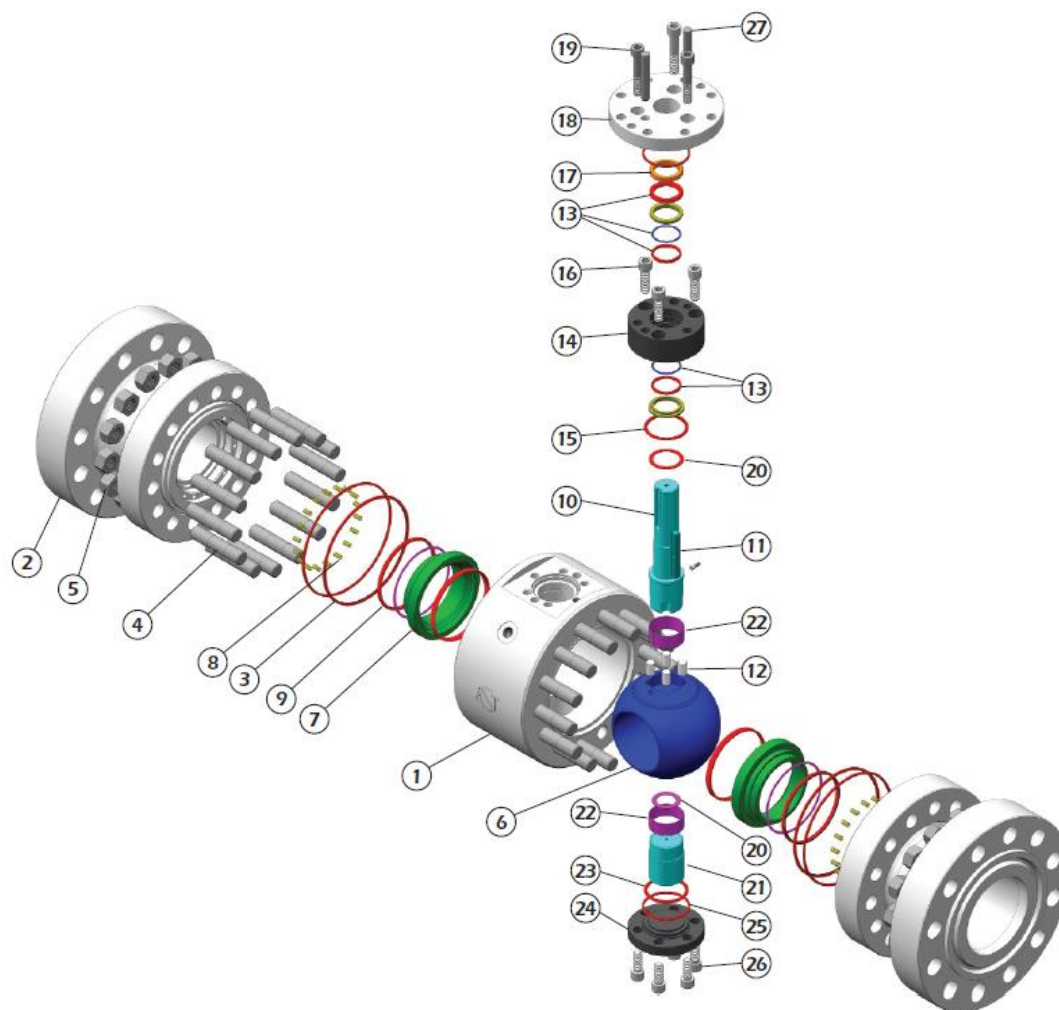


Figura 3.1 – Vista explodida do corpo de uma válvula esfera (Adaptado de: <[http://files.engineering.com/download.aspx?folder=fa907fa4-f96a-4fca-8f09-d627f53ad9f5&file=valve\\_design\\_guide\\_ast.pdf](http://files.engineering.com/download.aspx?folder=fa907fa4-f96a-4fca-8f09-d627f53ad9f5&file=valve_design_guide_ast.pdf)>. Acesso em: 18 abr. 2019)

Tabela 3.1 – Componentes da montagem do corpo da válvula esfera: Figura 3.1

|                    |                    |                            |
|--------------------|--------------------|----------------------------|
| 1- Corpo           | 10- Haste          | 19- Estojos                |
| 2- Tampa do corpo  | 11- Chaveta        | 20- Bucha axial            |
| 3- Anel de vedação | 12- Pino guia      | 21- Mancal <i>trunnion</i> |
| 4- Prisioneiros    | 13- Gaxetas        | 22- Bucha radial           |
| 5- Porcas          | 14- Tampa superior | 23- Selo radial            |
| 6- Esfera          | 15- Gaxetas        | 24 - Capa do trunnion      |
| 7- Sede            | 16- Estojos        | 25- Anel de vedação        |
| 8- Mola da sede    | 17- Bucha da haste | 26- Estojos                |
| 9- Selo labial     | 18- Placa superior | 27- Pino guia              |

Algumas características construtivas específicas das válvulas esferas, tal como o tipo de corpo, não impõem influência direta na modelagem. Outras características, tal como o tipo de construção da esfera, devem ser devidamente consideradas. Para a análise e modelagem a que se propõe este trabalho, foi escolhido um modelo de válvula esfera submarina para o qual estavam disponíveis dados referentes às dimensões dos componentes internos e também dados de qualificação que permitissem a validação do modelo para algumas condições de operação.

A válvula esfera modelada neste trabalho, compreende características presentes na maioria das válvulas do tipo esfera utilizadas em instalações e equipamentos submarinos dedicados à exploração de petróleo, quais sejam:

- Acionamento através de atuador hidráulico, com função FSC;
- Esfera suportada por mancais *trunnion*;
- Sede do tipo SPE com inserto polimérico, do lado de montante da válvula;
- Sede do tipo DPE com contato metálico, do lado de jusante da válvula.

Para uma válvula equipada com atuador hidráulico, o trabalho de modelagem deve ser realizado de forma a considerar a interação entre o corpo e o atuador da válvula. O acionamento da válvula esfera em si, é realizado através da rotação de sua haste principal. Para o atuador hidráulico, uma entrada de pressão empurra um pistão causando o deslocamento linear de sua cremalheira. Desta forma, para que o atuador hidráulico consiga acionar a válvula, é necessário um terceiro componente, o pinhão, que transformará o movimento linear de saída do atuador em um movimento de rotação que irá acionar a haste da válvula e girar a esfera. As subseções a seguir descrevem alguns passos a serem considerados na modelagem de válvula e atuador.

### 3.1.1 Modelagem matemática das forças e torques de acionamento

O cálculo de forças correspondente a cada posição do conjunto válvula e atuador permite prever a pressão de acionamento no pistão do atuador durante os movimentos de abertura e fechamento da válvula. Para isto, este modelo irá levar em conta os atritos no atuador e corpo da válvula e também a força da mola. Para o atuador, serão considerados como relevantes na modelagem o atrito entre o selo do pistão e camisa do cilindro e o atrito nos suportes do pinhão. A força da mola e a força devido à pressão de controle no pistão também serão computadas como forças do atuador.

Para o corpo da válvula, verifica-se forças de atrito ocorre entre diversos componentes. Assim, uma vez calculadas as forças de atrito entre componentes da



válvula, estas serão convertidas em termos de torque, de forma a se contabilizar todos os esforços necessários para a rotação da haste principal da válvula. Então, a partir do valor do torque total de acionamento da válvula, será obtido o valor da força necessária ao acionamento do pinhão do atuador para transmissão do torque. Esta força de acionamento do pinhão será contabilizada juntamente com as forças no atuador para que então seja finalmente obtido o valor da pressão total de acionamento.

### 3.1.1.1 Forças internas no corpo da válvula

As forças de atrito desenvolvidas no interior da válvula são resultantes da força gerada entre os componentes:

- Sedes e esfera: O cálculo do diâmetro onde ocorrerá o contato entre sede e esfera,  $D_c$ , dependerá do ângulo,  $\alpha$ , projetado para a ocorrência de contato com a sede. A Figura 3.2 ilustra estas duas dimensões. Assim, com base no diâmetro da esfera,  $D_{esfera}$ , o cálculo do  $D_c$  é feito conforme a equação (3.1):

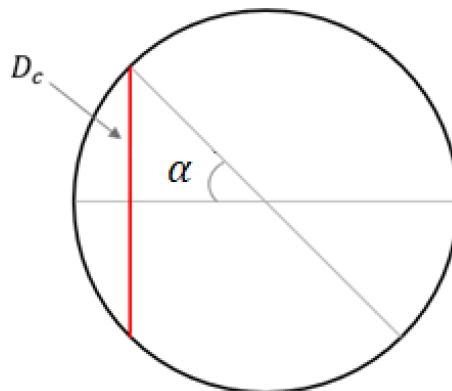


Figura 3.2 - Representação do diâmetro e ângulo de contato

$$D_c = D_{esfera} \text{seno}(\alpha) \quad (3.1)$$

Na condição de válvula pressurizada, a força de atrito é gerada devido a dois fatores: a força de compressão das molas na traseira da sede e a força do efeito pistão nas sedes. O dimensionamento da força das molas da traseira das sedes,  $F_m$ , é realizado de forma a se obter energização suficiente, no contato entre sede e esfera, para promover vedação em baixa pressão, definida pela norma ISO 14723 [16] como 5,5 bar. O efeito pistão da sede é definido como a força gerada devido à diferença de pressão através de uma área específica. Para o cálculo do efeito pistão na sede,  $E_p$ ,

utiliza-se a área anular definida pela diferença entre o diâmetro externo do selo e o diâmetro de contato, ilustrada na Figura 2.33, mediante a aplicação de pressão diferencial entre a montante e a cavidade da válvula,  $dP$ , conforme definido na equação (3.2).

$$E_p = \frac{\pi(D_{extselo}^2 - D_c^2)}{4} dP \quad (3.2)$$

- Esfera e mancais de deslizamento (*trunnions*): A Figura 2.36 mostra uma válvula esfera com mancais *trunnion* nas partes inferior e superior. Estes mancais têm a função de suportar a força hidrostática sobre a esfera,  $F_{esfera}$ , a qual surge quando a válvula se encontra na posição fechada e com diferencial de pressão entre montante e jusante,  $dP$ . Esta força é calculada com base na área circular definida pelo diâmetro do selo da sede,  $D_{extselo}$ , e a pressão diferencial através da válvula, conforme a equação (3.3):

$$F_{esfera} = \frac{\pi D_{extselo}^2}{4} dP \quad (3.3)$$

- Haste e mancais axiais: A força vertical sobre a haste,  $F_{v_haste}$ , é suportada pelos mancais axiais e pode ser calculada com base no diâmetro da haste,  $D_{haste}$ , e na diferença entre as pressões de trabalho interna,  $P_{in}$ , e externa,  $P_{ext}$ . O cálculo da  $F_{v_haste}$  é realizado conforme a equação (3.4).

$$F_{v_haste} = \frac{\pi D_{haste}^2}{4} (P_{in} - P_{ext}) \quad (3.4)$$

- Haste e selos: Na composição de um sistema de vedação, é comum um arranjo em que mais de um elemento de vedação seja utilizado, de forma que elementos, como o ilustrado na Figura 2.29, sejam montados em série. Também existem tipos específicos de selos onde já se contempla a associação de várias barreiras, como o ilustrado na Figura 2.38. Segundo MASHIBA [3], considerando a estanqueidade dos elementos de vedação que compõem o sistema, assume-se que a pressão existente entre elementos de vedação é a própria pressão atmosférica,  $P_{atm}$ . Também, para obtenção da força gerada por estes elementos de vedação contra a haste,  $F_{haste_selos}$ , é necessário considerar a força inicial de montagem do selo,  $F_{montagem_selo}$ , e a força

decorrente da pressão dos meios internos,  $P_{in}$ , e externos,  $P_{ext}$ , agindo sobre os selos interno,  $A_{selo\_int}$ , e externo,  $A_{selo\_ext}$ , respectivamente. O cálculo é realizado conforme a equação (3.5).

$$F_{haste\_selos} = (F_{montagem\_selo} + P_{in}A_{selo\_int} + P_{ext}A_{selo\_ext}) \quad (3.5)$$

### 3.1.1.2 Forças no atuador hidráulico

As forças no atuador hidráulico que serão relevantes para o desenvolvimento do modelo são:

- Força de avanço,  $F_{avanço}$ : A comutação da válvula é conduzida pela ação da pressão de controle no atuador. Assim, a pressurização da câmara do pistão resulta numa força de acionamento proporcional à pressão aplicada e à área do pistão, conforme a equação (3.6):

$$F_{avanço} = P_{controle}A_{pistão} \quad (3.6)$$

- Força de atrito entre selos do pistão e cilindro,  $F_{atrito\_pistão}$ : Assim como ocorre como a força de atrito gerada entre haste e selos, esta força de atrito terá uma parcela correspondente à força inicial de montagem do selo e outra parcela gerada pela pressão na câmara do pistão, conforme a equação (3.7).

$$F_{atrito\_pistão} = (F_{montagem\_selo} + P_{controle}A_{selo\_pistão})\mu_{selo} \quad (3.7)$$

- Força devido a compressão da mola do atuador,  $F_{mola}$ : O cálculo da força da mola é realizado com base em sua compressão total, representada no modelo pela variável associada ao movimento linear,  $q1$ , que representa um deslocamento em unidade de comprimento. Contudo, o valor total da força é obtido a partir de duas componentes. A primeira é referente à pré-carga da mola,  $F0\_mola$ , definida em função da compressão inicial de montagem da mola,  $L0\_mola$ . A segunda está relacionada à compressão da mola a partir de  $L0\_mola$ , que ocorre com o acionamento do atuador. Para inclusão no modelo, será estabelecida a condição de contorno de que o sistema parte da posição  $L0\_mola$ , ou  $q1 = L0\_mola + deslocamento$ , podendo a força total ser simplificada pela equação (3.8).

$$F_{mola} = k_{mola}q_1 \quad (3.8)$$

- Força devido à coluna de fluido de controle,  $F_{cfc}$ : Esta força surge, quando da utilização de sistema de controle HD, estando relacionado à massa específica do fluido de controle em relação à água do mar. O cálculo é realizado com base na massa específica do fluido de controle,  $\rho_{fc}$ , na altura total entre as extremidades do umbilical e na área do pistão,  $A_{pistão}$ . A altura total entre as extremidades do umbilical consiste no somatório entre a LDA e a altura entre o reservatório de fluido de controle, situado na UEP, e a superfície do mar, denominada *air-gap*,  $AG$ , [3]. O cálculo é resumido na equação (3.9):

$$F_{cfc} = [\rho_{fc}g(LDA + AG)]A_{pistão} \quad (3.9)$$

- Força do sistema de compensação,  $F_{sc}$ : Conforme detalhado na seção 2.3.1.5, o compensador instalado na atuador da válvula permite que a pressão externa seja transmitida para o fluido de compensação, no interior da válvula. Este fluido está em contato com a face do pistão oposta ao fluido de controle, transmitindo, portanto, uma força contrária ao sentido de avanço do atuador. Esta força é calculada em função da LDA massa específica da água do mar,  $\rho_{mar}$ , conforme a equação (3.9):

$$F_{sc} = [\rho_{mar}g(LDA)]A_{pistão} \quad (3.10)$$

### 3.1.1.3 Cálculo do torque em função das forças calculadas

Definidas as forças relacionadas aos atritos no interior do corpo da válvula, na seção 3.1.1.1, poderão ser definidas as equações para o cálculo dos torques de atrito, com base na consideração das geometrias específicas dos componentes em contato. Existem 4 parcelas principais de torque de atrito no interior da válvula, quais sejam:

- 1: Atrito entre sede e esfera:
  - Força das molas na traseira da sede: Presente em qualquer posição.
  - Força devido ao efeito pistão: Presente quando não há comunicação, e há diferencial de pressão, entre extremidades e corpo;
- 2: Atrito entre esfera e mancais *trunnion*:
  - Força devido a pressão hidrostática sobre a esfera: Presente quando não há comunicação, e há diferencial de pressão, entre montante e jusante;

- 3: Atrito entre haste principal e mancais axiais:
  - Força axial sobre a haste devido a pressão interna;
  - Força axial sobre a haste devido a pressão externa.
- 4: Atrito entre haste principal e selos:
  - Força de atrito de montagem;
  - Força de atrito devido a energização dos selos pela pressão interna;
  - Força de atrito devido a energização dos selos pela pressão externa;

A Figura 3.3 ilustra o local onde cada uma destas parcelas de torque de atrito se manifesta no interior da válvula. O cálculo de cada uma destas parcelas é apresentado nas próximas seções.

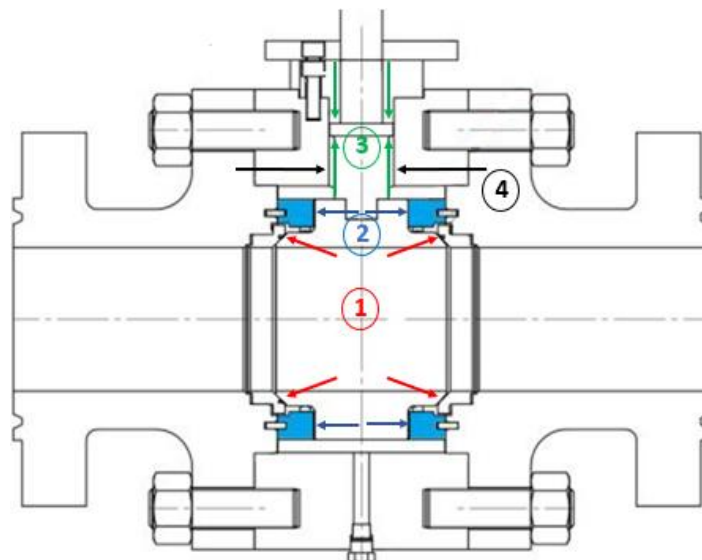


Figura 3.3 – Indicação dos locais de ocorrência dos torques de atrito no corpo da válvula esfera (Adaptado de: <[www.eogplatform.com/technicalball-valves](http://www.eogplatform.com/technicalball-valves)>. Acesso em: 25 abr. 2019)

#### 3.1.1.3.1 Torque entre sede e esfera

Conforme descrito na seção 3.1.1.1, a força de contato entre sede e esfera é resultado da soma entre as forças das molas montadas na traseira da sede e do efeito pistão gerado devido à pressão diferencial entre extremidades e corpo da válvula. Uma vez calculada a força de contato, será necessário agora determinar o raio de atuação desta força, para que o torque de atrito gerado entre sede e esfera possa ser finalmente

calculado. A Figura 3.4 traz uma representação de como ocorre o contato entre sede e esfera.

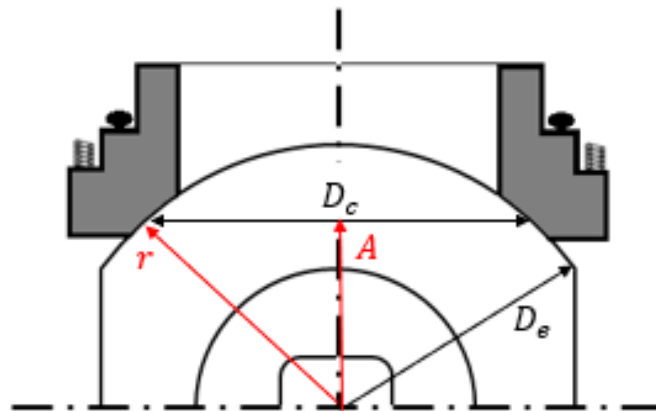


Figura 3.4 – Vista superior de sede em contato com esfera. Destacado em vermelho os diferentes raios de contato ao longo da circunferência

Conforme pode ser visto na Figura 3.4, devido a interseção das geometrias circulares da sede e da esfera, o raio de contato varia ao longo da região de contato entre estes dois elementos. Assim, para que o torque possa ser devidamente calculado, é necessário o cálculo do valor equivalente do raio de contato. Este valor será aproximadamente uma média entre "A" e "r", representados na Figura 3.4. Contudo, é possível fazer uma estimativa mais precisa do valor deste raio equivalente.

O raio equivalente pode ser definido a partir da analogia com o cálculo do centroide da calota esférica, " $\bar{y}$ ", definida entre os comprimentos "A" e "r" mostrados na Figura 3.4. Primeiramente, obtendo o valor de "A":

$$A = \sqrt{\left(\frac{De^2}{2}\right) - \left(\frac{Dc^2}{2}\right)} \quad (3.11)$$

Com base na Figura 3.5 o centroide da calota esférica pode ser calculado conforme mostrado a seguir.

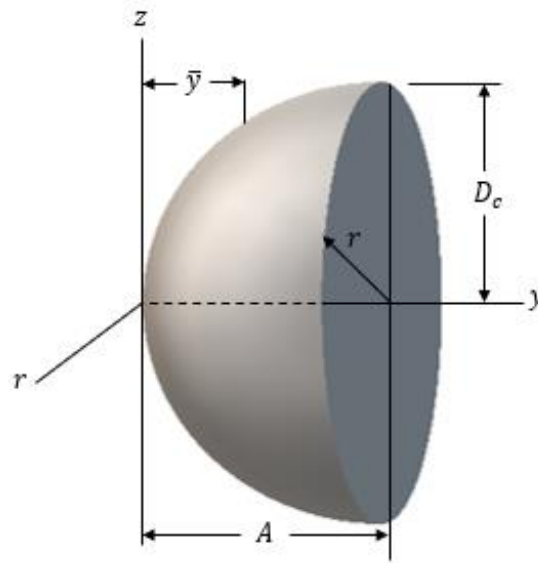


Figura 3.5 – Representação da calota esférica utilizada no cálculo do raio equivalente de aplicação da força de atrito entre sede e esfera

Sendo a equação de uma esfera definida por:

$$z^2 + y^2 = r^2 \quad (3.12)$$

E com base na equação para o cálculo do centroide:

$$\bar{y} = \frac{\int y dv}{\int dv} \quad (3.13)$$

Com base na equação da esfera, os termos da equação do centroide podem ser escritos:

$$\begin{cases} dv = \pi z^2 dy \\ z^2 = r^2 - y^2 \end{cases} \quad (3.14)$$

$$dv = \pi(r^2 - y^2) dy \quad (3.15)$$

De forma que a equação para o cálculo do centroide pode ser reescrita:

$$\bar{y} = \frac{\int_0^{r-A} y \pi (r^2 - y^2) dy}{\int_0^{r-A} \pi (r^2 - y^2) dy} \quad (3.16)$$

Reescrevendo o resultado, o limite superior de integração pode ser definido como:

$$B = r - A \quad (3.17)$$

Obtendo-se, finalmente, para o centroide da calota esférica:

$$\bar{y} = \frac{6R^2B - 3B^3}{12R^2 - 4L^2} \quad (3.18)$$

Assim, uma vez calculado o centroide, o ponto de aplicação da força de atrito para o cálculo do torque de atrito entre sede e esfera pode ser definido como a diferença entre o raio externo da esfera e o centroide calculado, de forma que o torque seja calculado conforme a equação (3.19):

$$T_{sede\_esfera} = (E_P + F_{mola\_sedes})\mu_s(r - \bar{y}) \quad (3.19)$$

Onde  $E_P$  e  $F_{mola\_sedes}$  representam a força devida ao efeito pistão, equação (3.2), e a força das molas da sede, respectivamente. O coeficiente de atrito entre sede e esfera é representado por  $\mu_s$ .

### 3.1.1.3.2 Torque entre esfera e mancais radiais de deslizamento (*trunnions*)

Conforme exposto na seção 3.1.1.1, devido ao diferencial de pressão entre extremidades e corpo da válvula, irá surgir uma força sobre a esfera que deverá ser suportada por mancais radiais de deslizamento (*trunnions*), montados na parte superior e inferior da esfera. E uma vez que, durante a rotação da esfera, existe movimento relativo entre os mancais radiais e a parte da esfera suportada por estes, irá surgir um torque de atrito que irá se opor ao movimento de rotação da esfera. O cálculo deste torque de atrito pode ser realizado a partir do conhecimento da força devida à pressão sobre a esfera e o raio de aplicação da força de atrito, que coincide com o raio externo da região da esfera em contato com os mancais, conforme a equação (3.20), onde  $\mu_{m\_e}$  representa o coeficiente de atrito no contato dos mancais.

$$T_{mancal\_rad} = F_{esfera} \mu_{m\_e} R_{m\_e} \quad (3.20)$$



### 3.1.1.3.3 Torque entre haste com mancais axiais

Conforme exposto na seção 3.1.1.1, uma vez que o corpo da válvula esteja a uma pressão interna superior a pressão externa, é gerada uma força que tende a expulsar a haste principal do corpo da válvula. Também, em uma situação em que a válvula esteja com a pressão interna do corpo a uma pressão menor que a externa (situação possível em instalações submarinas ou câmaras hiperbáricas), será gerada uma força no sentido de empurrar a haste principal para o interior da válvula. Esta força é suportada por mancais axiais e, devido a rotação da haste durante o acionamento da válvula, irá implicar na geração de um torque de atrito durante esta rotação, situação ilustrada pela Figura 3.6. O cálculo do torque de atrito pode ser realizado a partir do conhecimento do diferencial de pressão atuando sobre a haste, de suas dimensões e do coeficiente de atrito entre haste e mancal. O cálculo do torque é realizado de forma análoga ao realizado para o cálculo do torque entre sede e esfera.

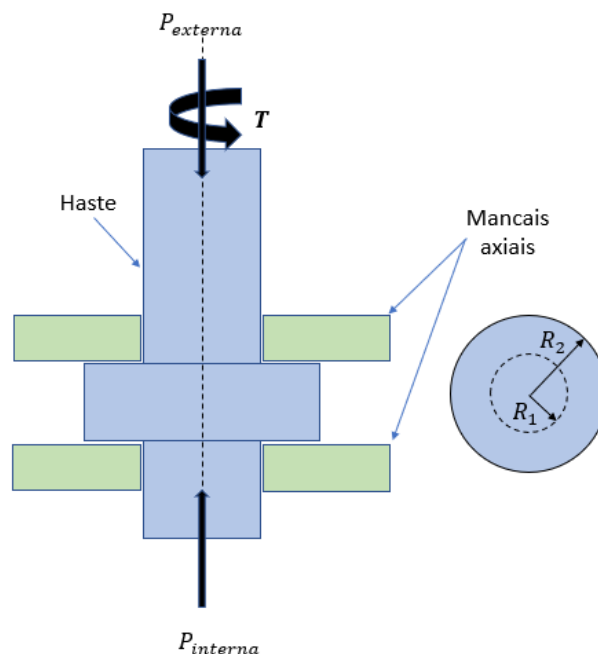


Figura 3.6 – Representação dos carregamentos na haste

Para calcular o torque de atrito, primeiramente será necessário encontrar um raio equivalente para o ponto de aplicação da força de atrito. Este raio equivalente será aproximadamente uma média entre  $R_1$  e  $R_2$ , ilustrados na Figura 3.6. Contudo, é possível fazer uma estimativa mais precisa do valor deste raio equivalente,  $\bar{r}$ :

$$\bar{r} = \frac{\int r dA}{A} \quad (3.21)$$

Onde  $A$  e  $dA$  podem ser escritos como:

$$\begin{cases} dA = r dr d\theta \\ A = \pi(R_2^2 - R_1^2) \end{cases} \quad (3.22)$$

De forma que a equação para o cálculo de  $\bar{r}$  pode ser reescrita como:

$$\bar{r} = \frac{1}{\pi(R_2^2 - R_1^2)} \int_0^{2\pi} \int_{R_1}^{R_2} r^2 dr d\theta \quad (3.23)$$

Obtendo-se, finalmente, para o raio equivalente  $\bar{r}$ :

$$\bar{r} = \frac{2}{3} \left( \frac{R_2^3 - R_1^3}{R_2^2 - R_1^2} \right) \quad (3.24)$$

A força de atrito é gerada devido a força resultante do diferencial de pressão através da haste, equação (3.4), e do coeficiente de atrito nos mancais que a suportam,  $\mu_{m_h}$ , e pode ser representada pela equação (3.25):

$$F_{atrito_{m_h}} = F_{v_{haste}} \mu_{m_h} \quad (3.25)$$

De forma que o torque resultante pode ser expresso pela equação (3.26).

$$T_{mancal_{axi}} = \frac{2}{3} F_{atrito_{m_h}} \left( \frac{R_2^3 - R_1^3}{R_2^2 - R_1^2} \right) \quad (3.26)$$

#### 3.1.1.3.4 Torque entre a haste principal e selos

Por a haste principal ser um componente que exerce movimento relativo de rotação contra os elementos de vedação, se faz necessário quantificar o impacto causado por forças de atrito no torque de acionamento da válvula. Para o cálculo do torque de atrito devido aos elementos de vedação da haste, é necessário o conhecimento da forças nos selos, equação (3.5), do raio de contato da haste em contato com estes elementos e o coeficiente de atrito. Assim, o torque poderá ser calculado conforme a equação (3.27).

$$T_{haste_{selos}} = F_{haste_{selos}} R_{haste} \mu_{selo} \quad (3.27)$$

### 3.1.2 Cálculo da força equivalente aos torques de atrito

Uma vez definidas todas as parcelas dos torques de atrito na válvula, equações (3.19), (3.20), (3.25) e (3.26), tem se finalmente a expressão para o torque total de atrito na válvula,  $T_{atrito\_válvula}$ , definido pela equação (3.28).

$$T_{atrito\_válvula} = T_{sede\_esfera} + T_{mancal\_axi} + T_{mancal\_rad} + T_{haste\_selos} \quad (3.28)$$

O cálculo da força equivalente a  $T_{atrito\_válvula}$ , decorrente do movimento de rotação da esfera e haste, é realizado a partir do conhecimento do diâmetro primitivo do pinhão do atuador,  $D_{primitivo}$ , acoplado a haste principal da válvula, conforme a equação (3.29).

$$F_{atrito\_válvula} = \frac{T_{atrito\_válvula}}{D_{primitivo}/2} \quad (3.29)$$

Uma vez que o pinhão suporta a força transmitida pela cremalheira, será gerado um torque de atrito durante sua rotação, que pode ser calculado com base no diâmetro de contato do mancal de escora sobre o qual se apoia, no coeficiente de atrito e na força transmitida pela cremalheira. Considerando a força líquida transmitida pela cremalheira como a força necessária a gerar o torque requerido na haste da válvula, e que é decorrente dos atritos na válvula, o torque de atrito no pinhão pode ser calculado conforme a equação (3.30).

$$T_{atrito\_pinhão} = \mu_{m\_p} \frac{D_{mancal\_pinhão}}{2} F_{atrito\_válvula} \quad (3.30)$$

Agora, com base no torque de atrito do pinhão, a força no atuador consumida por este torque poderá ser calculada conforme a equação (3.31).

$$F_{atrito\_pinhão} = \frac{T_{atrito\_pinhão}}{D_{primitivo}/2} \quad (3.31)$$

A força de atrito no pistão, equação (3.7), e força de atrito no pinhão, (3.31), compõem a força de atrito no atuador, que pode ser resumida conforme a equação (3.32).

$$F_{atrito\_atuador} = F_{atrito\_pistão} + F_{atrito\_pinhão} \quad (3.32)$$

Assim, a partir da transformação dos torques de atrito em força de atrito equivalente, estes carregamentos poderão ser considerados como uma força acoplada ao movimento linear do atuador ao ter seu valor somado ao valor de atrito total no atuador,  $F_{atrito\_atuador}$ , conforme a equação (3.33).

$$F_{atrito\_total} = F_{atrito\_válvula} + F_{atrito\_atuador} \quad (3.33)$$

Uma característica importante da força de atrito, e que deve ser levada em consideração no modelo, é que esta força está sempre oposta ao sentido do movimento. Assim, é considerado um corpo de massa  $m$  que tem seu deslocamento retilíneo representado por  $q1$ , sendo  $u1$  sua derivada temporal a qual representa a velocidade do corpo. A força de atrito agindo sobre este corpo poderá ser expressa em função da força de atrito total e de uma formulação que garanta que a força esteja aplicada no sentido correto, oposto ao sentido do deslocamento, conforme a equação (3.34).

$$F_{atrito} = -F_{atrito\_total} \frac{|u1|}{u1} \quad (3.34)$$

Contudo, observa-se que ao inserir uma equação no formato da (3.34) no *software* Maple [17], o mesmo rearranja automaticamente a equação em uma nova expressão com a utilização de função sinal, *csgn*, conforme a equação (3.35).

$$F_{atrito} = -F_{atrito\_total} csgn(u1) \quad (3.35)$$

A utilização de uma função sinal pode implicar em um maior tempo computacional na solução de EDO's em softwares como o Maple [17] e o MatLab [18], que utilizam *solvers* baseados em métodos numéricos para a resolução destas equações. Assim, de forma a otimizar o tempo computacional, a equação (3.35) foi reescrita substituindo a função sinal por uma expressão na forma da equação (3.36).

$$F_{atrito} = -F_{atrito\_total} \left(\frac{2}{\pi}\right) \tan^{-1}(C u1) \quad (3.36)$$

Onde  $\tan^{-1}$  é a função arco tangente, e  $C$  se refere a um termo que deve ser multiplicado ao valor de  $u1$  a fim de garantir uma melhor aproximação da função sinal. Em geral, quanto maior o valor de  $C$ , melhor será a aproximação da equação (3.35) pela equação (3.36).

### 3.1.3 Força nos batentes de fim de curso

As equações de batentes representam os limites de curso do atuador, onde os movimentos de avanço e retorno são limitados por meio da disposição e construção de seus elementos internos. Um batente deve ser rígido o suficiente a fim de permitir um nível mínimo de deformação elástica, como também deve ter características de absorção de impactos que não favoreçam um movimento oscilatório quando solicitado mecanicamente. Como as respostas do modelo de batente não exercem influência nas respostas do modelo final construído neste trabalho, uma vez que só exercerá influência nas respostas após o movimento da válvula atingir posições de fim de curso, o modelo foi construído apenas atribuindo-se valores de rigidez e amortecimento que se mostraram coerentes com o comportamento observado nas respostas da válvula real.

Com o atuador na posição de avanço, a coordenada  $q1$ , que representa o deslocamento retilíneo no atuador, assumirá a posição  $p_{bat\_A}$ . Na posição de retorno, ou posição de repouso, a coordenada  $q1$  assumirá a posição  $p_{bat\_R}$ , a qual representa o valor de compressão de montagem da mola necessário para gerar a sua força de pré-carga,  $F0_{mola}$ . Assim, as forças de batente de avanço,  $F_{bat\_A}$ , e de batente de retorno,  $F_{bat\_R}$ , só existirão além dos limites de movimentação da válvula, de forma que a expressão geral para as forças de batente pode ser escrita conforme a equação (3.37).

$$F_{bat} = F_{bat\_A} + F_{bat\_R} \quad (3.37)$$

A força de batente de avanço pode ser expressa conforme a equação (3.38):

$$F_{bat\_A} = F_{rig\_A} + F_{amort\_A} \quad (3.38)$$

onde  $F_{rig\_A}$  representa a força de reação do mancal de avanço devido à rigidez, expressa em função da constante de rigidez  $k_{bat}$ , sendo definida pela equação (3.39).

$$F_{rig\_A} = k_{bat} \left[ -\frac{(p_{bat\_A} - q1) - |p_{bat\_A} - q1|}{2} \right] \quad (3.39)$$

Analogamente ao observado no cálculo da expressão geral da força de atrito (seção 3.1.2), a equação (3.39) é rearranjada automaticamente pelo Maple [17] por uma expressão com função sinal. Fazendo esta adequação, a equação (3.39) pode ser escrita na forma da equação (3.40).

$$F_{rig\_A} = k_{bat} \left[ -\frac{(p_{bat\_A} - q1) - (csgn(p_{bat\_A} - q1))(p_{bat\_A} - q1)}{2} \right] \quad (3.40)$$

Reescrevendo esta equação eliminando a função sinal, a fim de reduzir o tempo computacional de resolução, a equação (3.40) pode ser reescrita na forma da equação (3.41) através do mesmo procedimento aplicado à expressão geral da força de atrito (seção 3.1.2).

$$F_{rig\_A} = k_{bat} \left[ -\frac{(p_{bat\_A} - q1) - \left(\frac{2}{\pi}\right) \tan^{-1}(C(p_{bat\_A} - q1))(p_{bat\_A} - q1)}{2} \right] \quad (3.41)$$

A força de reação do mancal de avanço devido ao amortecimento,  $F_{amort\_A}$ , é expressa de forma análoga, levando-se em conta o coeficiente de amortecimento viscoso  $c_{bat}$ , conforme a equação (3.42).

$$F_{amort\_A} = c_{bat} \left[ \frac{(p_{bat\_A} - q1) - \left(\frac{2}{\pi}\right) \tan^{-1}(C(p_{bat\_A} - q1))(p_{bat\_A} - q1)}{2(p_{bat\_A} - q1)} u1 \right] \quad (3.42)$$

Da mesma forma, pode-se escrever a força de batente de retorno conforme a equação (3.43):

$$F_{bat\_R} = F_{rig\_R} + F_{amort\_R} \quad (3.43)$$

As forças de reação do mancal de retorno devido à rigidez e ao amortecimento são, então, escritas na forma das equações (3.44) e (3.45).

$$F_{rig\_R} = k_{bat} \left[ \frac{(q1 - p_{bat\_R}) - \left(\frac{2}{\pi}\right) \tan^{-1}(C(q1 - p_{bat\_R}))(q1 - p_{bat\_R})}{2} \right] \quad (3.44)$$

$$F_{amort\_R} = c_{bat} \left[ \frac{(q1 - p_{bat\_R}) - \left(\frac{2}{\pi}\right) \tan^{-1}(C(q1 - p_{bat\_R}))(q1 - p_{bat\_R})}{2(q1 - p_{bat\_R})} u1 \right] \quad (3.45)$$

### 3.1.4 Informações da válvula referência para o modelo

Para que a modelagem pudesse ser efetivamente realizada, foram utilizados dados de um conjunto válvula e atuador real, fornecidos pelo fabricante “A”, o qual equipa o *manifold* submarino de injeção de água e gás, utilizado pela Petrobras para o desenvolvimento de campos de produção do pré-sal. A montagem do conjunto válvula e atuador no *manifold* é ilustrada na Figura 3.7. Por questões de preservação de informações de propriedade intelectual do fabricante, algumas informações utilizadas na elaboração do modelo, tais como desenhos de projeto, não serão apresentadas neste trabalho.

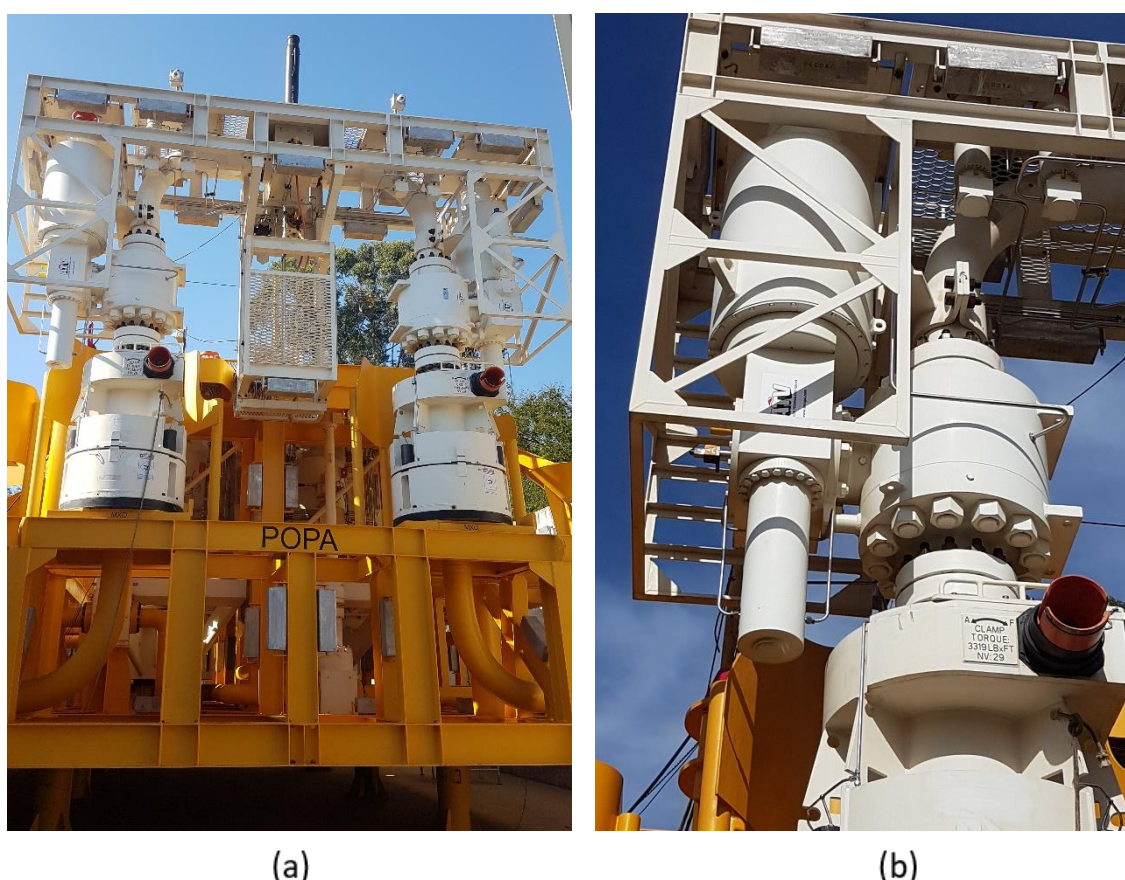


Figura 3.7 – *Manifold* submarino de injeção de água e gás: (a) destaque para a montagem das válvulas no *manifold*, (b) destaque para o conjunto válvula e atuador (Cortesia: BHGE e ATV S.P.A.).

Com relação às dimensões, estas foram fornecidas em escala milimétrica, limitando a precisão a 1 casa decimal, Tabela 3.2. Esta limitação não deve implicar em erros significativos no cálculo de forças, contudo são suficientes para descaracterizar informações importantes de tolerâncias de montagem e projeto de vedação. Outras

informações importantes, tais como o coeficiente de atrito entre componentes metálicos e poliméricos, não foram fornecidos pelo fabricante por se tratar de um parâmetro visto na indústria como um limitante tecnológico ao desenvolvimento de novos produtos. Neste caso, a obtenção destes parâmetros foi realizada através de pesquisa bibliográfica.

Tabela 3.2 - Parâmetros construtivos da válvula esfera (dimensões em [mm])

|  |                      |       |
|--|----------------------|-------|
| Diâmetro externo do selo da sede SPE             | $D_{extselo\_spe}$   | 226,6 |
| Diâmetro externo do selo da sede DPE             | $D_{extselo\_dpe}$   | 233,4 |
| Diâmetro da esfera                               | $D_e$                | 371,5 |
| Diâmetro de contato vertical SPE                 | $D_{c\_spe}$         | 219,2 |
| Diâmetro de contato vertical DPE                 | $D_{c\_dpe}$         | 224,5 |
| Distância de contato horizontal SPE              | $A_{spe}$            | 150,0 |
| Distância de contato horizontal DPE              | $A_{dpe}$            | 148,0 |
| Diâmetro do mancal da esfera ( <i>trunnion</i> ) | $D_{m\_e}$           | 195,0 |
| Diâmetro da haste (parte interna à válvula)      | $D_{haste\_int}$     | 106,1 |
| Diâmetro da haste (parte externa à válvula)      | $D_{haste\_ext}$     | 100,0 |
| Diâmetro superior do mancal axial                | $D_2$                | 117,1 |
| Diâmetro inferior do mancal axial                | $D_1$                | 139,8 |
| Diâmetro do pistão                               | $D_{pistão}$         | 135,0 |
| Curso do pistão                                  | $Curso_{pistão}$     | 254,5 |
| Diâmetro do mancal do pinhão                     | $D_{mancal\_pinhão}$ | 135,0 |
| Diâmetro primitivo do pinhão do atuador          | $D_{primitivo}$      | 324,0 |
| Posição do batente de avanço                     | $p_{bat\_A}$         | 550,0 |
| Posição do batente de retorno                    | $p_{bat\_R}$         | 296,0 |

Para fins de calibração, bem como de avaliação da capacidade do modelo desenvolvido em reproduzir o comportamento real do conjunto válvula e atuador, foram utilizados resultados de testes de desempenho de atuação hidráulica obtidos em um teste de qualificação. Os resultados dos testes de desempenho de atuação hidráulica, foram coletados para três condições distintas:

- Sem aplicação de pressão no corpo da válvula;
- Aplicação de pressão pelo lado SPE da válvula;
- Aplicação de pressão pelo lado DPE da válvula.



Além dos testes de desempenho de atuação, a rotina de testes de qualificação engloba também testes de integridade, vedação do atuador e da válvula, além da realização de ciclos de abertura e fechamento da válvula, sendo estes realizados de maneira similar aos testes de desempenho de atuação. Os resultados dos testes de desempenho de atuação foram coletados para diferentes momentos ao longo da rotina de testes de qualificação, com o objetivo de avaliar a variação de desempenho do conjunto. As etapas da rotina de qualificação que forneceram resultados para as análises deste trabalho são:

1ª fase: resultados são coletados logo após testes de integridade e vedação do conjunto válvula e atuador;

2ª fase: resultados são coletados após execução de, aproximadamente, 60 ciclos de abertura e fechamento, com aplicação de pressão pelo lado SPE e mais 60 ciclos com aplicação de pressão pelo lado DPE.

3ª fase: resultados são coletados após execução de, aproximadamente, 10 ciclos de abertura e fechamento, com aplicação de pressão pelo lado SPE e mais 10 ciclos com aplicação de pressão pelo lado DPE. Sequência e ciclos é realizada nas temperaturas mínima e máxima de projeto.

4ª fase: resultados são coletados em condição de pressão externa equivalente à profundidade máxima de projeto, aplicada através da utilização de câmara hiperbárica, conforme requisito da norma ISO 13628-4 [19].

5ª fase: resultados são coletados após a execução de, aproximadamente, 100 ciclos de abertura e fechamento, com aplicação de pressão pelo lado SPE e mais 100 ciclos com aplicação de pressão pelo lado DPE, realizados em câmara hiperbárica à pressão externa equivalente à profundidade máxima de projeto.

Os resultados da 4ª fase serão apresentados na seção 3.1.6, onde os testes executados em câmara hiperbárica serão discutidos. As Tabelas 3.3, 3.4 e 3.5 apresentam os resultados para a 1ª fase dos testes, os quais foram considerados para a calibração do modelo por representarem o estado inicial do conjunto válvula e atuador. Os valores indicados para os pontos chaves se referem a média calculada para 3 repetições. O valor do desvio padrão é apresentado ao lado da média.

Tabela 3.3 – Resultados dos testes de desempenho de atuação hidráulica da 1ª fase:  
Condição sem aplicação de pressão no corpo da válvula

| Curva de avanço |             |               | Curva de retorno |             |               |
|-----------------|-------------|---------------|------------------|-------------|---------------|
| Ponto chave     | Média [bar] | Desvio padrão | Ponto chave      | Média [bar] | Desvio padrão |
| A1              | 117,2       | 0,8           | R1               | 212,8       | 0,9           |
| A2              | 119,5       | 0,3           | R4               | 113,1       | 0,2           |
| A5              | 220,4       | 0,3           |                  |             |               |

Tabela 3.4 - Resultados dos testes de desempenho de atuação hidráulica da 1ª fase:  
Condição de aplicação de pressão pelo lado SPE da válvula

| Curva de avanço |             |               | Curva de retorno |             |               |
|-----------------|-------------|---------------|------------------|-------------|---------------|
| Ponto chave     | Média [bar] | Desvio padrão | Ponto chave      | Média [bar] | Desvio padrão |
| A1              | 119,0       | 0,1           | R1               | 209,1       | 0,1           |
| A2              | 133,9       | 0,6           | R2               | 131,3       | 0,2           |
| A3              | 155,5       | 0,4           | R3               | 126,4       | 0,3           |
| A4              | 143,7       | 0,1           | R4               | 100,4       | 0,2           |
| A5              | 221,1       | 0,1           |                  |             |               |

Tabela 3.5 - Resultados dos testes de desempenho de atuação hidráulica da 1ª fase:  
condição de aplicação de pressão pelo lado DPE da válvula

| Curva de avanço |             |               | Curva de retorno |             |               |
|-----------------|-------------|---------------|------------------|-------------|---------------|
| Ponto chave     | Média [bar] | Desvio padrão | Ponto chave      | Média [bar] | Desvio padrão |
| A1              | 120,7       | 0,5           | R1               | 208,9       | 0,1           |
| A2              | 150,7       | 0,8           | R2               | 131,4       | 0,1           |
| A3              | 169,4       | 0,3           | R3               | 119,6       | 0,6           |
| A4              | 143,6       | 0,6           | R4               | 89,5        | 0,3           |
| A5              | 221,3       | 0,3           |                  |             |               |

As Tabelas 3.3, 3.4 e 3.5 mostram que os valores do desvio padrão calculados para uma amostra de 3 repetições realizadas de forma consecutiva, são relativamente pequenos para todos os pontos-chaves. Tal efeito se repetiu em todas as fases. Nas Tabelas 3.6, 3.7 e 3.8, são apresentados resultados que representam a média geral obtida ao longo das fases de 1, 2, 3 e 5, bem como o desvio padrão associado à média. Também são apresentados os valores máximo e mínimo obtidos para cada ponto-chave ao longo dos testes e, também, a diferença em porcentagem entre os valores máximo e mínimo com relação à média.

Tabela 3.6 - Resultados gerais dos testes de desempenho de atuação hidráulica: condição sem aplicação de pressão no corpo da válvula

| Curva de avanço |           |             |           |               | Curva de retorno |           |             |           |               |
|-----------------|-----------|-------------|-----------|---------------|------------------|-----------|-------------|-----------|---------------|
| Ponto chave     | Mín [bar] | Média [bar] | Máx [bar] | Desvio padrão | Ponto chave      | Mín [bar] | Média [bar] | Máx [bar] | Desvio padrão |
| A1              | 114,8     | 117,3       | 119,1     | 1,8           | R1               | 208,5     | 210,4       | 212,8     | 1,8           |
|                 | -2,1%     |             | 1,6%      |               |                  | -0,9%     |             | 1,1%      |               |
| A2              | 119,4     | 120,3       | 121,7     | 1,1           | R4               | 112,6     | 113,5       | 114,8     | 0,9           |
|                 | -0,7%     |             | 1,2%      |               |                  | -0,8%     |             | 1,1%      |               |
| A5              | 219,5     | 220,0       | 220,4     | 0,4           |                  |           |             |           |               |
|                 | -0,2%     |             | 0,2%      |               |                  |           |             |           |               |

Tabela 3.7 - Resultados gerais dos testes de desempenho de atuação hidráulica: condição de aplicação de pressão pelo lado SPE da válvula

| Ponto chave | Mín [bar] | Média [bar] | Máx [bar] | Desvio padrão | Ponto chave | Mín [bar] | Média [bar] | Máx [bar] | Desvio padrão |
|-------------|-----------|-------------|-----------|---------------|-------------|-----------|-------------|-----------|---------------|
| A1          | 105,9     | 115,8       | 119,6     | 6,6           | R1          | 208,4     | 209,7       | 212,6     | 1,9           |
|             | -8,6%     |             | 3,3%      |               |             | -0,6%     |             | 1,4%      |               |
| A2          | 128,4     | 136,4       | 149,0     | 8,8           | R2          | 128,9     | 131,3       | 134,8     | 2,5           |
|             | -5,9%     |             | 9,2%      |               |             | -1,8%     |             | 2,7%      |               |
| A3          | 151,0     | 158,1       | 170,0     | 8,2           | R3          | 112,8     | 120,8       | 126,4     | 5,7           |
|             | -4,5%     |             | 7,5%      |               |             | -6,6%     |             | 4,6%      |               |
| A4          | 143,3     | 144,3       | 146,4     | 1,4           | R4          | 91,4      | 99,7        | 108,2     | 6,9           |
|             | -0,7%     |             | 1,5%      |               |             | -8,3%     |             | 8,6%      |               |
| A5          | 218,7     | 221,1       | 223,4     | 1,9           |             |           |             |           |               |
|             | -1,1%     |             | 1,0%      |               |             |           |             |           |               |

Tabela 3.8- Resultados gerais dos testes de desempenho de atuação hidráulica:  
condição de aplicação de pressão pelo lado DPE da válvula

| Curva de avanço |           |             |           |               | Curva de retorno |           |             |           |               |
|-----------------|-----------|-------------|-----------|---------------|------------------|-----------|-------------|-----------|---------------|
| Ponto chave     | Mín [bar] | Média [bar] | Máx [bar] | Desvio padrão | Ponto chave      | Mín [bar] | Média [bar] | Máx [bar] | Desvio padrão |
| A1              | 116,6     | 119,2       | 120,7     | 1,8           | R1               | 208,2     | 209,1       | 211,0     | 1,3           |
|                 | -2,2%     |             | 1,3%      |               |                  | -0,4%     |             | 0,9%      |               |
| A2              | 144,2     | 150,0       | 159,7     | 7,0           | R2               | 126,7     | 129,1       | 131,4     | 2,1           |
|                 | -3,9%     |             | 6,4%      |               |                  | -1,9%     |             | 1,8%      |               |
| A3              | 163,2     | 169,1       | 174,5     | 4,6           | R3               | 110,1     | 117,9       | 121,0     | 5,3           |
|                 | -3,5%     |             | 3,2%      |               |                  | -6,6%     |             | 2,6%      |               |
| A4              | 142,6     | 143,7       | 145,5     | 1,3           | R4               | 83,1      | 91,9        | 103,6     | 8,6           |
|                 | -0,8%     |             | 1,3%      |               |                  | -9,6%     |             | 12,7%     |               |
| A5              | 219,0     | 221,1       | 222,5     | 1,5           |                  |           |             |           |               |
|                 | -0,9%     |             | 0,7%      |               |                  |           |             |           |               |

Os resultados das Tabelas 3.6, 3.7 e 3.8 são interessantes no sentido de se observar a variação de desempenho do conjunto ao longo da qualificação. De forma geral, estes resultados mostram que a maior variação ocorreu para os pontos-chaves associados às condições de máximo atrito, que são os pontos A2 e A3, para o sentido de avanço, e R3 e R4 para o sentido de retorno. Sendo os valores encontrados para estes pontos relativamente mais dependentes das forças de atrito do que os valores obtidos para os demais pontos, é natural que variações dos coeficientes de atrito, as quais devem ocorrer ao longo das diferentes etapas de testes, os influenciem de forma mais significativa. As Figuras 3.8 à 3.11 ilustram a variação dos pontos chaves ao longo das fases resumidas nos resultados apresentados anteriormente.

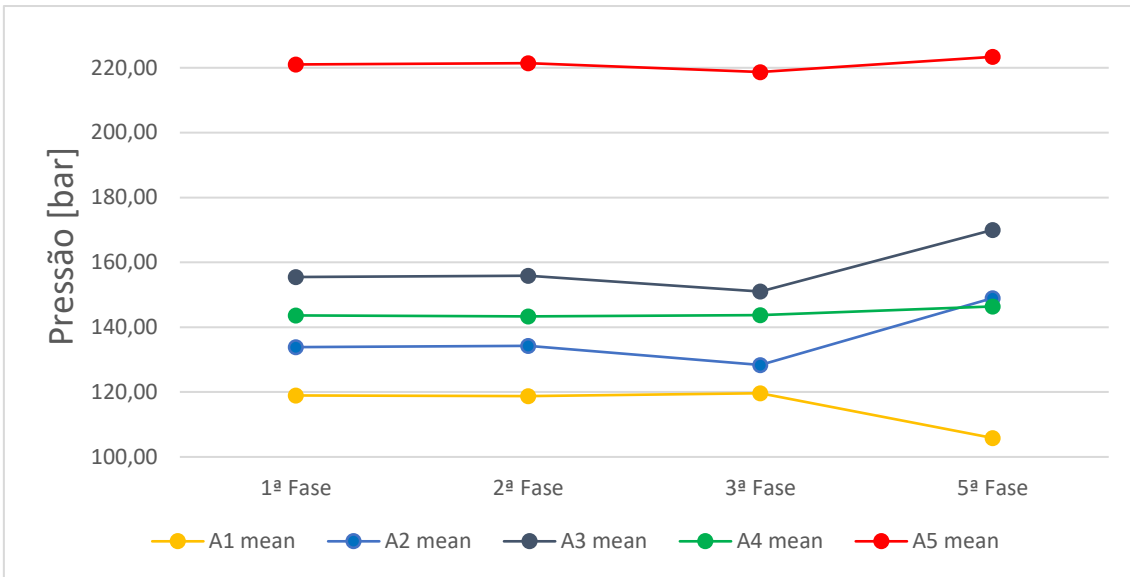


Figura 3.8 – Variação dos pontos-chaves, para o sentido de avanço, ao longo da qualificação: Assinaturas lado SPE

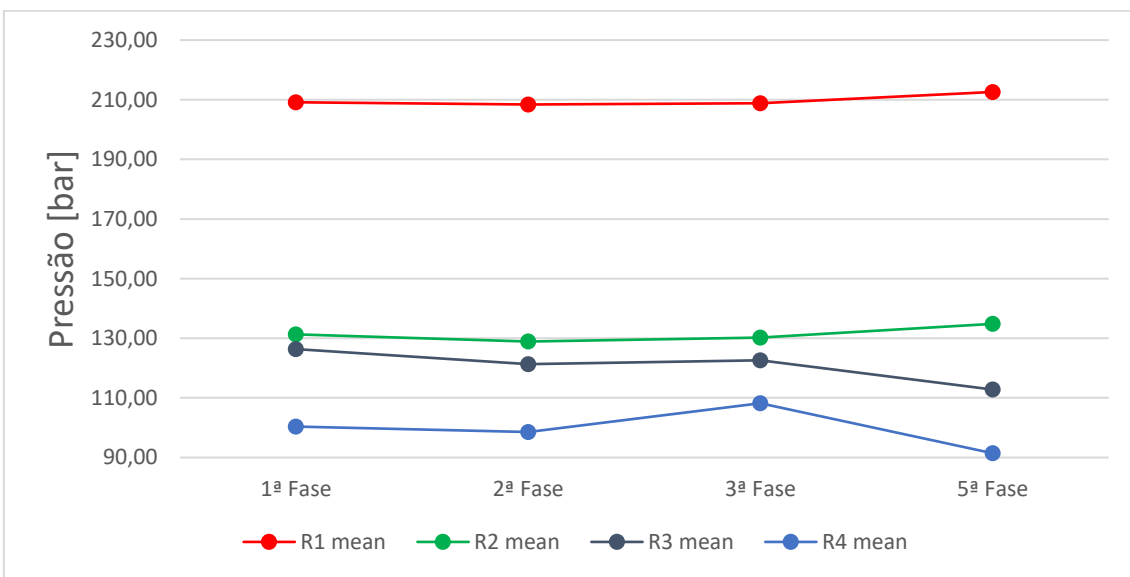


Figura 3.9 – Variação dos pontos-chaves, para o sentido de retorno, ao longo da qualificação: Assinaturas lado SPE

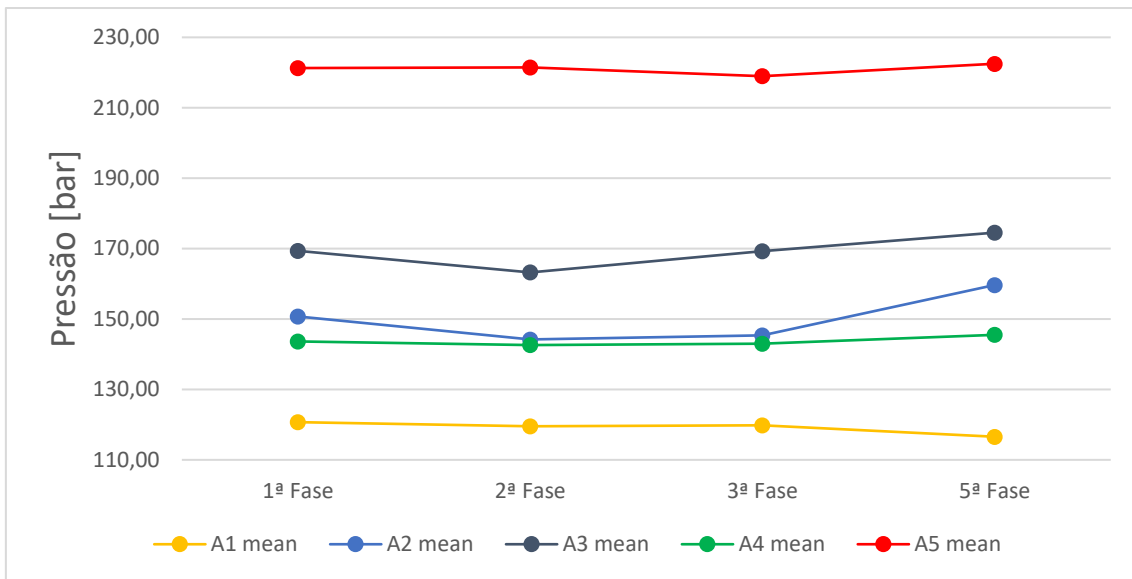


Figura 3.10 – Variação dos pontos-chaves, para o sentido de avanço, ao longo da qualificação: Assinaturas lado DPE

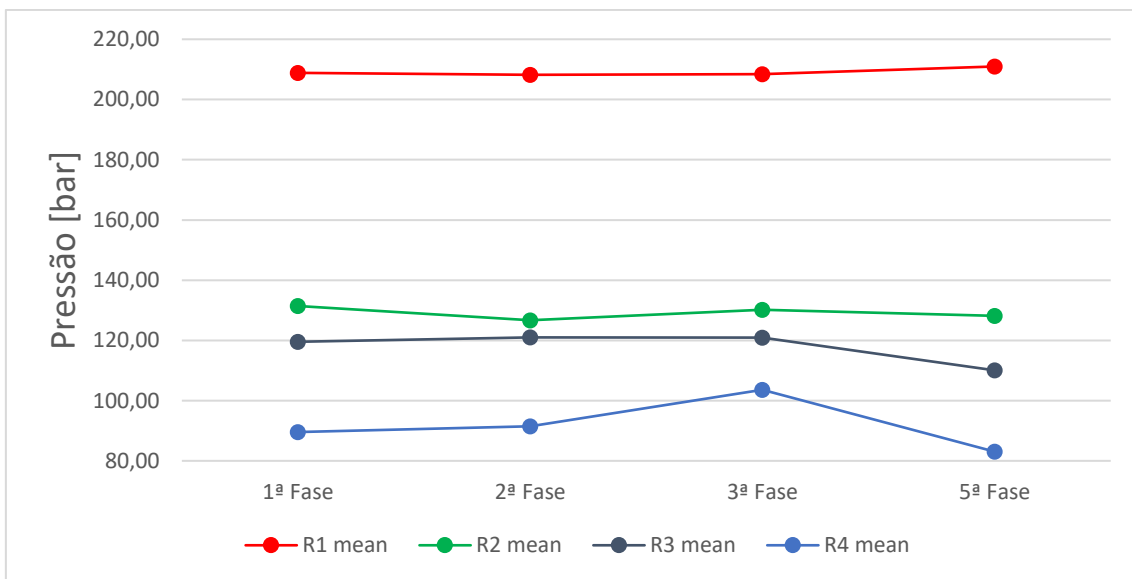


Figura 3.11 – Variação dos pontos-chaves, para o sentido de retorno, ao longo da qualificação: Assinaturas lado DPE

As Figuras 3.8 à 3.11 permitem visualizar a variação apresentada por cada ponto chave ao longo da qualificação. Nota-se que os pontos-chaves relacionados às condições de maior atrito, quais sejam, os pontos A2 e A3 para o sentido de avanço e R3 e R4 para o sentido de retorno, apresentam uma resposta que demonstra uma redução do atrito inicial, ou seja, os valores dos pontos-chaves A2 e A3 diminuem, enquanto os valores dos pontos-chaves R3 e R4 aumentam. Com a evolução das etapas, e aumento da ciclagem, observa-se um comportamento que demonstra um

aumento do atrito inicial, ou seja, os valores dos pontos-chaves A2 e A3 aumentam, enquanto os valores dos pontos-chaves R3 e R4 diminuem. O comportamento também é observado para os demais pontos, com exceção do A1, porém de forma mais sutil. Para o ponto-chave A1, no qual se considera apenas o atrito no pistão do atuador, se observou uma tendência de queda ao longo das fases da qualificação.

### 3.1.5 Validação do modelo da válvula com base nos testes realizados em bancada

A validação do modelo, definido em função das forças correspondente a cada posição, foi realizada com base nos resultados do teste de desempenho de atuação hidráulica, realizado em bancada de testes, para três condições distintas:

- Sem aplicação de pressão no corpo da válvula;
- Aplicação de pressão pelo lado SPE da válvula;
- Aplicação de pressão pelo lado DPE da válvula.

Uma vez definida a forma de cálculo de todas as forças atuantes durante o acionamento, a verificação quanto à capacidade do modelo reproduzir os resultados obtidos nos testes de qualificação, consiste basicamente em aplicar as equações definidas ao longo da seção 3.1.1. Uma vez calculadas todas as forças, a calibração foi realizada através da comparação entre os resultados do modelo e os resultados reais, obtidos nos testes iniciais de qualificação. A calibração consistiu no ajuste dos parâmetros coeficiente de atrito, rigidez da mola e compressão inicial de montagem da mola, respeitando-se os limites obtidos em pesquisa bibliográfica ou informações fornecidas pelo fabricante.

Na modelagem realizada, todos os coeficientes de atrito utilizados fazem referência à condição dinâmica. Esta consideração foi adotada uma vez que se verificou que os coeficientes de atrito que melhor se encaixaram estavam sempre próximos aos limites inferiores aos encontrados em bibliografia, e também por tal consideração não implicar em falta de representatividade do modelo nas posições específicas onde poderia se considerar atrito estático (A1, A2 e R1). Uma outra observação importante com respeito aos coeficientes de atrito é a utilização um óleo lubrificante no processo de montagem. Esta ação é vista com boa prática no sentido de se facilitar a montagem e evitar danos aos componentes, contudo poderá influenciar no coeficiente de atrito estimado.

Nas Tabelas 3.9 e 3.10, são apresentados os parâmetros ajustados para calibração final do modelo, bem como seus valores fornecidos pelo fabricante e obtidos em pesquisa bibliográfica.

Tabela 3.9 – Ajuste dos coeficientes de atrito para calibração do modelo

| Componentes em contato                | Materiais em contato         | Valor informado pelo fabricante | Valor bibliografia [20,21,22,23] | Valor ajustado |
|---------------------------------------|------------------------------|---------------------------------|----------------------------------|----------------|
| Sede SPE e esfera                     | Carbeto de tungstênio & Peek | 0,04                            | 0,01 – 0,12                      | 0,04           |
| Sede DPE e esfera                     | Carbeto de tungstênio        | 0,2                             | 0,1 – 0,8                        | 0,13           |
| Esfera e mancais ( <i>trunnions</i> ) | Inconel 625 & compósito PTFE | Não informado                   | 0,01 – 0,1                       | 0,008*         |
| Haste e mancais                       | Inconel 718 & compósito PTFE | Não informado                   | 0,01 – 0,1                       | 0,008*         |
| Pinhão e mancais                      | ASTM A29 & compósito PTFE    | Não informado                   | 0,01 – 0,1                       | 0,008*         |
| Pistão e cilindro                     | ASTM B150 & PTFE             | Não informado                   | 0,05 – 0,1                       | 0,08           |
| Haste e selos                         | Inconel 718 & PTFE           | Não informado                   | 0,05 – 0,1                       | 0,08           |

Na Tabela 3.9, observa-se que o coeficiente ajustado entre todos os elementos no qual há a participação do material “compósito PTFE”, é menor do que o valor teórico encontrado em bibliografia. Contudo, tal condição foi aceita uma vez que foi considerado o efeito do óleo lubrificante de montagem para a redução do atrito. O componente fabricado com o material compósito PTFE em questão, reveste o contato entre componentes metálicos a fim de reduzir atrito.



Tabela 3.10 – Ajuste de parâmetros da mola do atuador para calibração do modelo

|                        | Valor informado pelo fabricante | Valor Ajustado |
|------------------------|---------------------------------|----------------|
| Rigidez                | 526 N/mm                        | 551,9 N/mm     |
| Deformação de montagem | 300 N/mm                        | 296,2 mm       |

Na Tabela 3.11, são apresentados os resultados obtidos no cálculo de forças e torques, onde também é feita a referência de cada fórmula utilizada no cálculo. Todos os valores apresentados foram calculados para as condições máximas de carregamento previsto em projeto, levando em conta as pressões nominais de operação da válvula e do atuador, além da profundidade máxima de projeto. Para determinação do valor total, ainda é necessário a consideração da força da mola para as posições dos pontos-chaves, Tabela 3.12, e aplicação das equações (3.29) a (3.33) para cálculo dos carregamentos entre válvula e atuador.

Tabela 3.11 – Cálculo de carregamentos com base nas equações desenvolvidas na modelagem

| Grandeza  | Referência / Equação            | Valor calculado      |
|---|---------------------------------|----------------------|
| Força entre esfera e sede SPE, devido ao efeito pistão        | (3.2)                           | $1,79 \times 10^5$ N |
| Força entre esfera e sede DPE, devido ao efeito pistão        | (3.2)                           | $2,21 \times 10^5$ N |
| Força de pré-carga de montagem das molas entre sedes e esfera | Valor fornecido pelo fabricante | $4,72 \times 10^3$ N |
| Força sobre a esfera devido à pressão aplicada no lado SPE    | (3.3)                           | $2,78 \times 10^6$ N |
| Força sobre a esfera devido à pressão aplicada no lado DPE    | (3.3)                           | $2,78 \times 10^6$ N |
| Força máxima sobre a haste: sentido interno para o externo    | (3.4)                           | $5,42 \times 10^5$ N |

|  |        |                               |
|--|--------|-------------------------------|
| Força máxima sobre a haste: sentido externo para o interno           | (3.4)  | $1,93 \times 10^5 \text{ N}$  |
| Força imposta na haste da válvula devido à pressão sobre as vedações | (3.5)  | $4,28 \times 10^3 \text{ N}$  |
| Força máxima fornecida pelo atuador                                  | (3.6)  | $4,93 \times 10^5 \text{ N}$  |
| Força de atrito no pistão  | (3.7)  | $6,29 \times 10^3 \text{ N}$  |
| Força máxima devido à compressão da mola do atuador                  | (3.8)  | $3,04 \times 10^5 \text{ N}$  |
| Força de pré-carga de montagem da mola do atuador                    | (3.8)  | $1,63 \times 10^5 \text{ N}$  |
| Torque devido ao atrito entre esfera sede SPE                        | (3.19) | $1,24 \times 10^3 \text{ Nm}$ |
| Torque devido ao atrito entre esfera sede DPE                        | (3.19) | $4,84 \times 10^3 \text{ Nm}$ |
| Torque devido ao atrito nos mancais radiais da esfera – Lado SPE     | (3.20) | $2,17 \times 10^3 \text{ Nm}$ |
| Torque devido ao atrito nos mancais radiais da esfera – Lado DPE     | (3.20) | $2,30 \times 10^3 \text{ Nm}$ |
| Torque nos mancais axiais da haste: sentido interno para o externo   | (3.26) | $2,77 \times 10^2 \text{ Nm}$ |
| Torque nos mancais axiais da haste: sentido externo para o interno   | (3.26) | $96,9 \text{ Nm}$             |
| Torque devido ao atrito entre haste e selos                          | (3.27) | $86,3 \text{ Nm}$             |

Tabela 3.12 - Posições de referência do pistão em cada ponto-chave

| Ponto-chave | Posição relativa [mm] | Força [N]          |
|-------------|-----------------------|--------------------|
| A1          | 0                     | $1,63 \times 10^5$ |
| A2          | 0                     | $1,63 \times 10^5$ |
| A3          | 60                    | $1,97 \times 10^5$ |
| A4          | 60                    | $1,97 \times 10^5$ |
| A5          | 254,5                 | $3,04 \times 10^5$ |
| R1          | 254,5                 | $3,04 \times 10^5$ |
| R2          | 60                    | $1,97 \times 10^5$ |
| R3          | 60                    | $1,97 \times 10^5$ |
| R4          | 0                     | $1,63 \times 10^5$ |

Uma vez determinados todos os carregamentos, estes deverão ser combinados conforme Tabelas 3.13 e 3.14 para determinação do valor da pressão de atuação correspondente a cada ponto-chave.

Tabela 3.13 – Composição dos carregamentos de atrito para o cálculo dos pontos chaves: sentido de avanço

| Localização do carregamento          | 0 – A1 | A1 – A2 | A2 – A3 | A3 – A4 | A4 – A5 |
|--------------------------------------|--------|---------|---------|---------|---------|
| Pistão do atuador                    | X      | X       | X       | X       | X       |
| Pinhão                               |        | X       | X       | X       | X       |
| Haste e selos ( $P_{in}$ )           |        |         |         | X       | X       |
| Haste e selos ( $P_{ext}$ )          |        | X       | X       | X       | X       |
| Haste e mancais axiais ( $P_{in}$ )  |        |         |         | X       | X       |
| Haste e mancais axiais ( $P_{ext}$ ) |        | X       | X       | X       | X       |
| Esfera e mancais radiais             |        | X       | X       |         |         |
| Sede e esfera (devido a dP)          |        | X       | X       |         |         |
| Sede e esfera (devido a molas)       |        | X       | X       | X       | X       |

Tabela 3.14 - Composição dos carregamentos de atrito para o cálculo dos pontos chaves: sentido de retorno

| Localização do carregamento          | R1 – R2 | R2 – R3 | R3 – R4 |
|--------------------------------------|---------|---------|---------|
| Pistão do atuador                    | X       | X       | X       |
| Pinhão                               | X       | X       | X       |
| Haste e selos ( $P_{in}$ )           | X       |         |         |
| Haste e selos ( $P_{ext}$ )          | X       | X       | X       |
| Haste e mancais axiais ( $P_{in}$ )  | X       |         |         |
| Haste e mancais axiais ( $P_{ext}$ ) | X       | X       | X       |
| Esfera e mancais radiais             |         | X       | X       |
| Sede e esfera (devido a dP)          |         | X       | X       |
| Sede e esfera (devido a molas)       | X       | X       | X       |

Definidos todos os carregamentos envolvidos para cada posição de acionamento, foram então obtidos os resultados referentes à cada ponto-chave. O valor final do cálculo de cada ponto-chave, bem como a comparação com os respectivos valores reais, são resumidos nas Tabelas 3.15, 3.16 e 3.17.

Tabela 3.15 – Comparação entre assinaturas hidráulicas: resultados obtidos pelo modelo na condição sem pressão no corpo da válvula

| Curva de avanço |            |              |          | Curva de retorno |            |              |          |
|-----------------|------------|--------------|----------|------------------|------------|--------------|----------|
| Ponto chave     | Real [bar] | Modelo [bar] | Erro [%] | Ponto chave      | Real [bar] | Modelo [bar] | Erro [%] |
| A1              | 117,2      | 116,5        | -0,6%    | R1               | 212,8      | 207,3        | -2,6%    |
| A2              | 119,5      | 117,2        | -2,0%    | R4               | 113,1      | 111,2        | -1,6%    |
| A5              | 220,4      | 217,1        | -1,5%    |                  |            |              |          |

Tabela 3.16 - Comparação entre assinaturas hidráulicas: resultados obtidos pelo modelo na condição de aplicação de pressão pelo lado SPE da válvula

| Curva de avanço |            |              |          | Curva de retorno |            |              |          |
|-----------------|------------|--------------|----------|------------------|------------|--------------|----------|
| Ponto chave     | Real [bar] | Modelo [bar] | Erro [%] | Ponto chave      | Real [bar] | Modelo [bar] | Erro [%] |
| A1              | 119,0      | 116,5        | -2,1%    | R1               | 209,1      | 206,1        | -1,4%    |
| A2              | 133,9      | 132,0        | -1,4%    | R2               | 131,3      | 132,8        | 1,1%     |
| A3              | 155,5      | 155,6        | 0,1%     | R3               | 126,4      | 119,7        | -5,3%    |
| A4              | 143,7      | 142,0        | -1,1%    | R4               | 100,4      | 97,0         | -3,4%    |
| A5              | 221,1      | 218,4        | -1,2%    |                  |            |              |          |

Tabela 3.17 - Comparação entre assinaturas hidráulicas: resultados obtidos pelo modelo na condição de aplicação de pressão pelo lado DPE da válvula

| Curva de avanço |            |              |          | Curva de retorno |            |              |          |
|-----------------|------------|--------------|----------|------------------|------------|--------------|----------|
| Ponto chave     | Real [bar] | Modelo [bar] | Erro [%] | Ponto chave      | Real [bar] | Modelo [bar] | Erro [%] |
| A1              | 120,7      | 116,5        | -3,5%    | R1               | 208,9      | 206,1        | -1,3%    |
| A2              | 150,7      | 148,1        | -1,8%    | R2               | 131,4      | 132,8        | 1,0%     |
| A3              | 169,4      | 171,7        | 1,4%     | R3               | 119,6      | 104,3        | -12,8%   |
| A4              | 143,6      | 142,0        | -1,1%    | R4               | 89,5       | 81,6         | -8,9%    |
| A5              | 221,3      | 218,4        | -1,3%    |                  |            |              |          |

### 3.1.6 Representatividade do modelo para condições hiperbáricas

Conforme apresentado na seção 3.1.5, o modelo desenvolvido neste trabalho foi calibrado com base em resultados de testes de desempenho de atuação hidráulica executados em condição atmosférica. Nesta seção, os resultados obtidos com o modelo, simulando operação na profundidade máxima de projeto, serão comparados com resultados de testes reais executados em câmara hiperbárica, a qual aplica uma pressão externa equivalente a profundidade de LDA prevista em projeto. Os resultados dos testes de desempenho de atuação executados em câmara hiperbárica, com aplicação de pressão externa equivalente às profundidades de 300 metros e 2500 metros, são apresentados nas Tabelas 3.18, 3.19 e 3.20. Os valores indicados para os pontos chaves se referem à média calculada para 3 repetições. O valor do desvio padrão associado ao cálculo de cada média também é apresentado.

Tabela 3.18 – Pontos-chaves para pressão externa equivalente à profundidade de 300 metros: condição sem aplicação de pressão no corpo da válvula

| Curva de avanço |             |               |              |               | Curva de retorno |             |               |              |               |
|-----------------|-------------|---------------|--------------|---------------|------------------|-------------|---------------|--------------|---------------|
| Ponto chave     | LDA = 300 m |               | LDA = 2500 m |               | Ponto chave      | LDA = 300 m |               | LDA = 2500 m |               |
|                 | Média [bar] | Desvio padrão | Média [bar]  | Desvio padrão |                  | Média [bar] | Desvio padrão | Média [bar]  | Desvio padrão |
| A1              | 119,0       | 0,1           | 117,0        | 0,1           | R1               | 213,2       | 0,4           | 213,5        | 0,7           |
| A2              | 121,9       | 0,3           | 122,2        | 0,2           | R4               | 113,3       | 0,1           | 109,4        | 0,1           |
| A5              | 222,5       | 0,8           | 219,5        | 0,7           |                  |             |               |              |               |

Tabela 3.19 - Pontos-chaves para pressão externa equivalente à profundidade de 300 metros: condição de aplicação de pressão pelo lado SPE da válvula

| Curva de avanço |             |               |              |               | Curva de retorno |             |               |              |               |
|-----------------|-------------|---------------|--------------|---------------|------------------|-------------|---------------|--------------|---------------|
| Ponto chave     | LDA = 300 m |               | LDA = 2500 m |               | Ponto chave      | LDA = 300 m |               | LDA = 2500 m |               |
|                 | Média [bar] | Desvio padrão | Média [bar]  | Desvio padrão |                  | Média [bar] | Desvio padrão | Média [bar]  | Desvio padrão |
| A1              | 120,5       | 0,8           | 120,3        | 1,1           | R1               | 211,3       | 0,1           | 210,2        | 1,5           |
| A2              | 148,1       | 0,9           | 149,8        | 2,4           | R2               | 128,4       | 1,7           | 128,7        | 0,6           |
| A3              | 166,2       | 0,3           | 167,0        | 0,8           | R3               | 112,0       | 1,7           | 112,4        | 0,5           |
| A4              | 144,8       | 0,1           | 145,9        | 0,2           | R4               | 90,3        | 0,2           | 87,4         | 0,4           |
| A5              | 224,1       | 0,1           | 225,6        | 0,2           |                  |             |               |              |               |

Tabela 3.20 - Pontos-chaves para pressão externa equivalente à profundidade de 300 metros: condição de aplicação de pressão pelo lado DPE da válvula

| Curva de avanço |             |               |              |               | Curva de retorno |             |               |              |               |
|-----------------|-------------|---------------|--------------|---------------|------------------|-------------|---------------|--------------|---------------|
| Ponto chave     | LDA = 300 m |               | LDA = 2500 m |               | Ponto chave      | LDA = 300 m |               | LDA = 2500 m |               |
|                 | Média [bar] | Desvio padrão | Média [bar]  | Desvio padrão |                  | Média [bar] | Desvio padrão | Média [bar]  | Desvio padrão |
| A1              | 121,0       | 0,7           | 121,1        | 0,9           | R1               | 212,1       | 0,5           | 210,1        | 1,2           |
| A2              | 165,7       | 2,2           | 165,2        | 0,5           | R2               | 127,9       | 1,0           | 124,8        | 1,0           |
| A3              | 181,9       | 1,0           | 178,8        | 0,3           | R3               | 111,7       | 1,4           | 104,8        | 0,5           |
| A4              | 145,5       | 0,2           | 145,7        | 0,2           | R4               | 78,9        | 2,2           | 77,3         | 0,6           |
| A5              | 224,9       | 0,2           | 226,0        | 0,2           |                  |             |               |              |               |

Conforme se observa, os resultados das Tabelas 3.18, 3.19 e 3.20 não demonstram uma tendência de variação dos pontos-chaves devido ao aumento da pressão externa aplicada em câmara hiperbárica.

A fim de realizar agora a comparação dos resultados de testes obtidos em câmara hiperbárica com os resultados de testes obtidos em condições atmosféricas, estes foram organizados em tabelas, onde também é apresentado o cálculo da diferença percentual dos pontos-chaves obtidos em condição hiperbárica em relação aos mesmos pontos obtidos em condição atmosférica, na 1ª fase dos testes. As Tabelas 3.21, 3.22 e 3.23 mostram a comparação realizada com os resultados para a profundidade de 300 metros. A sigla “Atm” se refere aos resultados em condição atmosférica, a sigla “Hip”, aos resultados em condição hiperbárica.

Tabela 3.21 – Comparação entre assinaturas hidráulicas, obtidas em teste, sem aplicação de pressão no corpo da válvula: Pressão externa = Atm e Pressão externa = equivalente a 300 metros de profundidade

| Curva de avanço |           |           |              | Curva de retorno |           |           |              |
|-----------------|-----------|-----------|--------------|------------------|-----------|-----------|--------------|
| Ponto chave     | Atm [bar] | Hip [bar] | Variação [%] | Ponto chave      | Atm [bar] | Hip [bar] | Variação [%] |
| A1              | 117,2     | 119,0     | 1,5%         | R1               | 212,8     | 213,2     | 0,2%         |
| A2              | 119,5     | 121,9     | 2,0%         | R4               | 113,1     | 113,3     | 0,2%         |
| A5              | 220,4     | 222,5     | 1,0%         |                  |           |           |              |

Tabela 3.22 - Comparação entre assinaturas hidráulicas, obtidas em teste, com aplicação de pressão pelo lado SPE da válvula: Pressão externa = Atm e Pressão externa = equivalente a 300 metros de profundidade

| Curva de avanço |           |           |              | Curva de retorno |           |           |              |
|-----------------|-----------|-----------|--------------|------------------|-----------|-----------|--------------|
| Ponto chave     | Atm [bar] | Hip [bar] | Variação [%] | Ponto chave      | Atm [bar] | Hip [bar] | Variação [%] |
| A1              | 119,0     | 120,5     | 1,3%         | R1               | 209,1     | 211,3     | 1,0%         |
| A2              | 133,9     | 148,1     | 10,6%        | R2               | 131,3     | 128,4     | -2,2%        |
| A3              | 155,5     | 166,2     | 6,9%         | R3               | 126,4     | 112,0     | -11,4%       |
| A4              | 143,7     | 144,8     | 0,8%         | R4               | 100,4     | 90,3      | -10,1%       |
| A5              | 221,1     | 224,1     | 1,4%         |                  |           |           |              |

Tabela 3.23 - Comparação entre assinaturas hidráulicas, obtidas em teste, com aplicação de pressão pelo lado DPE da válvula: Pressão externa = Atm e Pressão externa = equivalente a 300 metros de profundidade

| Curva de avanço |           |           |              | Curva de retorno |           |           |              |
|-----------------|-----------|-----------|--------------|------------------|-----------|-----------|--------------|
| Ponto chave     | Atm [bar] | Hip [bar] | Variação [%] | Ponto chave      | Atm [bar] | Hip [bar] | Variação [%] |
| A1              | 120,7     | 121,0     | 0,2%         | R1               | 208,9     | 212,1     | 1,5%         |
| A2              | 150,7     | 165,7     | 9,9%         | R2               | 131,4     | 127,9     | -2,7%        |
| A3              | 169,4     | 181,9     | 7,4%         | R3               | 119,6     | 111,7     | -6,6%        |
| A4              | 143,6     | 145,5     | 1,3%         | R4               | 89,5      | 78,9      | -11,9%       |
| A5              | 221,3     | 224,9     | 1,6%         |                  |           |           |              |

A comparação dos resultados para a profundidade de 300 metros mostra que para a condição sem pressão no corpo da válvula, a diferença percentual entre os respectivos pontos-chaves não é significativa, se enquadrando inclusive dentro da variação percentual observada ao longo dos testes executados em condição atmosférica, conforme resultados apresentados na seção 3.1.4. Já para as condições com aplicação de pressão pelos lados SPE e DPE da válvula, a diferença percentual observada se torna relevante entre pontos-chaves respectivos onde a válvula trabalha sob diferencial de pressão entre sede e esfera, sendo eles, A2, A3, R3 e R4, chegando inclusive a superar a variação percentual observada ao longo dos testes executados em condição atmosférica, conforme resultados apresentados na seção 3.1.4. As Tabelas 3.24, 3.25 e 3.26 mostram a comparação realizada com os resultados para a profundidade de 2500 metros.

Tabela 3.24 – Comparação entre assinaturas hidráulicas, obtidas em teste, sem aplicação de pressão no corpo da válvula: Pressão externa = Atm e Pressão externa = equivalente a 2500 metros de profundidade

| Curva de avanço |           |           |              | Curva de retorno |           |           |              |
|-----------------|-----------|-----------|--------------|------------------|-----------|-----------|--------------|
| Ponto chave     | Atm [bar] | Hip [bar] | Variação [%] | Ponto chave      | Atm [bar] | Hip [bar] | Variação [%] |
| A1              | 117,2     | 117,0     | -0,2%        | R1               | 212,8     | 213,5     | 0,3%         |
| A2              | 119,5     | 122,2     | 2,2%         | R4               | 113,1     | 109,4     | -3,3%        |
| A5              | 220,4     | 219,5     | -0,4%        |                  |           |           |              |



Tabela 3.25 - Comparação entre assinaturas hidráulicas, obtidas em teste, com aplicação de pressão pelo lado SPE da válvula: Pressão externa = Atm e Pressão externa = equivalente a 2500 metros de profundidade

| Curva de avanço |           |           |              | Curva de retorno |           |           |              |
|-----------------|-----------|-----------|--------------|------------------|-----------|-----------|--------------|
| Ponto chave     | Atm [bar] | Hip [bar] | Variação [%] | Ponto chave      | Atm [bar] | Hip [bar] | Variação [%] |
| A1              | 119,0     | 120,3     | 1,1%         | R1               | 209,1     | 210,2     | 0,5%         |
| A2              | 133,9     | 149,8     | 11,9%        | R2               | 131,3     | 128,7     | -2,0%        |
| A3              | 155,5     | 167,0     | 7,4%         | R3               | 126,4     | 112,4     | -11,1%       |
| A4              | 143,7     | 145,9     | 1,6%         | R4               | 100,4     | 87,4      | -13,0%       |
| A5              | 221,1     | 225,6     | 2,1%         |                  |           |           |              |

Tabela 3.26 - Comparação entre assinaturas hidráulicas, obtidas em teste, com aplicação de pressão pelo lado DPE da válvula: Pressão externa = Atm e Pressão externa = equivalente a 2500 metros de profundidade

| Curva de avanço |           |           |              | Curva de retorno |           |           |              |
|-----------------|-----------|-----------|--------------|------------------|-----------|-----------|--------------|
| Ponto chave     | Atm [bar] | Hip [bar] | Variação [%] | Ponto chave      | Atm [bar] | Hip [bar] | Variação [%] |
| A1              | 120,7     | 121,1     | 0,3%         | R1               | 208,9     | 210,1     | 0,6%         |
| A2              | 150,7     | 165,2     | 9,6%         | R2               | 131,4     | 124,8     | -5,0%        |
| A3              | 169,4     | 178,8     | 5,6%         | R3               | 119,6     | 104,8     | -12,4%       |
| A4              | 143,6     | 145,7     | 1,5%         | R4               | 89,5      | 77,3      | -13,7%       |
| A5              | 221,3     | 226,0     | 2,1%         |                  |           |           |              |

Da mesma forma como ocorreu com a comparação dos resultados dos testes executados para pressão externa equivalente a 300 metros de profundidade, a comparação com resultados para pressão externa equivalente a 2500 metros de profundidade também apresentou diferença percentual relevante entre pontos-chaves que representam posições em que a válvula trabalha sob diferencial de pressão entre sede e esfera, quais sejam A2, A3, R3 e R4. O R4 foi o ponto que mais sofreu influência, chegando a sofrer uma redução de 13,7%, ou 12,2 bar. Contudo, em geral, a diferença observada entre os mesmos pontos-chaves para diferentes profundidades, não demonstrou influência do aumento da pressão externa, uma vez que o efeito demonstrou mesma intensidade para aplicações de pressão externa equivalentes a 300 metros e 2500 metros de profundidade.

Considerações realizadas para simulação de operação em condições hiperbáricas, conforme descrito ao longo da seção 3.1.1, levam em conta o aumento do torque de atrito nas vedações da haste, equação (3.27), e nos mancais que suportam a força gerada sobre a haste, equação (3.26). Contudo, a consideração destes incrementos de torque não é suficiente para justificar o observado nos resultados experimentais. As Tabelas 3.27, 3.28 e 3.29, apresentam uma comparação entre resultados de testes e simulados, referentes a operação à profundidade de 300 metros.

Tabela 3.27 – Comparação entre resultados de testes e simulados: Profundidade de 300 metros, sem aplicação de pressão no corpo da válvula

| Curva de avanço |              |           |          | Curva de retorno |              |           |          |
|-----------------|--------------|-----------|----------|------------------|--------------|-----------|----------|
| Ponto chave     | Testes [bar] | Sim [bar] | Erro [%] | Ponto chave      | Testes [bar] | Sim [bar] | Erro [%] |
| A1              | 119,0        | 116,5     | -2,1%    | R1               | 213,2        | 207,3     | -2,8%    |
| A2              | 121,9        | 117,2     | -3,8%    | R4               | 113,3        | 111,2     | -1,9%    |
| A5              | 222,5        | 217,3     | -2,3%    |                  |              |           |          |

Tabela 3.28 – Comparação entre resultados de testes e simulados: Profundidade de 300 metros, aplicação de pressão pelo lado SPE da válvula

| Curva de avanço |              |           |          | Curva de retorno |              |           |          |
|-----------------|--------------|-----------|----------|------------------|--------------|-----------|----------|
| Ponto chave     | Testes [bar] | Sim [bar] | Erro [%] | Ponto chave      | Testes [bar] | Sim [bar] | Erro [%] |
| A1              | 120,5        | 116,5     | -3,3%    | R1               | 211,3        | 206,2     | -2,4%    |
| A2              | 148,1        | 132,1     | -10,8%   | R2               | 128,4        | 132,7     | 3,4%     |
| A3              | 166,2        | 155,7     | -6,3%    | R3               | 112,0        | 119,0     | 6,2%     |
| A4              | 144,8        | 141,9     | -2,0%    | R4               | 90,3         | 96,3      | 6,7%     |
| A5              | 224,1        | 218,4     | -2,5%    |                  |              |           |          |

Tabela 3.29 – Comparação entre resultados de testes e simulados: Profundidade de 300 metros, aplicação de pressão pelo lado DPE da válvula

| Curva de avanço |              |           |          | Curva de retorno |              |           |          |
|-----------------|--------------|-----------|----------|------------------|--------------|-----------|----------|
| Ponto chave     | Testes [bar] | Sim [bar] | Erro [%] | Ponto chave      | Testes [bar] | Sim [bar] | Erro [%] |
| A1              | 121,0        | 116,5     | -3,7%    | R1               | 212,1        | 206,2     | -2,8%    |
| A2              | 165,7        | 148,1     | -10,6%   | R2               | 127,9        | 132,7     | 3,8%     |
| A3              | 181,9        | 171,7     | -5,6%    | R3               | 111,7        | 102,9     | -7,9%    |
| A4              | 145,5        | 141,9     | -2,4%    | R4               | 78,9         | 80,3      | 1,7%     |
| A5              | 224,9        | 218,4     | -2,9%    |                  |              |           |          |

Nas Tabelas 3.30, 3.31 e 3.32, é apresentada a comparação entre resultados de testes e simulados, referentes a operação à uma profundidade de 2500 metros.

Tabela 3.30 – Comparação entre resultados de testes e simulados: Profundidade de 2500 metros, sem aplicação de pressão no corpo da válvula

| Curva de avanço |              |           |          | Curva de retorno |              |           |          |
|-----------------|--------------|-----------|----------|------------------|--------------|-----------|----------|
| Ponto chave     | Testes [bar] | Sim [bar] | Erro [%] | Ponto chave      | Testes [bar] | Sim [bar] | Erro [%] |
| A1              | 117,0        | 116,5     | -0,5%    | R1               | 213,5        | 207,0     | -3,1%    |
| A2              | 122,2        | 117,6     | -3,8%    | R4               | 109,4        | 110,8     | 1,3%     |
| A5              | 219,5        | 217,7     | -0,8%    |                  |              |           |          |

Tabela 3.31 – Comparação entre resultados de testes e simulados: Profundidade de 2500 metros, aplicação de pressão pelo lado SPE da válvula

| Curva de avanço |              |           |          | Curva de retorno |              |           |          |
|-----------------|--------------|-----------|----------|------------------|--------------|-----------|----------|
| Ponto chave     | Testes [bar] | Sim [bar] | Erro [%] | Ponto chave      | Testes [bar] | Sim [bar] | Erro [%] |
| A1              | 120,3        | 116,5     | -3,2%    | R1               | 210,2        | 206,6     | -1,7%    |
| A2              | 149,8        | 132,4     | -11,6%   | R2               | 128,7        | 133,1     | 3,4%     |
| A3              | 167,0        | 156,0     | -6,6%    | R3               | 112,4        | 118,6     | 5,5%     |
| A4              | 145,9        | 141,6     | -3,0%    | R4               | 87,4         | 95,9      | 9,8%     |
| A5              | 225,6        | 218,0     | -3,3%    |                  |              |           |          |

Tabela 3.32 – Comparação entre resultados de testes e simulados: Profundidade de 2500 metros, aplicação de pressão pelo lado DPE da válvula

| Curva de avanço |              |           |          | Curva de retorno |              |           |          |
|-----------------|--------------|-----------|----------|------------------|--------------|-----------|----------|
| Ponto chave     | Testes [bar] | Sim [bar] | Erro [%] | Ponto chave      | Testes [bar] | Sim [bar] | Erro [%] |
| A1              | 121,1        | 116,5     | -3,8%    | R1               | 210,1        | 206,6     | -1,7%    |
| A2              | 165,2        | 148,5     | -10,1%   | R2               | 124,8        | 133,1     | 6,6%     |
| A3              | 178,8        | 172,1     | -3,7%    | R3               | 104,8        | 102,5     | -2,1%    |
| A4              | 145,7        | 141,6     | -2,8%    | R4               | 77,3         | 79,9      | 3,3%     |
| A5              | 226,0        | 218,0     | -3,5%    |                  |              |           |          |

Conforme os resultados das Tabelas 3.27 a 3.32, as aproximações obtidas com o modelo para condições hiperbáricas, apresentam um maior erro quando comparadas

às aproximações obtidas para condições atmosféricas, resultado apresentado na seção 3.1.5, para todos os pontos-chaves. Esta situação pode ser explicada com base na variação natural esperada para os coeficientes de atrito ao longo dos testes, situação também verificada na seção 3.1.5. Contudo, observa-se que a maioria das ocorrências de maior erro na comparação ocorreu para os pontos-chaves A2, A3, R3 e R4, o que demonstra uma tendência do modelo em não reproduzir o maior esforço necessário ao acionamento para estes pontos.

Uma maneira de entender como o efeito da pressão externa pode influenciar nos resultados dos testes, pode ser desenvolvida com base na seção 3.1.1.3.3, na qual foi considerado um carregamento imposto pela influência da pressão externa sobre a haste da válvula. Conforme visto na seção 3.1.1.3.3, mancais axiais no corpo da válvula são projetados para suportar carregamentos resultantes do diferencial de pressão entre a parte da haste interna à válvula e a parte exposta à pressão externa, evitando assim que a haste comprima a esfera em situações em que a força resultante sobre a haste apontar para o interior do corpo, dificultando sua movimentação. Contudo, devido às pequenas folgas e às tolerâncias apertadas com que pode ser projetado o corpo de uma válvula, pode ocorrer, em alguns projetos, do sistema de mancal axial não ser suficiente para conter integralmente o esforço sobre a haste, permitindo assim que esta comprima a esfera contra o fundo do corpo da válvula e restrinja seus movimentos.

Outra hipótese é de que a força sobre a esfera possa estar sendo transmitida até as sedes, incorrendo em uma elevação da força de atrito entre a esfera e estes componentes e, por consequência, em um aumento do torque requerido. A consideração para esta hipótese é baseada no fato de que, no momento da montagem do corpo de uma válvula do tipo *side-entry*, a montagem da esfera no corpo é feita apoiando-a sobre a primeira sede que já se encontra previamente montada no corpo. Após o encaixe da esfera sobre a primeira sede, a segunda sede é montada no lado interno da tampa do corpo e este, por sua vez é montado sobre a esfera e então aparafusado ao corpo. Neste momento em que a tampa do corpo é aparafusada, as duas sedes comprimem a esfera de forma que as molas da traseira da sede se deformem até o limite calculado em projeto, conforme descrito na seção 2.3.1.2. Assim, ao final da montagem, a esfera estará comprimida e encaixada entre as duas sedes. Desta forma, a esfera poderá, em situações em que é empurrada pela haste, causar uma reação que irá deformar as molas das traseiras das sedes, aumentando a força de contato e restringindo a movimentação das mesmas e também a da esfera, situação ilustrada pela Figura 3.12.

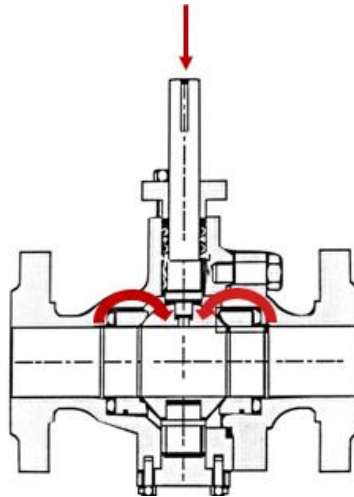


Figura 3.12 – Representação do carregamento inserido pela haste principal (adaptado de [9])

Avaliando as hipóteses levantadas acima, entende-se que a força sobre a haste, causada pelo diferencial de pressão entre o corpo da válvula e o ambiente externo, poderá estar equilibrada parte pelos mancais axiais do corpo, parte pela base inferior da esfera e parte pelas sedes, não sendo possível, contudo, precisar qual a parcela absorvida por cada um dos elementos. De forma prática, também foi observado que o efeito de aumento da força requerida no atuador para atuação sob pressão diferencial ocorreu tanto para o mínimo quanto para o máximo valor de LDA testado, não tendo sido, contudo, observada dependência deste efeito com o aumento da LDA. Este resultado prático pode ser entendido considerando que a força sobre a haste consegue causar um deslocamento de posição da esfera por um valor definido, não se alterando com o aumento da força pois, após certo valor de deformação, o movimento é contido pelos mancais axiais.

Assim, uma vez que sedes e esfera se encontram com movimentação restrita, será necessário um maior torque para girar a esfera. Segundo os resultados apresentados nesta seção, foi observado que o acréscimo de força requerida ao acionamento sob pressão diferencial nas duas condições de testes, SPE e DPE, foi similar, indicando que a resistência ao movimento ocorre para ambos os sentidos de aplicação de pressão. Também foi observado que, após a comunicação de pressão entre montante com cavidade do corpo e jusante, ponto-chave A4, o efeito do carregamento extra de torque cessa, uma vez que a pressão interna no corpo da válvula, que nesta condição supera a pressão externa, empurra a haste no sentido contrário, anulando a força sobre a esfera.

### 3.2 Desenvolvimento do modelo dinâmico

Antes que seja desenvolvido o modelo dinâmico do conjunto válvula e atuador, se faz necessária a análise de sistemas que apresentam interação direta com este conjunto. O acionamento hidráulico de uma válvula, realizado por intermédio de um circuito de controle, será influenciado pela configuração do circuito hidráulico da bancada de testes ou da própria configuração do sistema de controle. As seções 3.2.1 e 3.2.2 abordam aspectos importantes, associados ao circuito hidráulico de acionamento, a serem considerados no desenvolvimento do modelo dinâmico do conjunto válvula e atuador.

#### 3.2.1 Análise do modelo do umbilical

Conforme descrito na seção 2.4.1, o efeito da expansão volumétrica em um umbilical com mangueiras termoplásticas se desenvolve de maneira viscoelástica, e impacta diretamente na leitura de pressão de um sistema ao qual pertença esta mangueira. De acordo com McCARTHY, KNIGHT [14], a queda de pressão sofrida por uma mangueira termoplástica após pressurização, Figura 2.57, pode ser descrita por um modelo que combina dois termos que representam atrasos de primeira ordem.

A equação (3.46), [14], descreve a função de transferência para a pressão na mangueira,  $Y(s)$ , para qualquer tempo relativa a uma entrada de pressão  $X(s)$ :

$$\frac{Y(s)}{X(s)} = 1 - \frac{k_1}{1 + \tau_1 s} - \frac{k_2}{1 + \tau_2 s} \quad (3.46)$$

Na equação (3.46), os parâmetros adimensionais  $k_1$  e  $k_2$  representam o “ganho”, de forma que um valor mais ou menos elevado para estes parâmetros impactam no grau de influência que estes apresentam no resultado geral da equação. Os parâmetros  $\tau_1$  e  $\tau_2$  representam as constantes de tempo, de forma que um valor mais ou menos elevado para estes regulam a rapidez com que os efeitos representados por cada termo se manifestam no decorrer do processo de estabilização da pressão.

No estudo de McCARTHY, KNIGHT [14], foi observado que cada termo de atraso na equação (3.46) possui característica distinta, sendo que o primeiro se manifesta de maneira mais rápida e o segundo de maneira mais lenta. Valores específicos de  $\tau$  e  $k$  para oito configurações de umbilicais submarinos foram levantadas no estudo de McCARTHY, KNIGHT [14]. Estes parâmetros foram levantados de forma a demonstrar sua variação para diferentes características do umbilical e mangueira tais como:

diâmetro, envelhecimento e configuração construtiva do umbilical. O comprimento do umbilical foi uma outra característica testada neste estudo, mas que não apresentou influência nos parâmetros  $\tau$  e  $k$  em um experimento onde o comprimento da amostra,  $L$  (sendo  $L = 0,5 m$ ), variou entre  $L$ ,  $2L$ , e  $4L$ . As Tabelas 3.33, 3.34 e 3.35 apresentam os valores referentes aos parâmetros viscoelásticos para algumas das oito configurações avaliadas no estudo de McCARTHY, KNIGHT [14].

Tabela 3.33 Parâmetros viscoelásticos levantados no referido do experimento para diferentes diâmetros [14].

| Amostra | Fabricante | Diâmetro<br>[mm], [pol] |     | $\tau_1$ | $\tau_2$ | $k_1$ | $k_2$ |
|---------|------------|-------------------------|-----|----------|----------|-------|-------|
|         |            |                         |     |          |          |       |       |
| M       | M1         | 12,7                    | 1/2 | 20       | 300      | 0,080 | 0,053 |
| N       | M1         | 12,7                    | 1/2 | 25       | 280      | 0,069 | 0,069 |
| O       | M1         | 19,1                    | 3/4 | 25       | 340      | 0,064 | 0,064 |
| P       | M2         | 6,4                     | 1/4 | 30       | 450      | 0,087 | 0,053 |
| Q       | M2         | 9,5                     | 3/8 | 25       | 325      | 0,107 | 0,071 |
| R       | M2         | 12,7                    | 1/2 | 36       | 400      | 0,102 | 0,068 |
| S       | M2         | 19,1                    | 3/4 | 36       | 400      | 0,098 | 0,098 |

Tabela 3.34 Parâmetros viscoelásticos levantados no referido do experimento para diferentes configurações [14].

| Amostra | Fabricante | Arranjo | $\tau_1$ | $\tau_2$ | $k_1$ | $k_2$ |
|---------|------------|---------|----------|----------|-------|-------|
| M       | M1         | Duplo   | 20       | 300      | 0,080 | 0,053 |
| T       | M2         | Duplo   | 25       | 280      | 0,069 | 0,069 |
| P       | M3         | Simplex | 25       | 340      | 0,064 | 0,064 |

Tabela 3.35 Parâmetros viscoelásticos levantados no referido do experimento para diferentes tempos de envelhecimento [14].

| Amostra | Diâmetro<br>[mm],[pol] |     | $\tau_1$ |       | $\tau_2$ |       | $k_1$ |       | $k_2$ |       |
|---------|------------------------|-----|----------|-------|----------|-------|-------|-------|-------|-------|
|         |                        |     | novo     | velho | novo     | velho | novo  | velho | novo  | velho |
| G       | 9,5                    | 3/8 | 25       | 42    | 280      | 1100  | 0,069 | 0,087 | 0,053 | 0,047 |
| H       | 12,7                   | 1/2 | 25       | 25    | 340      | 700   | 0,064 | 0,052 | 0,064 | 0,097 |
| I       | 12,7                   | 1/2 | 36       | 36    | 400      | 450   | 0,102 | 0,065 | 0,068 | 0,098 |
| J       | 19,1                   | 3/4 | 36       | 36    | 400      | 600   | 0,098 | 0,099 | 0,098 | 0,099 |

A Figura 3.13 ilustra o comportamento de queda de pressão sofrida por um umbilical após o mesmo ser submetido a um aumento súbito de pressão, e a representação deste fenômeno por modelos que utilizam um e dois termos de atraso de primeira ordem, como é o caso do modelo utilizado neste trabalho:

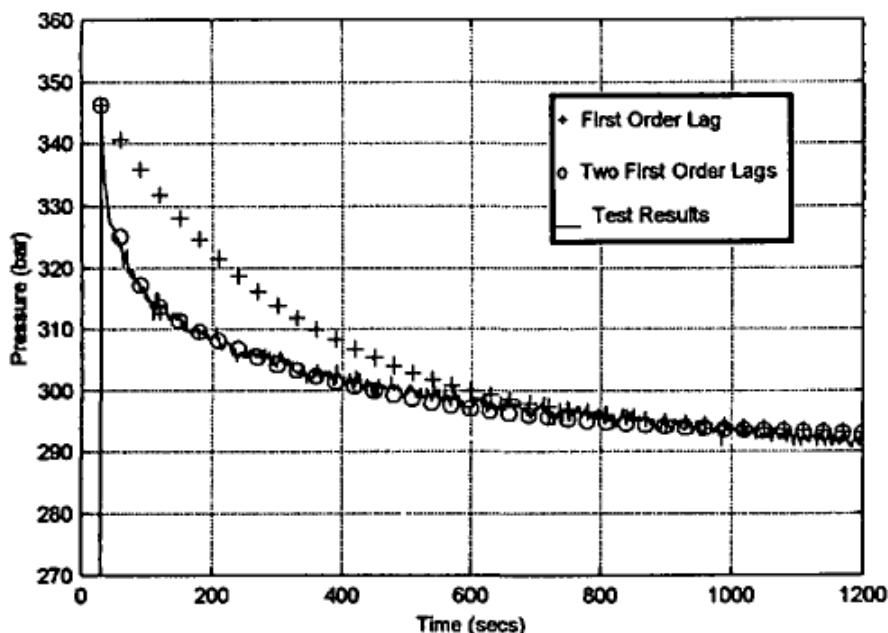


Figura 3.13 – Decaimento de pressão decorrente em mangueira termoplástica [14]

Analisando o modelo proposto por McCARTHY, KNIGHT [14] a fim de verificar a influência que o comportamento viscoelástico das mangueiras termoplásticas possa causar em uma leitura de pressão durante o acionamento de uma válvula, nota-se que esta influência se apresenta na forma de um atraso na resposta do sinal de pressão lido.

Durante o movimento de avanço do atuador, em que ocorre uma pressurização da mangueira, o desenvolvimento do efeito viscoelástico que rege a expansão volumétrica (VE), tende a aumentar gradativamente o volume do sistema, inserindo uma componente de queda de pressão e atrasando o efeito da pressurização. Para o movimento de retorno do atuador, em que ocorre uma despressurização da mangueira, o efeito viscoelástico se desenvolve no sentido contrário e tende a reduzir gradativamente o volume do sistema, inserindo uma componente de aumento de pressão que atrasa o efeito da despressurização.

A fim de considerar os efeitos da expansão volumétrica modelada através da equação (3.46), a qual está representada no domínio da frequência, e visualizar este efeito em uma representação no domínio do tempo, pode se multiplicar o lado direito da equação, o qual podemos representar por  $H(s)$ , por uma outra equação,  $X(s)$ , também



no domínio da frequência, que represente o comportamento do sistema ao qual a mangueira termoplástica estará conectado.

Para transformar uma equação  $X(t)$  que esteja no domínio do tempo para o domínio da frequência, pode-se aplicar a Transformada de Laplace, equação (3.47). O resultado desta multiplicação,  $Y(s)$ , representará a resposta da conjugação destes dois sistemas no domínio da frequência, equação (3.48).

$$X(s) = \mathcal{L}\{X(t)\} \quad (3.47)$$

$$Y(s) = H(s)X(s) \quad (3.48)$$

Para que seja possível obter a resposta do sistema no domínio do tempo,  $Y(t)$ , pode-se aplicar agora a Transformada Inversa de Laplace, equação (3.49).

$$\mathcal{L}^{-1}\{Y(s)\} = Y(t) \quad (3.49)$$

As Figuras 3.14, 3.15 e 3.16 a seguir ilustram o efeito imposto pela expansão volumétrica em diferentes situações. Os parâmetros utilizados para esta representação se referem à amostra "P" da 3.33, também utilizados na elaboração da Figura 3.13.

Na 3.14 é ilustrado a resposta  $Y_1(t)$  do sistema que representa o comportamento da mangueira termoplástica submetida a uma entrada  $X_1(t) = 1$ , do tipo degrau unitário. Para a obtenção da resposta deste sistema no domínio do tempo, primeiramente é necessário a transformação da função  $X_1(t)$  para o domínio da frequência, através da aplicação da equação (3.47):

$$X_1(s) = \mathcal{L}\{1\} = \frac{1}{s} \quad (3.50)$$

Aplicando agora a equação (3.48), é obtida a resposta do sistema no domínio da frequência:

$$Y_1(s) = \left(1 - \frac{k_1}{1 + \tau_1 s} - \frac{k_2}{1 + \tau_2 s}\right) \left(\frac{1}{s}\right) \quad (3.51)$$

Aplicando agora a equação (3.49), é obtida a resposta do sistema no domínio do tempo, a qual é representada graficamente pela 3.14:

$$Y_1(t) = 1 - k_1 \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_1}}\right) - k_2 \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_2}}\right) \quad (3.52)$$

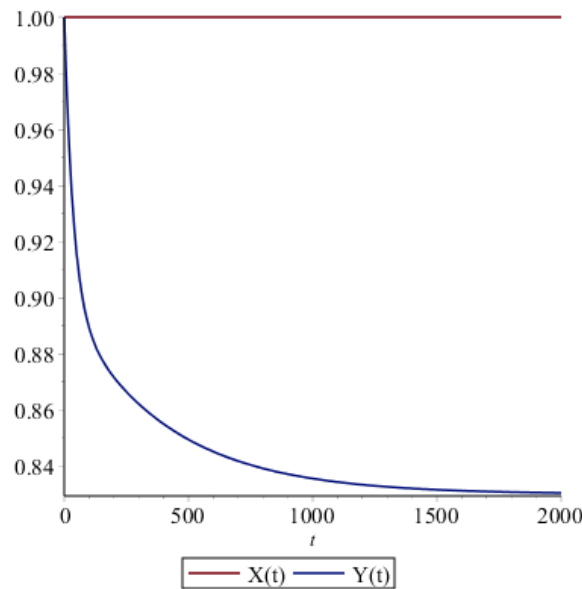


Figura 3.14 – Representação da resposta no tempo de uma função tipo degrau unitário combinada com a função de transferência que representa o efeito viscoelástico

Analisando o resultado da 3.14, expresso pela curva  $Y(t)$ , nota-se que o efeito imposto no sinal de entrada,  $X(t)$ , pela função de transferência que representa o efeito viscoelástico do umbilical, se manifesta na forma de um decaimento do valor do sinal de entrada no tempo. Também, conforme observa-se que o efeito se manifesta de forma mais expressiva ao início da simulação, tendo uma tendência de estabilização para tempos acima de 2000 segundos.

A Figura 3.15 representa a resposta do sistema mediante uma entrada do tipo rampa crescente, representada pela equação da reta  $X_2(t) = t$ , e a Figura 3.16 a resposta do sistema mediante uma entrada do tipo rampa decrescente, representada pela equação  $X_3(t) = -t$ . As respostas no domínio do tempo do sistema relativas às entradas  $X_2(t)$  e  $X_3(t)$ , obtidas através do mesmo procedimento utilizado para a obtenção de  $X_1(t)$ , são representadas respectivamente por:

$$Y_2(t) = (1 - k_1 - k_2)t + \tau_1 k_1 \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_1}}\right) + \tau_2 k_2 \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_2}}\right) \quad (3.53)$$

e:

$$Y_3(t) = (-1 + k_1 + k_2)t - \tau_1 k_1 \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_1}}\right) - \tau_2 k_2 \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_2}}\right) \quad (3.54)$$

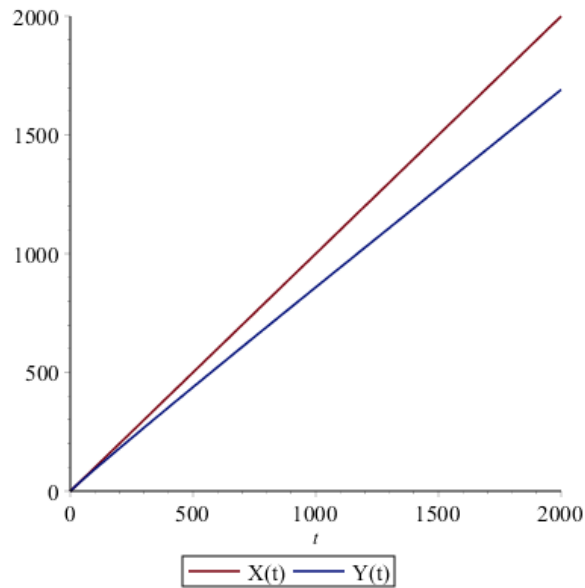


Figura 3.15 - Representação da resposta no tempo de uma função tipo reta crescente combinada com a função de transferência que representa o efeito viscoelástico

No caso do resultado representado pela Figura 3.15, diferente do ocorrido para a função degrau unitário, não se observa um decaimento do valor do sinal original. Isto ocorre, pois, a taxa de crescimento do sinal original é superior ao decaimento imposto pela função de transferência. Assim, o que se observa para este caso é a manifestação de um retardo do sinal  $Y(t)$  quando comparado ao sinal original  $X(t)$ .

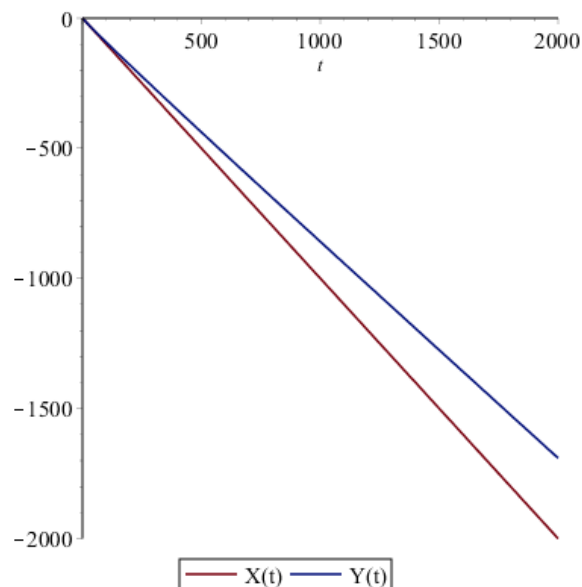


Figura 3.16 - Representação da resposta no tempo de uma função tipo reta decrescente combinada com a função de transferência que representa o efeito viscoelástico

Para a Figura 3.16, caso este que simula a despressurização de uma mangueira termoplástica, o que se observa é semelhante ao resultado ilustrado pela Figura 3.15, ou seja, um retardo do sinal  $Y(t)$  quando comparado ao sinal original  $X(t)$ . Tal resultado é coerente com o que ocorre em um caso real, uma vez que ao se despressurizar uma mangueira, esta tenderá a se contrair, reduzindo o volume e tornando a despressurização mais lenta.

### 3.2.2 Análise da perda de carga por restrição na bancada de testes

Para que seja possível correlacionar os resultados do modelo desenvolvido neste trabalho com resultados experimentais, é necessário levar em conta a restrição que a bancada de testes impõe, através de uma válvula agulha, à pressão de controle. Esta restrição visa tornar o acionamento lento, de forma a minimizar qualquer influência de inércia sobre os resultados.

Conforme já descrito na seção 2.3.2, a restrição ao escoamento nos circuitos de avanço e retorno do atuador é promovida por meio de uma válvula agulha que, através de um ajuste fino, permite regular a área de passagem do fluxo e, conseqüentemente, a perda de carga através deste componente. A perda de carga associada ao escoamento de um fluido em um tubo é composta basicamente por duas parcelas, sendo estas a perda de carga distribuída, causada por efeitos de atrito ao longo do tubo, e a perda de carga localizada, que ocorre devido a variações de áreas e geometrias no caminho do escoamento, como entradas, acessórios e outros [24].

O cálculo da perda de carga distribuída,  $h_l$ , é realizado partir da velocidade do fluido,  $v$ , de sua massa específica,  $\rho$ , de um fator de atrito,  $f$ , e do comprimento e diâmetro da tubulação, representados respectivamente por  $L$  e  $D$  na equação (3.55), [24]. Para a perda de carga localizada,  $h_{lm}$ , definida pela equação (3.56), [24], o cálculo da perda de carga está associado à velocidade do fluido através da restrição,  $v_{rest}$ , e de um coeficiente de perda de carga,  $k$ , o qual deve ser determinado experimentalmente para cada situação.

$$H_l = f \frac{L}{D} \frac{\rho v^2}{2} \quad (3.55)$$

$$H_{lm} = k_{rest} \frac{v_{rest}^2}{2} \quad (3.56)$$

Como  $k_{rest}$  é considerado constante, a equação (3.56) pode ser reescrita na forma da equação (3.57), em função de  $k_{rest\_1}$ , onde  $H$  representa a perda de carga através da válvula agulha.

$$H = k_{rest\_1} v_{rest}^2 \quad (3.57)$$

Outra consideração importante é que, partindo da premissa de que o fluido de controle é incompressível, a velocidade do pistão do atuador,  $v_{pistão}$ , poderá ser relacionada à velocidade do fluido que escoar através da restrição da válvula agulha,  $v_{rest}$ , por uma constante,  $c_{velocidade}$ , conforme a equação (3.58).

$$v_{rest} = c_{velocidade} v_{pistão} \quad (3.58)$$

A equação (3.57) agora poderá ser reescrita na forma da equação (3.59).

$$H = k_{rest\_1} (c_{velocidade} v_{pistão})^2 \quad (3.59)$$

Finalmente, a partir da consideração de  $k_{rest\_1}$  e  $c_{velocidade}$  constantes, a equação (3.59) pode ser escrita na forma da equação (3.60).

$$H = K v_{pistão}^2 \quad (3.60)$$

Para o movimento de avanço do atuador, uma vez que a fonte de pressão fornece uma pressão constante, equivalente à pressão nominal de teste, a pressão lida pelo transdutor na câmara de atuação,  $P_{avanço}$ , pode ser interpretada como a diferença entre a pressão nominal fornecida pela fonte,  $P_{nominal}$ , e a perda de carga,  $H$ , conforme ilustra Figura 3.17. A equação (3.61) descreve a perda de carga,  $H$ , em função da pressão da fonte,  $P_{nominal}$ , e da pressão medida no atuador,  $P_{avanço}$ .

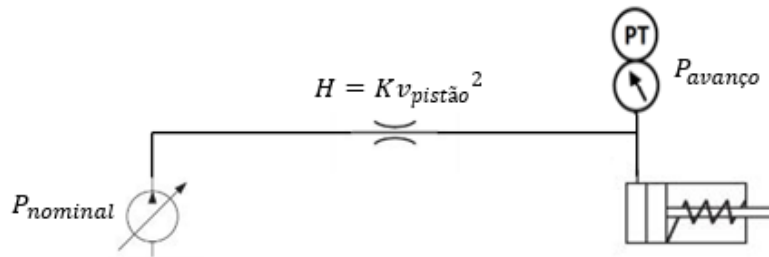


Figura 3.17 - Diagrama para representação da perda de carga imposta por durante movimento de avanço por válvula agulha em bancada

$$H = P_{nominal} - P_{avanço} \quad (3.61)$$

Para que ocorra o movimento de retorno, a câmara de atuação é comunicada com o reservatório externo à pressão atmosférica. Neste momento, devido ao fluxo do fluido de controle através da válvula agulha, irá ser gerado uma perda de carga,  $H$ , que será igual ao valor da pressão do lado interno da câmara. A situação é ilustrada pela Figura 3.18 e descrita pela equação (3.62).

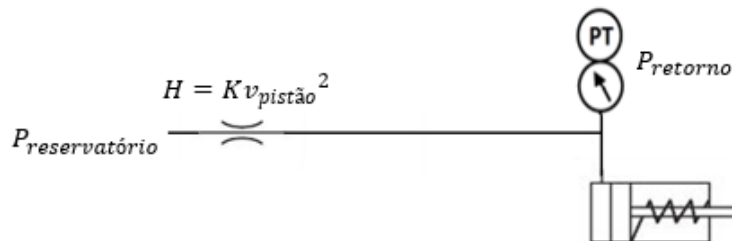


Figura 3.18 - Diagrama para representação da perda de carga imposta por durante movimento de retorno por válvula agulha em bancada

$$H = P_{retorno} - P_{atm} \quad (3.62)$$

Uma vez que o ajuste da válvula agulha é realizado previamente aos ensaios, e que não há variação significativa da velocidade ao longo do movimento, será utilizada a premissa de que o valor de  $K$  é constante ao longo de todo o curso de acionamento.

A partir da equação (3.60), e com a consideração de  $K$  constante, é possível relacionar ao longo do curso de acionamento da válvula, um valor de perda de carga,  $H_x$ , a uma velocidade do pistão,  $v_x$ . Também, é possível correlacionar  $H_x$  e  $v_x$  com seus respectivos valores tomados em uma posição de referência, como por exemplo uma posição, "1", imediatamente após ao início do movimento, onde os termos de perda de carga e velocidade são representados, respectivamente, por  $H_1$  e  $v_1$ . Assim, a partir do conhecimento dos valores de perda de carga,  $H_1$  e  $H_x$ , calculados com base nas

equações (3.61) e (3.62), é possível calcular a relação entre  $v_1$  e  $v_x$  através da equação (3.63).

$$\frac{H_x}{H_1} = \left(\frac{v_x}{v_1}\right)^2 \quad (3.63)$$

A metodologia demonstrada acima, foi aplicada a resultados experimentais coletados durante o ensaio de qualificação da válvula esfera submarina utilizada como base para o modelo desenvolvido neste trabalho. Assim, a partir da aplicação desta metodologia foi possível estimar o valor de  $K$ , expresso na equação (3.60), correspondente a restrição ajustada na bancada de testes utilizada nos ensaios. O valor de  $K$  foi ajustado para a condição de um teste de desempenho de atuação hidráulica sem a aplicação de pressão no corpo da válvula, Figura 3.19. Contudo, considerando que a válvula agulha não foi reajustada para a realização de testes posteriores, com aplicação de pressão pelo lado SPE ou DPE da válvula, o valor de  $K$  obtido também foi considerado para estas condições. Com o cálculo de  $K$ , foi possível reproduzir no modelo as condições dos testes reais, permitindo uma comparação direta de resultados, em termos de tempo e em valores de pressão de acionamento, para as diferentes condições de testes. O cálculo de  $K$  é demonstrado a seguir.

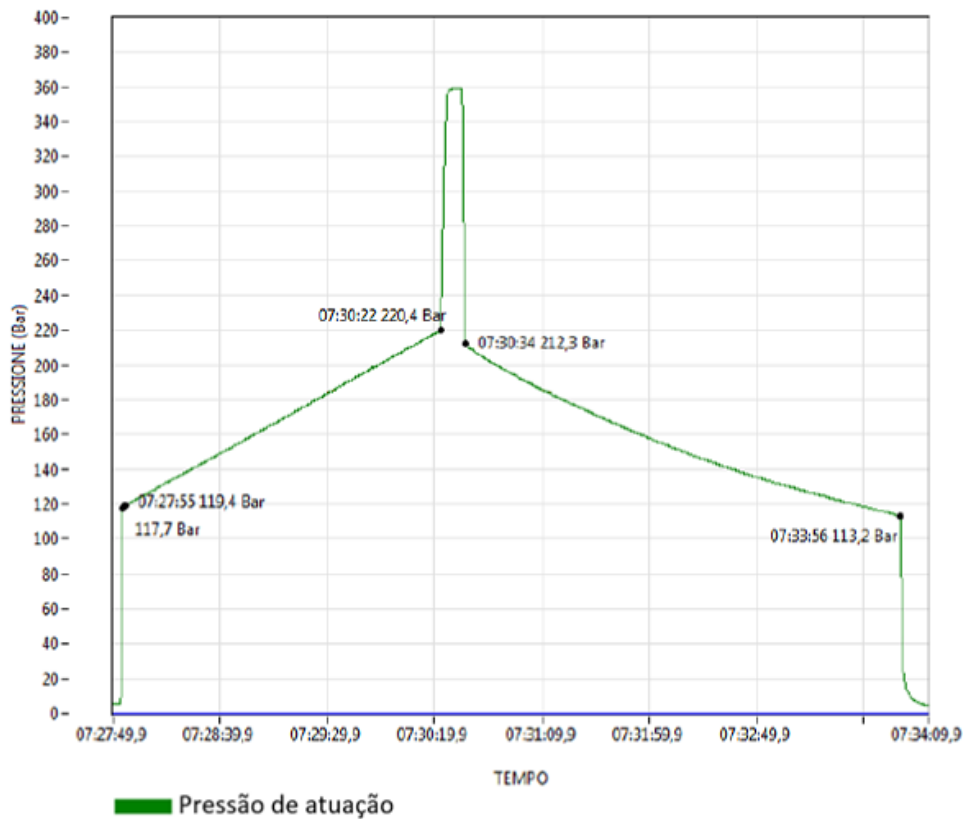


Figura 3.19 - Curva de atuação característica ou assinatura hidráulica, obtida em teste sem aplicação de pressão no corpo da válvula

A Figura 3.19 ilustra uma assinatura hidráulica, a qual é resultado de um teste de desempenho de atuação hidráulica, executada sem pressão na válvula. Esta assinatura será utilizada como base para estimar o valor dos coeficientes de perda de carga,  $K$ , impostos pelas válvulas agulhas dos circuitos de avanço e retorno da bancada de testes. A partir do resultado apresentado no gráfico da Figura 3.19, foi então construída a Tabela 3.36, correlacionando dados de dez pontos distribuídos ao longo da curva de avanço. Os dados coletados diretamente do gráfico foram tempo, primeira coluna da tabela, e pressão de avanço, terceira coluna da tabela. A pressão nominal, segunda coluna da tabela, é suprida por uma fonte de pressão e foi considerada como constante. Os valores de perda de carga para cada ponto,  $H_x$ , foram calculados a partir da equação (3.61), e são apresentados na quarta coluna. Na quinta coluna, é calculada a relação da perda de carga para cada ponto,  $H_x$ , com o ponto de referência,  $H_1$ , escolhido como sendo o primeiro ponto da curva. Na sexta coluna, é apresentada a relação entre a velocidade em cada ponto,  $v_x$ , com a velocidade no ponto de referência,  $v_1$ , calculada a partir da equação (3.63).



Tabela 3.36 – Avaliação de resultados durante o movimento de avanço do atuador

| <i>Tempo [s]</i> | <i>P<sub>nominal</sub> [bar]</i> | <i>P<sub>avanço</sub> [bar]</i> | <i>H<sub>x</sub> [bar]</i> | <i>H<sub>x</sub>/H<sub>1</sub></i> | <i>v<sub>x</sub>/v<sub>1</sub></i> |
|------------------|----------------------------------|---------------------------------|----------------------------|------------------------------------|------------------------------------|
| 0                | 360                              | 119,40                          | 240,60                     | 1,00                               | 1,00                               |
| 16               | 360                              | 130,62                          | 229,38                     | 0,95                               | 0,98                               |
| 33               | 360                              | 141,84                          | 218,16                     | 0,91                               | 0,95                               |
| 49               | 360                              | 153,07                          | 206,93                     | 0,86                               | 0,93                               |
| 65               | 360                              | 164,29                          | 195,71                     | 0,81                               | 0,90                               |
| 82               | 360                              | 175,51                          | 184,49                     | 0,77                               | 0,88                               |
| 98               | 360                              | 186,73                          | 173,27                     | 0,72                               | 0,85                               |
| 114              | 360                              | 197,96                          | 162,04                     | 0,67                               | 0,82                               |
| 131              | 360                              | 209,18                          | 150,82                     | 0,63                               | 0,79                               |
| 147              | 360                              | 220,40                          | 139,60                     | 0,58                               | 0,76                               |

Agora, a partir do conhecimento do tempo de acionamento para avanço e do curso do atuador, é possível calcular a velocidade média de avanço do atuador:

$$\bar{v} = \frac{0,2545[m]}{147[s]} = 1,73 \times 10^{-3} \left[ \frac{m}{s} \right] \quad (3.64)$$

A fim de se obter qual o valor da relação “ $v_x/v_1$ ” que corresponde à velocidade média total do percurso, foi calculada a média das relações de velocidades, sexta coluna da tabela, ponderada pelos intervalos de tempo em que se assumiu a manifestação de cada uma das relações de velocidades. Assim, é possível obter a relação de velocidades que predominou ao longo do acionamento e associá-la à velocidade média. O valor calculado para a média ponderada da relação de velocidades,  $\bar{v}_p$ , foi de:

$$\bar{v}_p \sim 0,87 \quad (3.65)$$

Partindo agora da consideração de que a velocidade máxima é atingida no início do movimento,  $v_1 = v_{máx}$ , este valor pode ser calculado a partir do conhecimento da velocidade média,  $\bar{v}$ , e da relação “ $v_x/v_1$ ” que melhor representa a velocidade média para o percurso,  $\bar{v}_p$ :

$$v_{máx} = \frac{\bar{v}}{\bar{v}_p} = \frac{0,00173}{0,873} = 0,0198 \left[ \frac{m}{s} \right] \quad (3.66)$$

Da mesma forma, é possível obter toda a distribuição de velocidades ao longo do acionamento de avanço. Este resultado é apresentado na Tabela 3.37.

Tabela 3.37 – Cálculo da distribuição de velocidades ao longo do movimento de avanço do atuador

| <i>Tempo [s]</i> | $P_{nominal}$ [bar] | $P_{avanço}$ [bar] | $H_x$ [bar] | $H_x/H_1$ | $v_x/v_1$ | $v_x$ [m/s]           |
|------------------|---------------------|--------------------|-------------|-----------|-----------|-----------------------|
| 0                | 360                 | 119,40             | 240,60      | 1,00      | 1,00      | $1,98 \times 10^{-3}$ |
| 16               | 360                 | 130,62             | 229,38      | 0,95      | 0,98      | $1,94 \times 10^{-3}$ |
| 33               | 360                 | 141,84             | 218,16      | 0,91      | 0,95      | $1,89 \times 10^{-3}$ |
| 49               | 360                 | 153,07             | 206,93      | 0,86      | 0,93      | $1,84 \times 10^{-3}$ |
| 65               | 360                 | 164,29             | 195,71      | 0,81      | 0,90      | $1,79 \times 10^{-3}$ |
| 82               | 360                 | 175,51             | 184,49      | 0,77      | 0,88      | $1,74 \times 10^{-3}$ |
| 98               | 360                 | 186,73             | 173,27      | 0,72      | 0,85      | $1,68 \times 10^{-3}$ |
| 114              | 360                 | 197,96             | 162,04      | 0,67      | 0,82      | $1,63 \times 10^{-3}$ |
| 131              | 360                 | 209,18             | 150,82      | 0,63      | 0,79      | $1,57 \times 10^{-3}$ |
| 147              | 360                 | 220,40             | 139,60      | 0,58      | 0,76      | $1,51 \times 10^{-3}$ |

Também, é possível agora estimar o valor de  $K$  para o avanço,  $K_A$ , a partir da equação (3.60), tomando como base qualquer um dos pontos apresentados na Tabela 3.37:

$$K_A = 6,12 \times 10^{12} \quad (3.67)$$

Analogamente, é possível obter o valor de  $K$  para o movimento de retorno. Também a partir da Figura 3.19, foi construída a Tabela 3.38 correlacionando dados de dez pontos distribuídos ao longo da curva de retorno. Os dados apresentados na Tabela 3.38 são relativos aos mesmos parâmetros considerados na Tabela 3.37. Neste caso, porém, os valores de perda de carga,  $H_x$ , para cada ponto foram calculados a partir da equação (3.62).

Tabela 3.38 - Avaliação de resultados durante o movimento de retorno do atuador

| <i>Tempo</i> [s] | $P_{retorno}$ [bar] | $H_x$ [bar] | $H_x/H_1$ | $v_x/v_1$ |
|------------------|---------------------|-------------|-----------|-----------|
| 0                | 212,3               | 212,3       | 1,00      | 1,00      |
| 10               | 201                 | 201         | 0,95      | 0,97      |
| 25               | 187                 | 187         | 0,88      | 0,94      |
| 50               | 172                 | 172         | 0,81      | 0,90      |
| 75               | 158                 | 158         | 0,74      | 0,86      |
| 100              | 145                 | 145         | 0,68      | 0,83      |
| 125              | 135                 | 135         | 0,64      | 0,80      |
| 150              | 126                 | 126         | 0,59      | 0,77      |
| 175              | 119                 | 119         | 0,56      | 0,75      |
| 192              | 113,2               | 113,2       | 0,53      | 0,73      |

Também, a partir do conhecimento do tempo de acionamento para retorno e do curso do atuador, é possível calcular a velocidade média de retorno do atuador:

$$\bar{v} = \frac{0,2545[m]}{192[s]} = 0,00133\left[\frac{m}{s}\right] \quad (3.68)$$

O valor calculado para a média das relações de velocidades ponderada pelos tempos em cada intervalo exposto na Tabela 3.38, foi de:

$$\bar{v}_p \sim 0,83 \quad (3.69)$$

Partindo agora da consideração de que a velocidade máxima é atingida ao início do movimento,  $v_1 = v_{máx}$ , podemos calcular este valor com base na média ponderada para a relação de velocidades:

$$v_{máx} = \frac{\bar{v}}{\bar{v}_p} = \frac{0,00133}{0,827} = 0,016\left[\frac{m}{s}\right] \quad (3.70)$$

Da mesma forma, é possível obter toda a distribuição de velocidades ao longo do acionamento de retorno. Este resultado é apresentado na Tabela 3.39.

Tabela 3.39 - Cálculo da distribuição de velocidades ao longo do movimento de retorno do atuador

| <i>Tempo [s]</i> | <i>P<sub>retorno</sub> [bar]</i> | <i>H<sub>x</sub> [bar]</i> | <i>H<sub>x</sub>/H<sub>1</sub></i> | <i>v<sub>x</sub>/v<sub>1</sub></i> | <i>v<sub>x</sub> [m/s]</i> |
|------------------|----------------------------------|----------------------------|------------------------------------|------------------------------------|----------------------------|
| 0                | 212,3                            | 212,3                      | 1,00                               | 1,00                               | 1,60 x10 <sup>-3</sup>     |
| 10               | 201                              | 201                        | 0,95                               | 0,97                               | 1,56 x10 <sup>-3</sup>     |
| 25               | 187                              | 187                        | 0,88                               | 0,94                               | 1,50 x10 <sup>-3</sup>     |
| 50               | 172                              | 172                        | 0,81                               | 0,90                               | 1,44 x10 <sup>-3</sup>     |
| 75               | 158                              | 158                        | 0,74                               | 0,86                               | 1,38 x10 <sup>-3</sup>     |
| 100              | 145                              | 145                        | 0,68                               | 0,82                               | 1,32 x10 <sup>-3</sup>     |
| 125              | 135                              | 135                        | 0,63                               | 0,79                               | 1,28 x10 <sup>-3</sup>     |
| 150              | 126                              | 126                        | 0,59                               | 0,77                               | 1,23 x10 <sup>-3</sup>     |
| 175              | 119                              | 119                        | 0,55                               | 0,74                               | 1,20 x10 <sup>-3</sup>     |
| 192              | 113,2                            | 113,2                      | 0,53                               | 0,73                               | 1,17 x10 <sup>-3</sup>     |

Também, é possível agora estimar o valor de  $K$  para o retorno,  $K_R$ , a partir da equação (3.60), tomando como base qualquer um dos pontos apresentados na Tabela 3.39:

$$K_R = 8,26 \times 10^{12} \quad (3.71)$$

Uma vez conhecidos  $K_A$  e  $K_R$ , é possível estimar o valor da perda de carga, em unidades de pressão, que surgirá durante o escoamento do fluido de controle através da restrição imposta pela válvula agulha. Uma vez que os valores de  $K$  foram definidos em função da velocidade e pressão no pistão, os valores de perda de carga durante o acionamento do atuador também poderão ser calculados com base na velocidade do pistão, podendo ser interpretados como uma pressão de restrição,  $P_{restrição}$ , que age contra o movimento do pistão, conforme descrito pela equação (3.72):

$$P_{restrição} = K v_{pistão}^2 \quad (3.72)$$

Também, a fim de considerar esta pressão de restrição no balanço de forças no atuador, será utilizada a área do pistão para se obter o cálculo da força devido à restrição do fluido de controle pela válvula agulha, conforme define a equação (3.73).

$$F_{restrição} = P_{restrição} A_{pistão} \quad (3.73)$$

### 3.2.3 Modelagem dinâmica do conjunto válvula e atuador

Levando-se em conta a combinação das forças atuantes durante os movimentos de abertura e fechamento da válvula, sendo estas: força de acionamento do atuador, forças de atrito, força da mola, força de restrição imposta pela bancada ao fluido de controle e as forças dos batentes de avanço e retorno, as quais foram definidas em seções anteriores. A partir da aplicação da segunda lei de Newton, a resultante destas forças pode ser escrita na forma da equação (3.74), onde “ $m_{equivalente}$ ” é a massa equivalente total do sistema e “ $a$ ” representa a aceleração.

$$F_{avanço} + F_{atrito} + F_{mola} + F_{restrição} + F_{bat} = m_{equivalente}a \quad (3.74)$$

Devido ao fato do conjunto válvula e atuador real se tratar de um sistema que transfere movimento linear aos componentes móveis do atuador, e rotativo aos componentes móveis da válvula, foi definida a equivalência entre estes movimentos, de forma que possam ser representados apenas em termos do movimento linear executado pelo atuador. A equação (3.74) representa, de forma genérica, a equação do movimento que expressa o comportamento dinâmico da válvula. A obtenção desta equação em sua forma geral, é realizada a partir da implementação computacional do modelo desenvolvido para cada uma das forças inseridas na equação (3.74).

A implementação do modelo e obtenção da forma geral da equação do movimento foi realizada utilizando o *toolbox* Sophia [25] no *software* Maple [17]. A partir deste *toolbox*, é possível criar de forma simples a relação entre as forças de entrada e a cinemática do movimento e assim obter a equação geral do movimento a partir do método da projeção ortogonal de Kane [26]. A partir do uso desta ferramenta, fica facilitado também o trabalho de manipulação de equações que podem se tornar muito grandes, eliminando-se assim a possibilidade de erros. O resultado desta modelagem se expressa na forma de uma equação diferencial de segunda ordem, a qual pode ser resolvida no próprio Maple [17]. Todavia, a utilização do *software* Matlab [18] para a resolução desta equação se mostrou mais adequada, visto que este *software* dispõe de opções mais robustas para rotinas de resolução de EDO's, bem como um melhor gerenciamento dos dados armazenados durante a solução. Os algoritmos utilizados na simulação estão dispostos no Apêndice A.

Conhecidos os parâmetros necessários ao cálculo das forças descritas na equação (3.74), resta ainda a obtenção do termo  $m_{equivalente}$ . Este termo representa o somatório das massas de todos os componentes em deslocamento linear do atuador e

também considera a parcela de massa equivalente calculada para os componentes em movimento de rotação no corpo da válvula, calculada a partir do conhecimento do momento de inércia,  $I$ , destes componentes. O cálculo da massa equivalente dos componentes em movimento rotativo é realizado conforme segue:

Das equações da cinemática, temos que um deslocamento linear,  $x$ , pode ser expresso em termos da variação de um ângulo,  $\theta$ , e um raio,  $R$ , conforme a equação (3.75):

$$x = \theta R \quad (3.75)$$

Sendo  $x$  e  $\theta$  variáveis descritas em função do tempo, são válidas as relações definidas pelas equações (3.76) e (3.77):

$$\dot{x} = \dot{\theta} R \quad (3.76)$$

$$\ddot{x} = \ddot{\theta} R \quad (3.77)$$

Da segunda lei de Newton, para uma força de acionamento,  $F_{acionamento}$ , agindo sobre uma massa  $m_1$ , pode ser escrita a equação (3.78):

$$m_1 \ddot{x} = F_{acionamento} \quad (3.78)$$

A partir da correlação entre uma força e um torque de acionamento,  $T_{acionamento}$ , dada pela equação (3.79):

$$T_{acionamento} = F_{acionamento} R \quad (3.79)$$

As seguintes correlações podem ser escritas:

$$F_{acionamento} = I \frac{\ddot{\theta}}{R} \quad (3.80)$$

$$m_1 \ddot{x} = I \frac{\ddot{\theta}}{R} \quad (3.81)$$

e, finalmente:

$$m_1 \ddot{x} = \frac{I}{R} \frac{\ddot{x}}{R} \quad (3.82)$$

que pode ser reescrita na forma da equação (3.83), a qual representa a massa equivalente calculada a partir do conhecimento do momento de inércia e raio de giro dos componentes com movimento de rotação na válvula, a fim de considerar a inércia destes componentes no movimento linear desenvolvido pelos componentes do atuador.

$$m_1 = \frac{I}{R^2} \quad (3.83)$$

O momento de inércia dos componentes da válvula com movimento rotativo é apresentado na Tabela 3.40. A massa de todos os componentes móveis durante a comutação da válvula, bem como a massa equivalente, é apresentada na Tabela 3.41.

Tabela 3.40 - Momento de inércia dos componentes rotativos

| Componente      | Localização | Momento de Inércia [kgm <sup>2</sup> ] |
|-----------------|-------------|--|
| Pinhão          | Atuador     | 1,93                                   |
| Esfera          | Corpo       | 0,17                                   |
| Haste principal | Corpo       | 1,89                                   |

Tabela 3.41 - Massa e massa equivalente dos componentes da válvula

| Componente         | Localização | Movimento | Massa [kg] |
|--------------------|-------------|-----------|------------|
| Cremalheira        | Atuador     | Linear    | 96         |
| Eixo da mola       | Atuador     | Linear    | 32         |
| Pinhão             | Atuador     | Rotativo  | 73,42*     |
| Pistão             | Atuador     | Linear    | 50         |
| Suporte da mola    | Atuador     | Linear    | 188        |
| Esfera             | Corpo       | Rotativo  | 72,04*     |
| Haste principal    | Corpo       | Rotativo  | 6,54*      |
| <b>Massa total</b> |             |           | 518        |

\* Representa a massa equivalente calculada a partir da equação (3.83).

Implementando o modelo passo a passo, é possível verificar como o sistema se comporta devido à influência de cada uma das forças da equação (3.74), bem como verificar quais destas forças se mostram dominantes para o comportamento do sistema. Tomando como base a variação de posição do pistão, representada por  $q_1$  conforme definição do *toolbox* Sophia [25], foi obtida a Figura 3.20, a qual representa o comportamento de  $q_1$  considerando apenas o termo  $F_{mola}$  definida na equação (3.8). Como condição inicial, foi considerado o sistema partindo da posição de batente de

avanço,  $p_{bat\_A}$ , definida na Tabela 3.2, posição esta que corresponde à compressão máxima da mola. Nesta situação, é possível observar que o sistema oscila livremente sem tendência de atenuação das oscilações, uma vez que não existem forças opostas ao movimento. Já na Figura 3.21, na qual é destacado o trecho que corresponde ao curso executado pelo pistão, se observa que o sistema atingiria a posição do batente de retorno, em aproximadamente 0,03s.

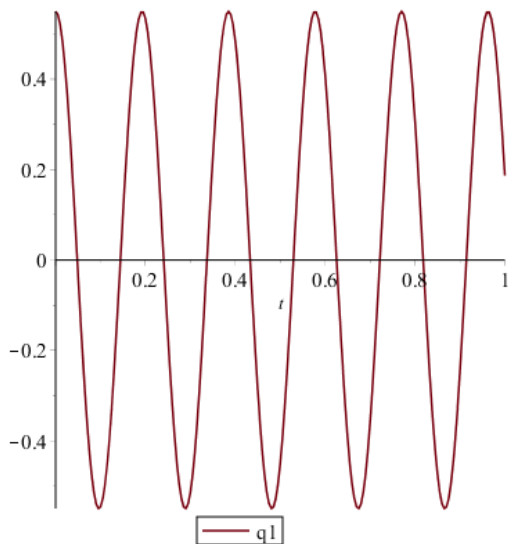


Figura 3.20 - Comportamento do sistema válvula e atuador, mediante apenas a força da mola

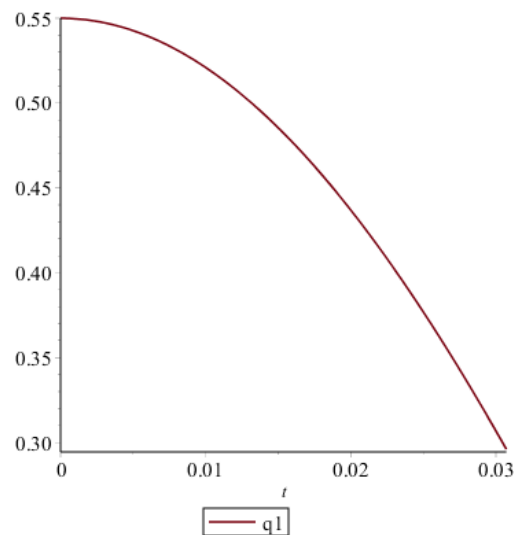


Figura 3.21 - Simulação do fechamento da válvula sem forças de restrição

Inserindo o termo  $F_{atrito}$  na equação (3.74), nota-se uma alteração do comportamento da oscilação do sistema, tanto com relação a atenuação ao longo do tempo quanto na redução da frequência desta oscilação. A Figura 3.22 ilustra o comportamento do sistema mediante a aplicação da força de atrito correspondente à condição de pressurização pelo lado da sede SPE. Nesta figura, nota-se que o sistema apresenta o comportamento típico de um oscilador massa-mola sujeito a um atrito seco, onde observa-se um decaimento linear das oscilações [27]. Já na Figura 3.23, se observa que, nesta condição, a válvula passaria da posição aberta para a fechada em um tempo ligeiramente maior, passando de aproximadamente 0,03 para 0,032 segundos. Uma observação importante desta análise, é que a força de atrito seco, embora não seja capaz de causar um incremento significativo nos tempos de oscilação do sistema, irá provocar o decaimento das oscilações até que estas sejam anuladas. A rapidez com que o movimento oscilatório será anulado, será tão maior quanto maior forem as forças de atrito do sistema.



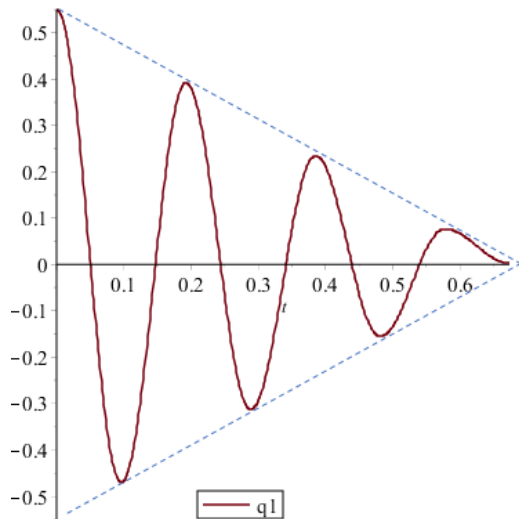


Figura 3.22 - Comportamento do sistema válvula e atuador, mediante a força da mola e atrito SPE

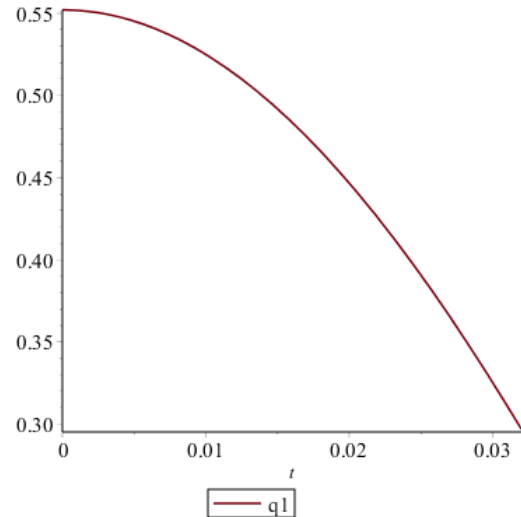


Figura 3.23 - Simulação do fechamento da válvula com atrito SPE

Trabalhando agora a equação (3.74) apenas com os termos  $F_{mola}$  e  $F_{restrição}$ , para as mesmas condições iniciais utilizadas nas simulações anteriores, observa-se que o termo  $F_{restrição}$  exerce grande influência na atenuação da oscilação. A Figura 3.24 ilustra o comportamento do sistema mediante a utilização de um  $K_R = 1 \times 10^5$  na equação (3.72). Nesta figura, nota-se que o sistema apresenta o comportamento típico de um oscilador massa mola sujeito a um atrito viscoso, onde se observa um decaimento logarítmico das oscilações [27]. Como característica deste decaimento, observa-se um decaimento mais pronunciado no início do movimento, quando as velocidades são maiores [27]. Na Figura 3.25, quando comparada à Figura 3.21, não se observa um aumento significativo do tempo simulado para fechamento da válvula. Contudo, quando valores maiores de  $K_R$  são testados, se observa que este parâmetro apresenta grande influência no tempo de fechamento, como ilustram as Figuras 3.26 e 3.27, geradas a partir da definição de  $K_R = 1 \times 10^7$  e  $K_R = 1 \times 10^{10}$ , respectivamente. Também à medida que se aumenta o valor de  $K_R$ , também se observa um aumento significativo no tempo computacional para realização das simulações.

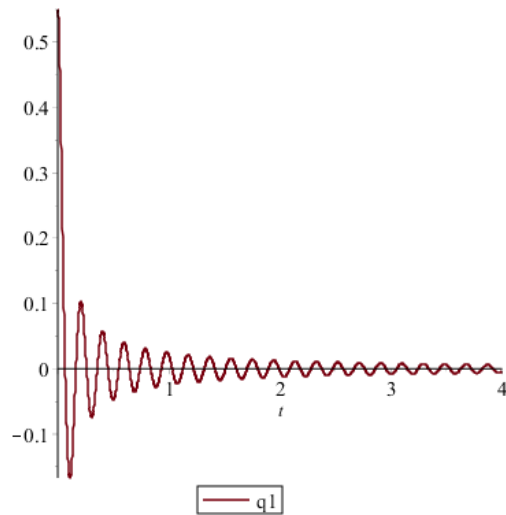


Figura 3.24 - Comportamento do sistema válvula e atuador, mediante força de restrição com  $K_R = 1 \times 10^5$

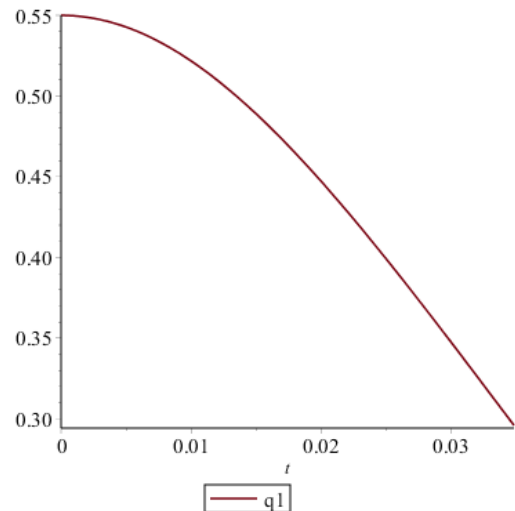


Figura 3.25 - Simulação do fechamento da válvula para força de restrição com  $K_R = 1 \times 10^5$

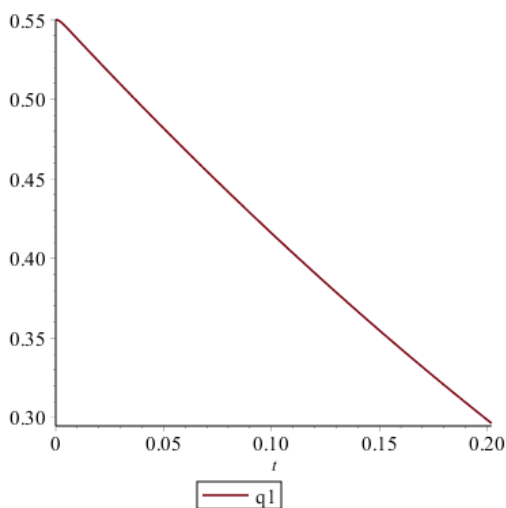


Figura 3.26 - Simulação do fechamento da válvula para força de restrição com  $K_R = 1 \times 10^7$

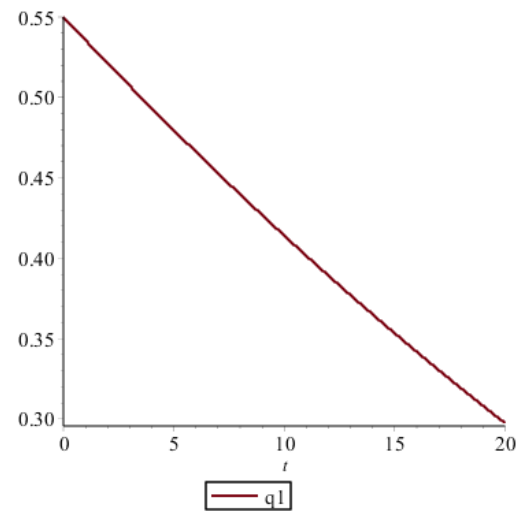


Figura 3.27 - Simulação do fechamento da válvula para força de restrição com  $K_R = 1 \times 10^{10}$

O termo  $F_{bat}$ , conforme já descrito na seção 3.1.3, foi modelado de forma a exercer influência apenas quando a variável que representa a posição,  $q_1$ , exceder as posições definidas como posições de fim de curso da válvula, ou posições de batente, definidas na Tabela 3.2. Conforme definido nas equações (3.38) e (3.43), o termo força de batente conta com uma parcela de força associada à rigidez e outra associada ao amortecimento, com o objetivo de permitir um deslocamento mínimo ao atingir o fim de curso e também anular rapidamente os movimentos de oscilação. Os valores das

constantes que se mostraram adequadas ao modelo são da ordem de  $1 \times 10^9$  [N/m] para rigidez e de  $1 \times 10^7$  [N s/m] para amortecimento. A Figura 3.28 ilustra como o batente de retorno anula o movimento oscilatório quando  $q_1$  atinge o fim de curso de retorno. Nesta simulação, também foi utilizado o termo de  $F_{restricção}$  com  $K_R = 1 \times 10^7$  para reduzir o tempo do acionamento e melhorar a visualização. Para demonstrar como se comporta o modelo com os batentes de avanço, será inserido na equação (3.74) também o termo de  $F_{avanço}$ , e o termo de  $F_{restricção}$  com  $K_A = 1 \times 10^7$ . O resultado da simulação do batente de avanço é ilustrado na Figura 3.29.

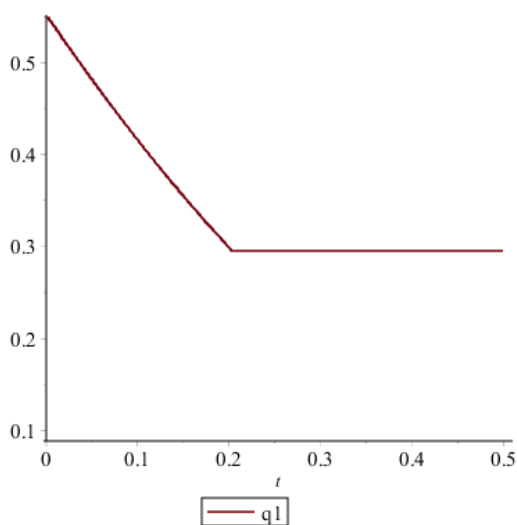


Figura 3.28 – Ilustração da ação da força de batente de retorno

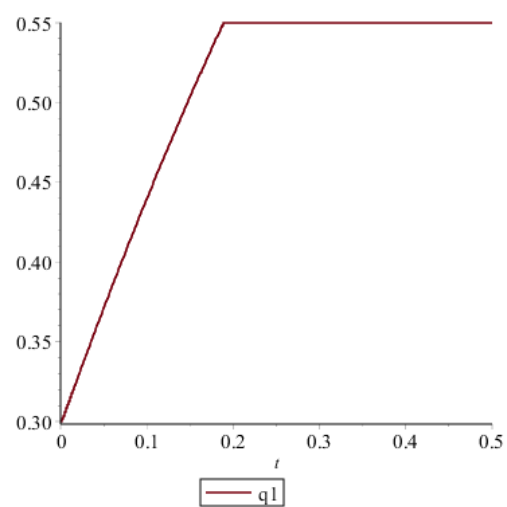


Figura 3.29 – Ilustração da ação da força de batente de avanço

### 3.3 Validação do modelo dinâmico com base nos testes realizados em bancada

A validação do modelo foi realizada com base nos resultados do teste de desempenho de atuação hidráulica, realizado em bancada de testes, para três condições distintas:

- Sem aplicação de pressão no corpo da válvula;
- Aplicação de pressão pelo lado SPE da válvula;
- Aplicação de pressão pelo lado DPE da válvula;

A composição de carregamentos para a reprodução dos resultados para as três condições acima foi detalhada na seção 3.1, e estão associados aos movimentos do trem de acionamento do atuador e do obturador da válvula. Para cada uma das

condições, a bancada de testes é ajustada previamente à execução dos testes. Este ajuste consiste basicamente em manobrar válvulas de bloqueio da bancada, alternar o lado de conexão da unidade de pressão hidráulica conectada à válvula, verificar registro dos transdutores e ajustar o tempo de avanço e retorno da válvula que, conforme definido em especificação técnica da Petrobras, devem ser de, no mínimo, dois minutos.

De forma que os resultados reais possam ser comparados aos resultados experimentais, expressos na forma de pressão no atuador, é necessário obter as funções que irão representar a pressão no atuador. Estas funções são escritas com base no desenvolvimento realizado na seção 3.2.2. Assim, para a pressão de avanço do atuador, foi definida a equação (3.84), escrita com base nas equações (3.60) e (3.61). E para a pressão de retorno do atuador, foi definida a equação (3.85), escrita com base nas equações (3.60) e (3.62). Os valores de  $K_A$  e  $K_R$  são os calculados na seção 3.2.2, e  $P_{fonte}$  se refere ao valor da fonte de pressão considerada na simulação, a qual também foi considerada como a pressão nominal da fonte de pressão utilizada na qualificação, de 360 bar, também definida na seção 3.2.2.

$$P_{avanço} = P_{fonte} - K_A v_{pistão}^2 \quad (3.84)$$

$$P_{retorno} = K_R v_{pistão}^2 \quad (3.85)$$

De forma a simplificar as equações apresentadas, e também por não inserirem qualquer influência nos resultados dentro da faixa de variação de posição simulada, as equações de força de batente não foram consideradas na obtenção dos resultados apresentados a seguir. Assim, a equação geral do movimento, foi obtida a partir de cada termo definido na equação (3.74), à exceção das forças de batente, resultando na equação (3.86) para o movimento de avanço e na equação (3.87) para o movimento de retorno. Uma vez obtida as equações diferenciais do movimento, são inseridas as condições iniciais de posição e velocidade. Para a posição, a condição inicial é definida como a posição de batente e, para a velocidade a condição é definida como nula, uma vez que se considera o movimento partindo do repouso. Resolvendo as equações de movimento, são obtidos os valores no tempo para a posição, representados no modelo por  $q1$ , e a velocidade, representada por  $u1$ . Também é apresentado na equação o termo  $u1t$ , o qual representa a aceleração.

$$m_{equivalente} u1t = k_{mola} q1 - \left(\frac{2}{\pi}\right) \arctan(C u1) (F_{atrito_{total}}) - (u1^2 K_A - P_{fonte}) A_{pistão} \quad (3.86)$$

$$m_{equivalente} u1 t = k_{mola} q1 - \left(\frac{2}{\pi}\right) \arctan(C u1) (F_{atrito\_total}) + u1^2 K_R A_{pistão} \quad (3.87)$$

O gráfico apresentado na Figura 3.19 ilustra um resultado real obtido no teste de desempenho de atuação hidráulica para condição sem pressão no corpo da válvula. As Figuras 3.30 e 3.32 ilustram as curvas de avanço e retorno de uma simulação realizada para esta mesma condição. Na Figura 3.31 são destacado os pontos A1 e A2 na curva de avanço, os quais foram definidos na seção 2.3.2. Como neste primeiro caso o teste é realizado sem a aplicação de pressão no corpo da válvula, não se aplica a identificação dos pontos A3, A4, R2 e R3. Um comparativo dos resultados, entre testes reais e modelo, é apresentado na Tabela 3.42, na qual são apresentados os valores médios obtidos em uma sequência de 3 ensaios.

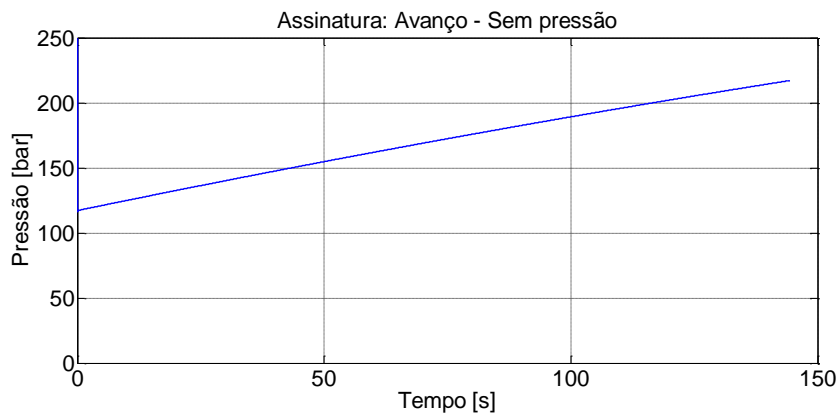


Figura 3.30 – Simulação de teste de desempenho de atuação hidráulica para condição sem pressão no corpo da válvula – sentido de avanço

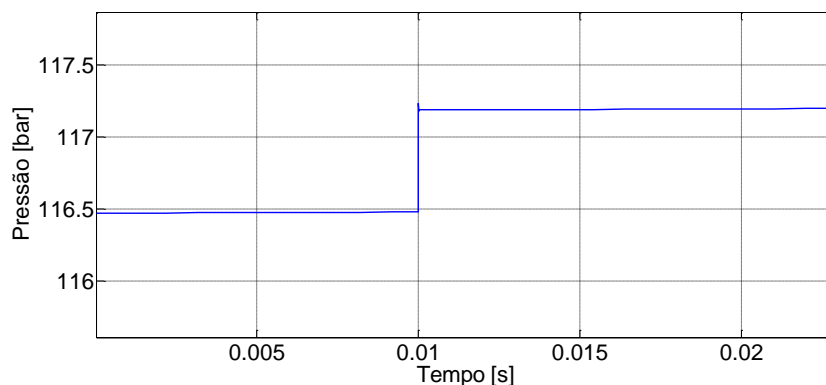


Figura 3.31 - Simulação de teste de desempenho de atuação hidráulica para condição sem pressão no corpo da válvula: Identificação dos pontos-chaves A1 e A2

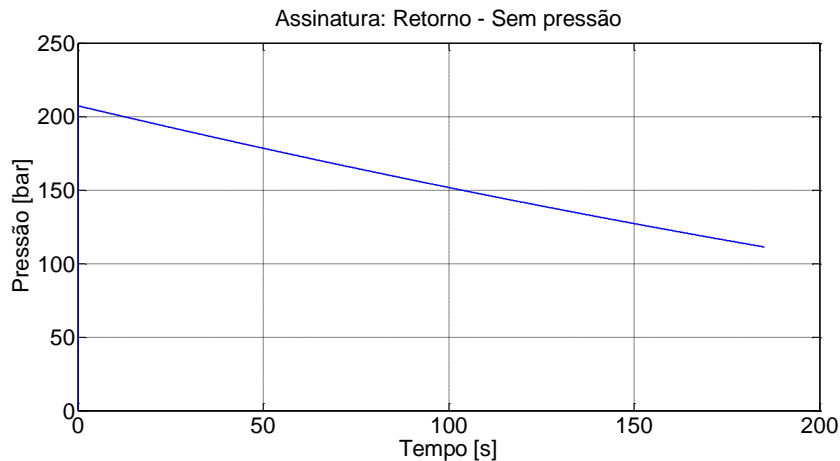


Figura 3.32 - Simulação de teste de desempenho de atuação hidráulica para condição sem pressão no corpo da válvula – sentido de retorno

Tabela 3.42 - Resumo dos resultados do teste de desempenho de atuação hidráulica para condição sem pressão no corpo da válvula

| Curva de avanço |            |              | Curva de retorno |            |              |
|-----------------|------------|--------------|------------------|------------|--------------|
| Ponto chave     | Real [bar] | Modelo [bar] | Ponto chave      | Real [bar] | Modelo [bar] |
| A1              | 117,20     | 116,47       | R1               | 212,77     | 207,29       |
| A2              | 119,53     | 117,18       | R4               | 113,10     | 111,24       |
| A5              | 220,37     | 217,13       |                  |            |              |
| Tempo total     | Real [s]   | Modelo [s]   | Tempo total      | Real [s]   | Modelo [s]   |
|                 | 147        | 144,3        |                  | 202        | 185,1        |

O gráfico apresentado na Figura 3.33 ilustra um resultado real obtido no teste de desempenho de atuação hidráulica para condição de aplicação da pressão nominal de teste pelo lado SPE da válvula. As Figuras 3.34 e 3.36 ilustram as curvas de avanço e retorno de uma simulação realizada para esta mesma condição. Na Figura 3.35 é destacado o momento da equalização de pressão entre montante, cavidade e jusante, onde são identificados os pontos-chaves A3 e A4 na curva de avanço, enquanto a Figura 3.37 destaca o momento do fim da comunicação entre montante, cavidade e jusante na curva de retorno, onde são identificados os pontos R2 e R3. Um comparativo dos resultados, entre testes reais e modelo, é apresentado na Tabela 3.43, na qual são apresentados os valores médios obtidos em uma sequência de 3 ensaios.

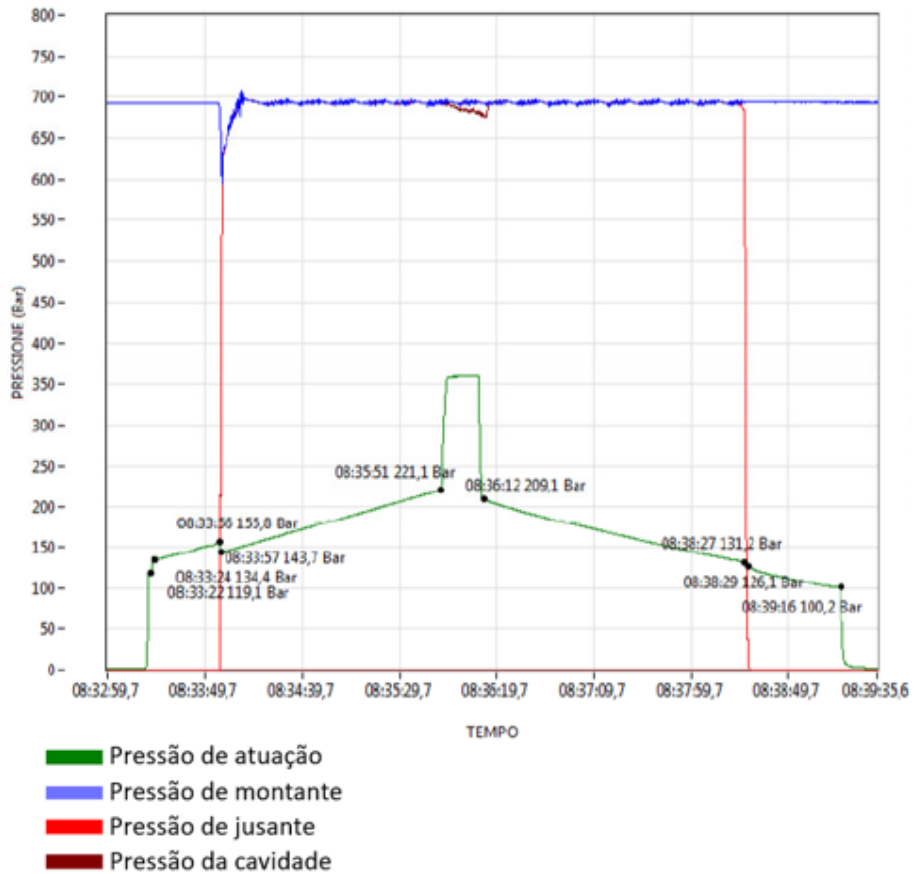


Figura 3.33 - Assinatura hidráulica com aplicação de pressão pelo lado SPE

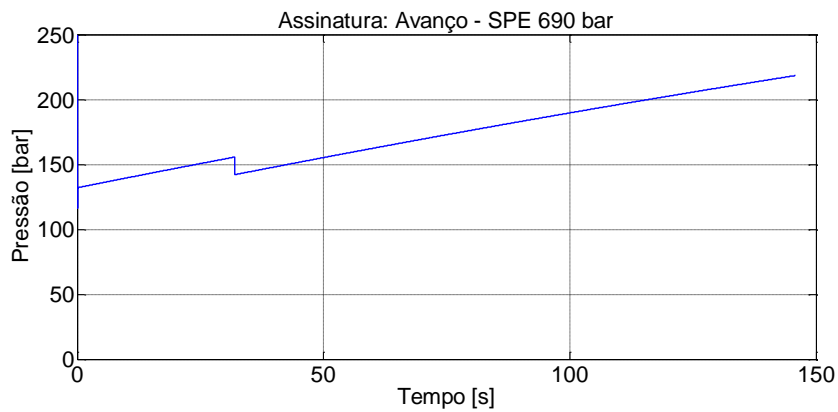


Figura 3.34 – Simulação de teste de desempenho de atuação hidráulica para condição de aplicação de pressão pelo lado SPE da válvula – sentido de avanço

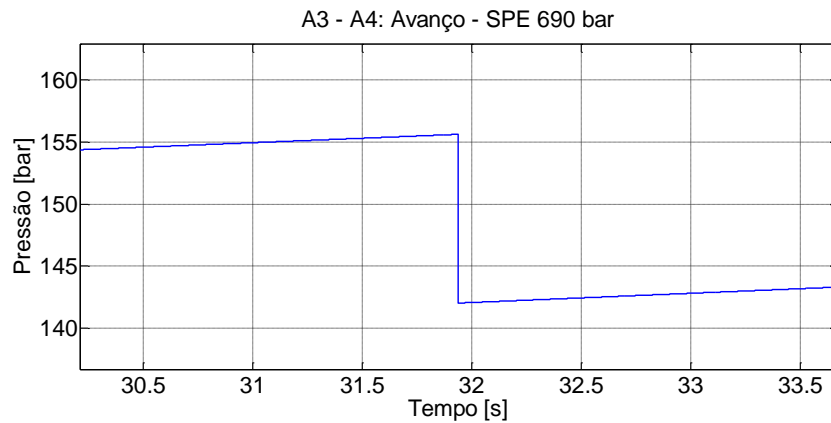


Figura 3.35 - Simulação de teste de desempenho de atuação hidráulica para condição de aplicação de pressão pelo lado SPE da válvula: Destaque para momento de equalização de pressão entre montante, cavidade jusante, onde são identificados os pontos-chaves A3 e A4.

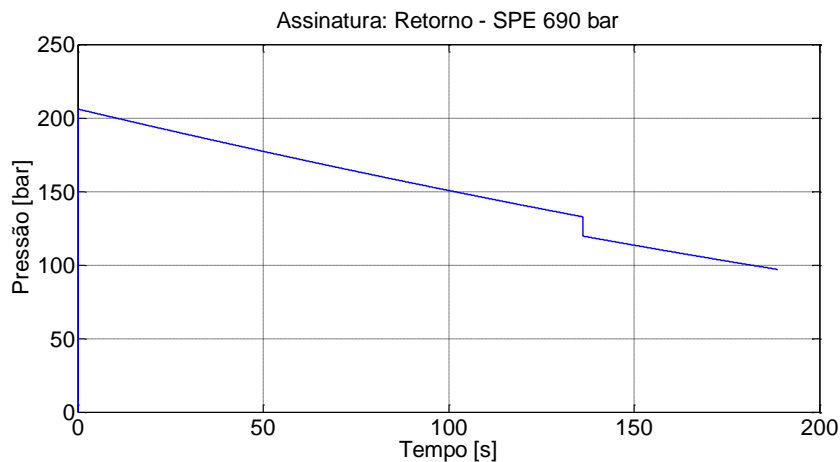


Figura 3.36 - Simulação de teste de desempenho de atuação hidráulica para condição de aplicação de pressão pelo lado SPE da válvula – sentido de retorno

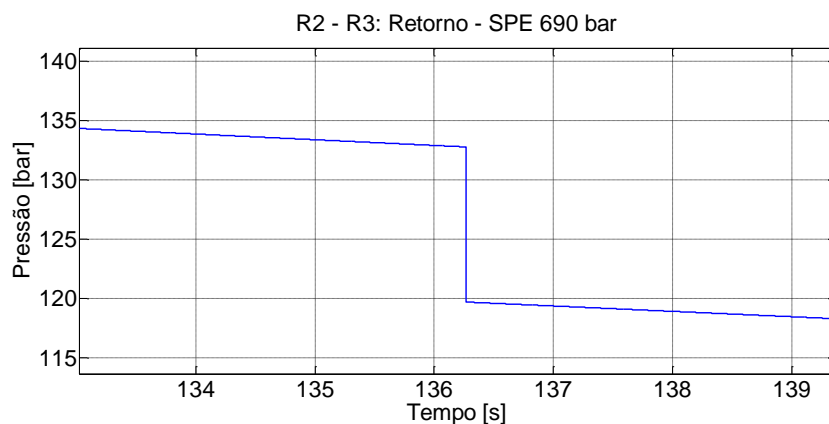


Figura 3.37 –Destaque para o momento do fim da comunicação entre montante, cavidade e jusante, onde são identificados os pontos-chaves R2 e R3.



Tabela 3.43 - Resumo dos resultados do teste de desempenho de atuação hidráulica para de aplicação de pressão pelo lado SPE da válvula

| Curva de avanço |            |              | Curva de retorno |            |              |
|-----------------|------------|--------------|------------------|------------|--------------|
| Ponto chave     | Real [bar] | Modelo [bar] | Ponto chave      | Real [bar] | Modelo [bar] |
| A1              | 119,00     | 116,47       | R1               | 209,13     | 206,11       |
| A2              | 133,90     | 132,02       | R2               | 131,27     | 132,75       |
| A3              | 155,47     | 155,62       | R3               | 126,37     | 119,68       |
| A4              | 143,67     | 142,02       | R4               | 100,43     | 96,99        |
| A5              | 221,07     | 218,36       |                  |            |              |
| Tempo total     | Real [s]   | Modelo [s]   | Tempo total      | Real [s]   | Modelo [s]   |
|                 | 149        | 145,87       |                  | 184        | 188,73       |

O gráfico apresentado na Figura 3.38 ilustra um resultado real obtido no teste de desempenho de atuação hidráulica para condição de aplicação da pressão nominal de teste pelo lado DPE da válvula. As Figuras 3.39 e 3.41 ilustram as curvas de avanço e retorno, respectivamente, de uma simulação realizada para esta mesma condição. Na Figura 3.40 é destacado o momento da equalização de pressão entre montante, cavidade e jusante, onde são identificados os pontos-chaves A3 e A4 na curva de avanço, enquanto a Figura 3.42 destaca o momento do fim da comunicação entre montante, cavidade e jusante na curva de retorno, onde são identificados os pontos R2 e R3. Um comparativo dos resultados, entre testes reais e modelo, é apresentado na 3.44, na qual são apresentados os valores médios obtidos em uma sequência de 3 ensaios.

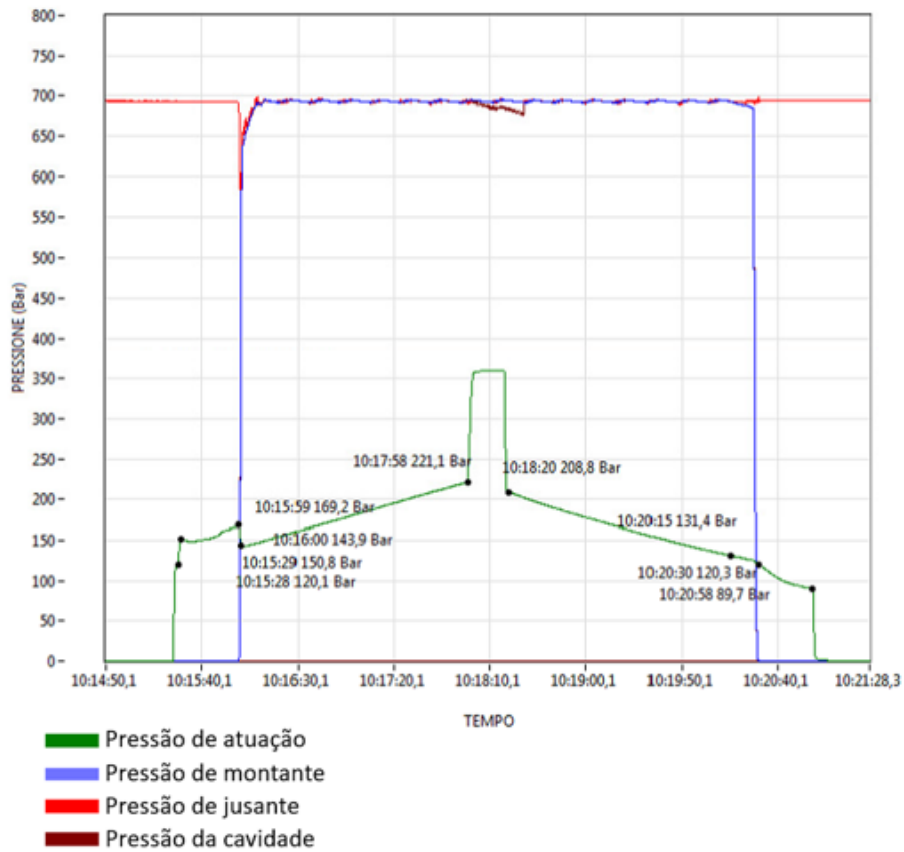


Figura 3.38 - Assinatura hidráulica com aplicação de pressão pelo lado DPE

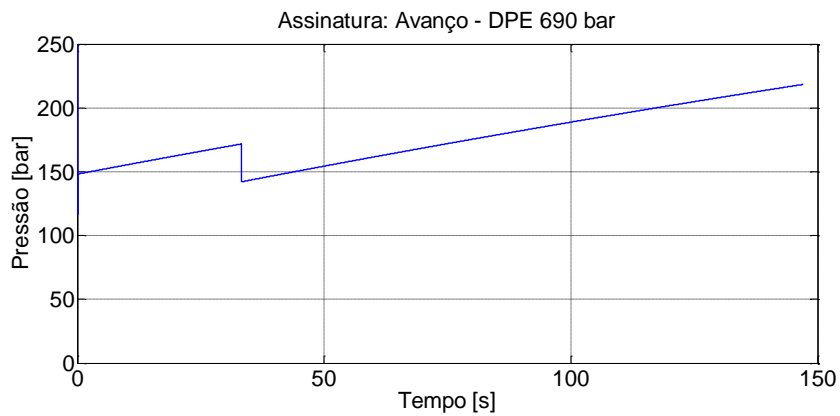


Figura 3.39 – Simulação de teste de desempenho de atuação hidráulica para condição de aplicação de pressão pelo lado DPE da válvula – sentido de avanço

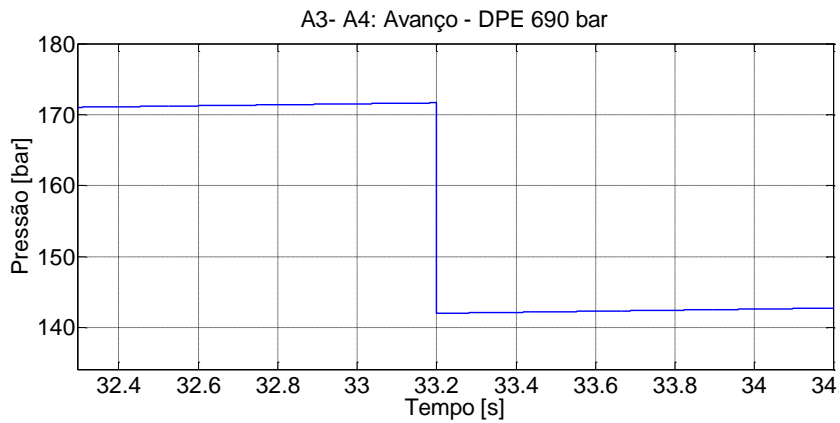


Figura 3.40 – Destaque para momento de equalização de pressão entre montante, cavidade jusante, onde são identificados os pontos-chaves A3 e A4.

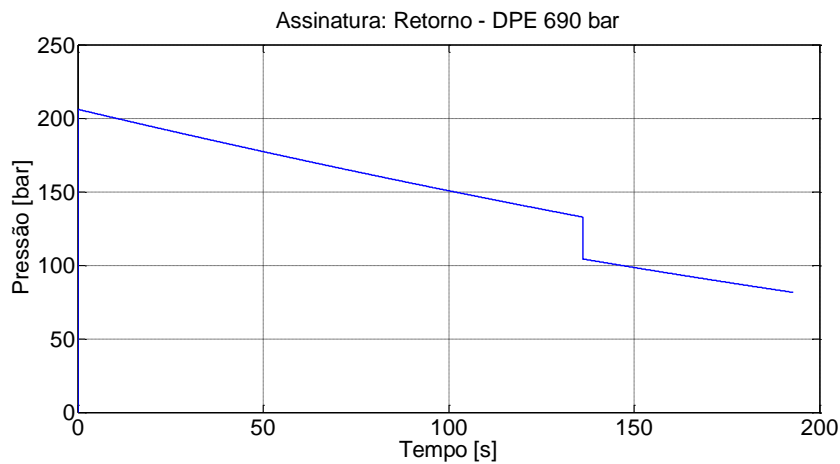


Figura 3.41 - Simulação de teste de desempenho de atuação hidráulica para condição de aplicação de pressão pelo lado DPE da válvula – sentido de retorno

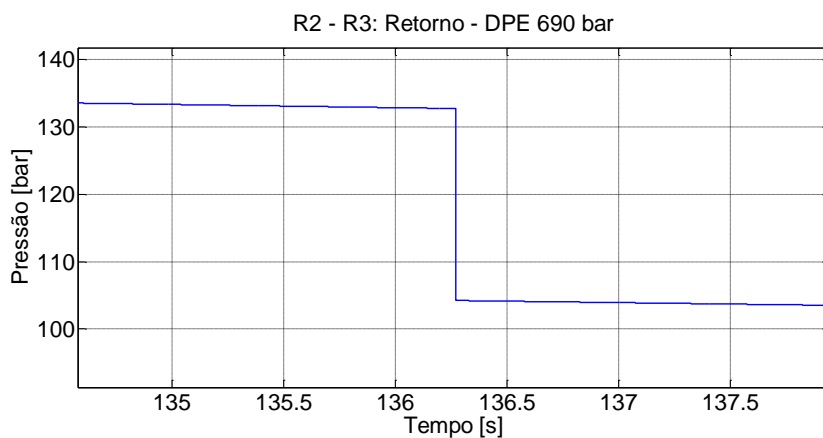


Figura 3.42 – Destaque para momento do fim da comunicação entre montante, cavidade jusante, onde são identificados os pontos-chaves R2 e R3.

Tabela 3.44 - Resumo dos resultados do teste de desempenho de atuação hidráulica para aplicação de pressão pelo lado DPE da válvula

| Curva de avanço |            |              | Curva de retorno |            |              |
|-----------------|------------|--------------|------------------|------------|--------------|
| Ponto chave     | Real [bar] | Modelo [bar] | Ponto chave      | Real [bar] | Modelo [bar] |
| A1              | 120,70     | 116,47       | R1               | 208,87     | 206,11       |
| A2              | 150,73     | 148,08       | R2               | 131,43     | 132,75       |
| A3              | 169,37     | 171,68       | R3               | 119,60     | 104,25       |
| A4              | 143,60     | 142,02       | R4               | 89,53      | 81,56        |
| A5              | 221,30     | 218,36       |                  |            |              |
| Tempo total     | Real [s]   | Modelo [s]   | Tempo total      | Real [s]   | Modelo [s]   |
|                 | 150        | 147,03       |                  | 158        | 192,95       |

Para todos as três condições testadas (sem pressão, com pressão no lado SPE, com pressão no lado DPE), a pior aproximação foi obtida para o ponto-chave R3. Contudo, o comportamento é esperado. Conforme detalhado na seção 2.3.2, o ponto R3 surge devido ao fim da comunicação do lado da válvula sendo pressurizado com o restante do corpo e jusante da válvula. Neste momento, no teste real, todo o restante do corpo da válvula é despressurizado rapidamente, gerando um diferencial de pressão máximo sobre a sede do lado pressurizado. Já com relação ao circuito que controla o fluxo de fluido do atuador, este permanece restringindo a saída de fluido de controle por meio da válvula agulha. Isto evita com que a pressão seja aliviada imediatamente até o novo nível de equilíbrio de forças previsto no modelo.

Com relação à comparação entre os tempos de teste e os tempos simulados, observou-se que a metodologia utilizada para a modelagem da perda de carga imposta na bancada de testes se mostrou mais adequada para o movimento de avanço do que para o retorno. Também, observou-se que os tempos de retorno simulados para as três condições, embora tenham apresentaram coerência para o esperado (tempo para condição com pressão DPE maior que para SPE, e tempo para condição com pressão SPE maior que para condição sem pressão), não aproximaram o que foi verificado nos testes reais. Isto pode ser explicado por um reajuste na regulagem da válvula agulha, uma vez que o operador do teste é foi orientado apenas a cumprir o requisito de tempo de dois minutos. Para o sentido de avanço, o reajuste provavelmente não foi efetuado por o tempo obtido já estar próximo dos dois minutos e também por não haver aumento significativo de tempo entre as etapas.

## 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Uma vez construído o modelo, o trabalho consistiu em verificar sua capacidade de reproduzir resultados de testes reais e também verificar algumas premissas definidas no desenvolvimento do modelo. O trabalho apresentado nesta dissertação, foi realizado com base em informações de testes realizados no escopo do processo de qualificação de um produto para fornecimento comercial. Assim, a sequência de testes executada durante uma qualificação é definida com base na especificação técnica de propriedade da Petrobras, a qual é baseada e regida por padrões internacionais. Estas questões implicam em uma disponibilidade limitada de resultados para validação do modelo. Contudo, foram suficientes para que a comparação de alguns tipos de respostas e comportamentos pudessem ser verificados. As seções seguintes descrevem as análises realizadas com a utilização do modelo.

### 4.1 Avaliação das forças ao longo da atuação hidráulica

Com a utilização do modelo, é possível visualizar como se comporta o movimento associado ao deslocamento linear do atuador e obter resultados específicos para cada uma das forças envolvidas ao longo do acionamento. Para esta ilustração, serão apresentadas figuras referentes a simulações de assinaturas hidráulicas realizadas para os sentidos de avanço e retorno com aplicação de pressão pelo lado DPE. As Figuras 4.1 e 4.2 lustram o deslocamento no tempo, durante os cursos de avanço e retorno, enquanto as Figuras 4.3 e 4.4 ilustram o comportamento da velocidade.

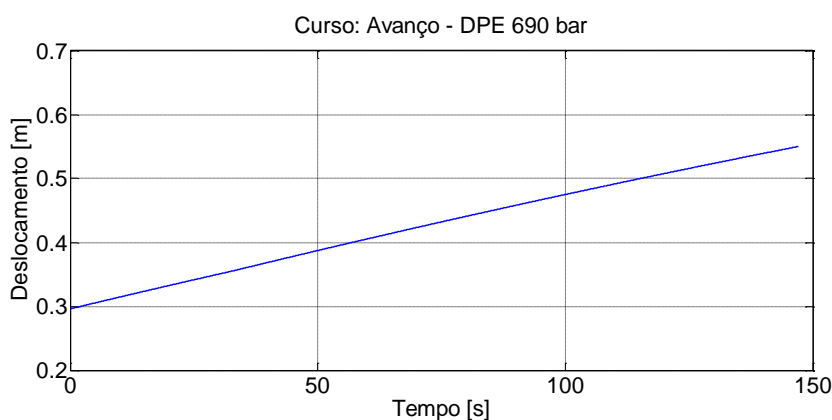


Figura 4.1 – Curso de avanço do atuador durante assinatura realizada com aplicação de pressão pelo lado DPE

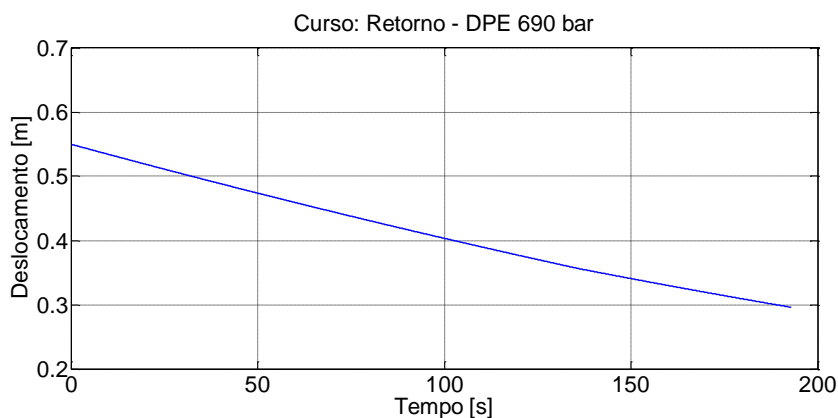


Figura 4.2 – Curso de retorno do atuador durante assinatura realizada com aplicação de pressão pelo lado DPE

Nas Figuras 4.3 e 4.4, nota-se um avanço súbito da velocidade ao início do movimento, seguida por uma rápida estabilização, indicando o momento da equalização de todas as forças descritas na equação (3.74). A partir deste ponto, nota-se uma redução da velocidade em consequência do aumento gradual das forças resistivas ao movimento. Observa-se também que a velocidade volta a ter uma variação brusca após certo tempo, sendo um aumento para o sentido de avanço e uma redução para o sentido de retorno, indicando o momento da alteração da força de atrito, a qual representa, respectivamente, início e fim da comunicação de pressão entre montante, corpo e jusante da válvula.

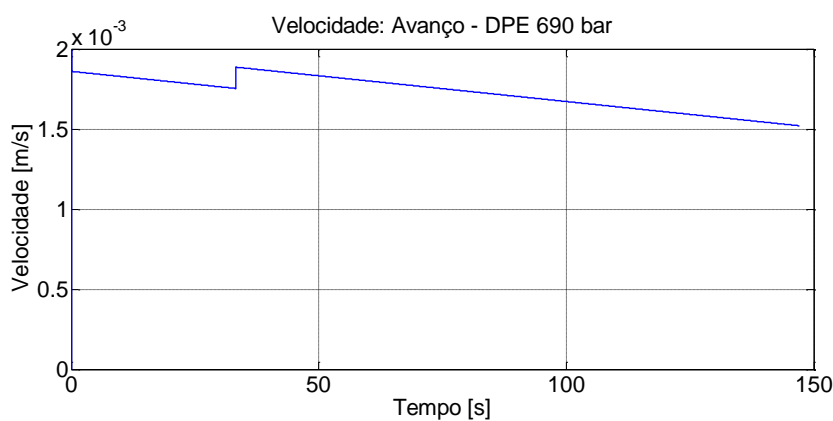


Figura 4.3 - Velocidade de avanço do atuador durante assinatura realizada com aplicação de pressão pelo lado DPE

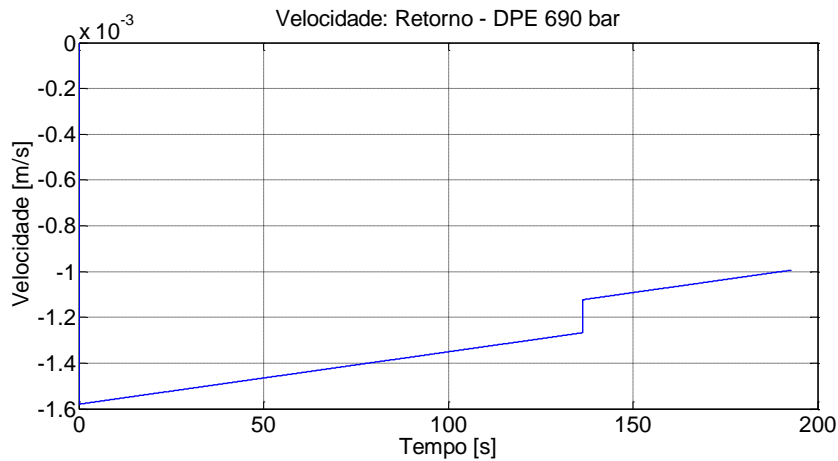


Figura 4.4 - Velocidade de retorno do atuador durante assinatura realizada com aplicação de pressão pelo lado DPE

A variação da força de atrito pode ser vista nas Figuras 4.5 e 4.6, obtida a partir da implementação da equação (3.36). Observa-se que esta força sempre aponta no sentido contrário ao movimento, assumindo valores negativos para o sentido de avanço e valores positivos para o sentido de retorno. Observando o início do acionamento, nota-se um aumento gradual do valor do atrito, indicando a manifestação da parcela do atrito no pistão do atuador, equação (3.7), que aumenta com o aumento da pressão sobre o pistão. Também, é possível observar o momento em que a força de atrito sofre uma alteração brusca em seu valor, sendo de redução no sentido de avanço e de aumento no sentido de retorno, que representa, respectivamente, o início e o fim da comunicação de pressão entre montante, corpo e jusante da válvula.

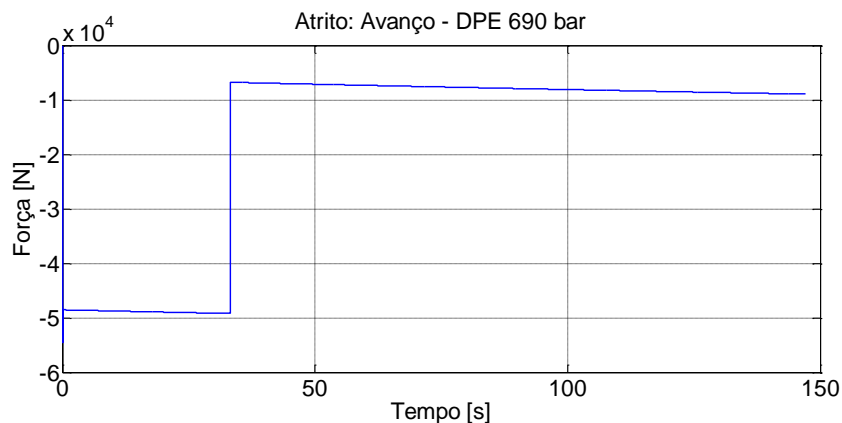


Figura 4.5 – Força de atrito para o sentido de avanço durante assinatura realizada com aplicação de pressão pelo lado DPE

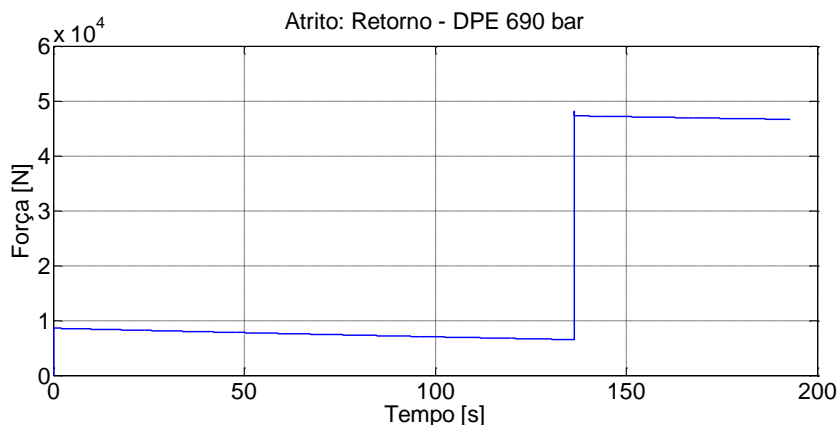


Figura 4.6 - Força de atrito para o sentido de retorno durante assinatura realizada com aplicação de pressão pelo lado DPE

Nas Figuras 4.7 e 4.8, é ilustrada a variação da força exercida pela mola do atuador ao longo do acionamento. Também se observa que, diferente do que ocorre com a força de atrito, esta força sempre assume valores negativos, uma vez que está associada à compressão da mola. Assim, a força da mola apontará contra o sentido do movimento para o avanço e a favor do sentido do movimento para o retorno.

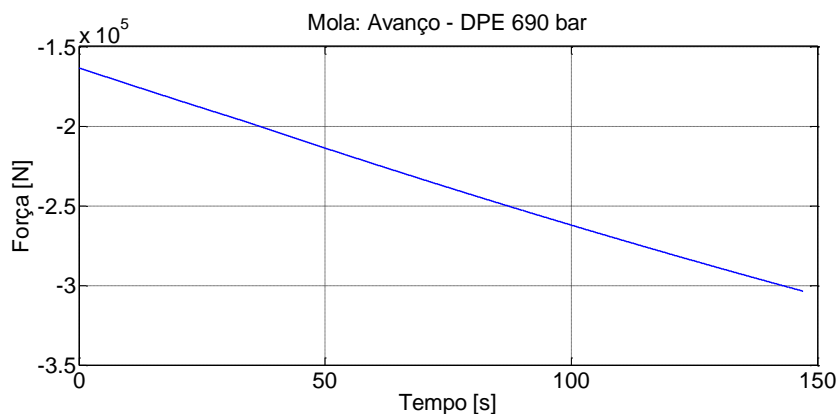


Figura 4.7 - Força da mola para o sentido de avanço durante assinatura realizada com aplicação de pressão pelo lado DPE



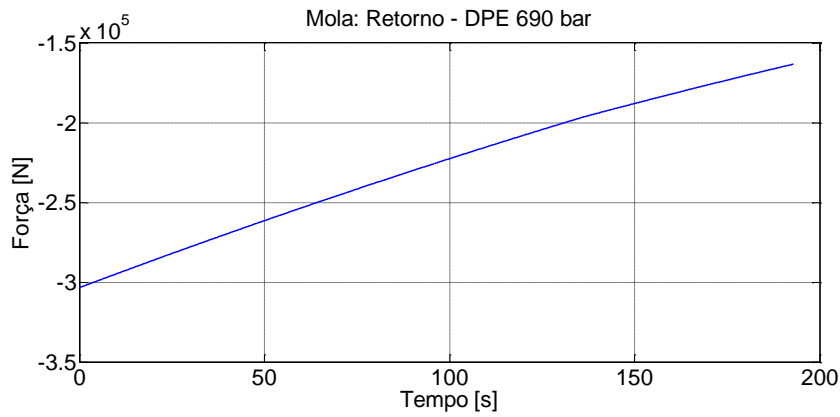


Figura 4.8 - Força da mola para o sentido de retorno durante assinatura realizada com aplicação de pressão pelo lado DPE

As Figuras 4.9 e 4.10 ilustram a força no atuador, calculada em função da pressão no pistão, equação (3.6). Para o sentido de avanço, nota-se que para concluir o acionamento o atuador utiliza aproximadamente  $3,12 \times 10^5$  N, o que equivale a 60% de sua força nominal que, conforme Figura 4.9, atinge  $4,93 \times 10^5$  N uma vez que seja aplicado o valor nominal de pressão de controle. Também para o sentido de retorno observa-se que a força ainda disponível no atuador ao concluir o fechamento, a qual é provida pela mola em compressão, é de  $1,17 \times 10^5$  N, o que equivale a um consumo de 60% da força máxima registrada ao início do movimento, a qual atinge  $2,95 \times 10^5$  N com a mola totalmente comprimida como mostrado na Figura 4.10.

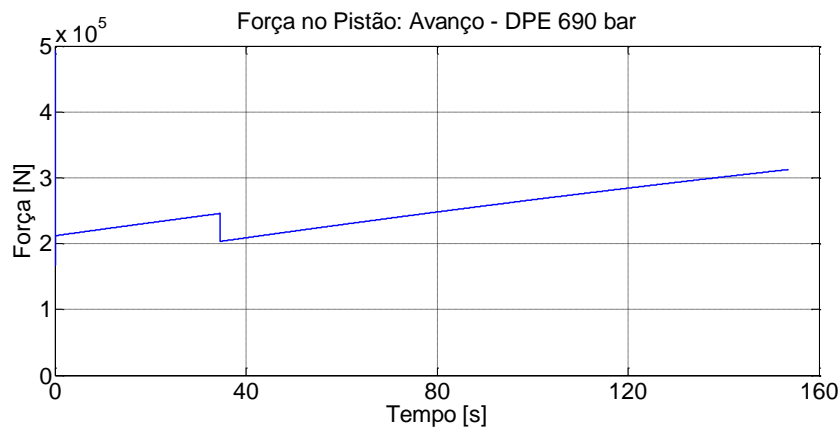


Figura 4.9 - Força no pistão para o sentido de avanço durante assinatura realizada com aplicação de pressão pelo lado DPE

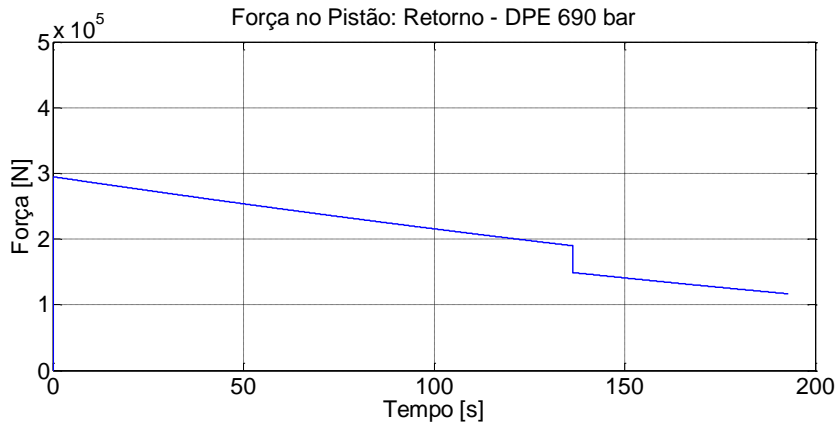


Figura 4.10 - Força no pistão para o sentido de retorno durante assinatura realizada com aplicação de pressão pelo lado DPE

#### 4.2 Avaliação da influência da velocidade de acionamento nos pontos-chaves

Uma forma de demonstrar como os efeitos de inércia podem interferir em uma leitura de pressão pode ser feita com base na Figura 4.11, que apresenta um diagrama hidráulico simplificado para o acionamento do atuador. Na figura, o transdutor de pressão está posicionado de forma a ler a pressão de atuação fornecida ao atuador. A reação do conjunto válvula e atuador frente a imposição da pressão de atuação, se dá em termos de força que é transmitida pelo trem de acionamento a partir do pistão. Assim, o pistão receberá em uma das faces a pressão de atuação, convertendo-a em força e transmitindo ao trem de acionamento do atuador. O trem de acionamento, por sua vez, irá impor uma reação de forma a balancear a força recebida. Esta força é manifestada parte pelos atritos no conjunto válvula e atuador, parte pela força da mola do atuador e parte na forma de força de inércia. Para uma comparação direta, todas as grandezas são expressas em termos de força na Figura 4.11.

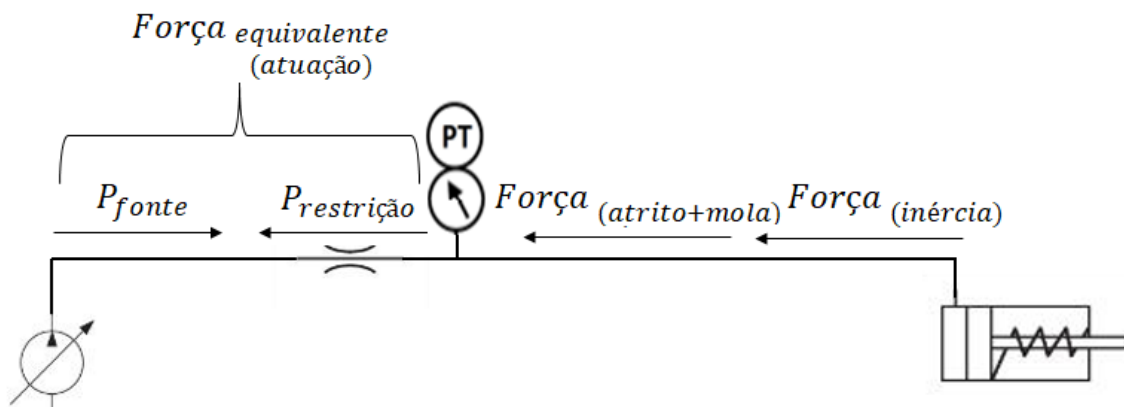


Figura 4.11 – Representação esquemática de um diagrama hidráulico de acionamento do atuador

Tomando, então, como base a área do pistão para expressar as pressões representadas na Figura 4.11 em termos de força, pode ser definida a equação (4.1).

$$F_{fonte} - F_{restrição} = F_{(atrito+mola)} + F_{(inércia)} \quad (4.1)$$

A posição do pistão também, será tomada como referência na análise realizada, uma vez que representa a movimentação de todos os componentes móveis do conjunto válvula e atuador.

A equação (4.1) é uma forma de reescrever a equação (3.74), separando, porém, a força equivalente de atuação do lado esquerdo e a somatória entre as forças requeridas ao acionamento e a força de inércia do lado direito. Considerando um caso onde o termo “ $F_{restrição}$ ” tenha grandeza tal que, ao ser subtraído do termo “ $F_{fonte}$ ” aproxime o lado esquerdo da equação ao termo “ $F_{(atrito+mola)}$ ”, o termo “ $F_{(inércia)}$ ” será próximo de zero e não exercerá influência significativa na leitura de pressão. Contudo, em uma situação onde “ $F_{restrição}$ ” não apresente grandeza suficiente para aproximar o lado esquerdo da equação a “ $F_{(atrito+mola)}$ ”, o sistema entrará em aceleração, fazendo com que o termo “ $F_{(inércia)}$ ” assuma valores relevantes e insira influência na leitura de pressão pelo transdutor.

Para avaliar o efeito da força de inércia na leitura de pressão, o termo “ $F_{restrição}$ ” foi manipulado através da variação dos coeficientes de perda de carga,  $K_A$  e  $K_R$ , os quais inserem variação na pressão equivalente de restrição, conforme equação (3.72). No caso avaliado na seção 3.3, onde o objetivo era o de validar o modelo com base em resultados de ensaios experimentais, foram utilizados fatores de perda de carga iguais aos valores calculados na seção 3.2.2, os quais foram estimados para os ensaios na bancada de testes utilizada na qualificação. Nesta seção, os parâmetros  $K_A$  e  $K_R$  serão variados de forma a se obter variações de tempos de avanço e de retorno, e então avaliar como os valores dos pontos-chaves se comportam mediante as variações de velocidades correspondentes.

Nas Tabelas 4.1 e 4.2 são apresentados resultados obtidos para variações dos fatores de perda de carga  $K_A$  e  $K_R$ . Os resultados somente são apresentados para as simulações realizadas para assinaturas pelo lado DPE, uma vez que o efeito causado para as outras condições é similar. Também, a fim de não estender a apresentação de resultados, são apresentados apenas os gráficos para o sentido de avanço do atuador. Observa-se nos resultados que a simulação realizada para o menor valor de restrição resultou não somente em menores tempos de acionamento, mas também na maior diferença dos pontos-chaves quando comparados aos obtidos para a condição de

validação do modelo, apresentados na Tabela 3.44. Assim, à medida que o tempo de acionamento aumenta, os valores dos pontos-chaves tendem a convergir para o valor encontrado para o modelo que considera apenas as forças correspondentes a cada posição, seção 3.1, demonstrando a redução da influência da inércia.

Tabela 4.1 – Variações nos tempos de acionamento e nos pontos-chaves, para o sentido de avanço e aplicação de pressão pelo lado DPE, em função da variação do coeficiente de perda de carga  $K_A$

| $K_A = 1 \times 10^7$ |       | $K_A = 1 \times 10^8$ |       | $K_A = 1 \times 10^9$ |       | $K_A = 1 \times 10^{10}$ |       | $K_A = 1 \times 10^{11}$ |       |
|-----------------------|-------|-----------------------|-------|-----------------------|-------|--------------------------|-------|--------------------------|-------|
| t [s] = 0,19          |       | t [s] = 0,60          |       | t [s] = 1,88          |       | t [s] = 5,95             |       | t [s] = 18,79            |       |
| A1                    | N.I.* | A1                    | N.I.* | A1                    | N.I.* | A1                       | 116,5 | A1                       | 116,5 |
| A2                    | N.I.* | A2                    | N.I.* | A2                    | N.I.* | A2                       | 148,1 | A2                       | 148,1 |
| A3                    | 170,9 | A3                    | 171,6 | A3                    | 171,7 | A3                       | 171,7 | A3                       | 171,7 |
| A4                    | N.I.* | A4                    | N.I.* | A4                    | N.I.* | A4                       | 142,0 | A4                       | 142,0 |
| A5                    | 217,6 | A5                    | 218,2 | A5                    | 218,3 | A5                       | 218,4 | A5                       | 218,4 |

N.I.\*: não identificado.

Tabela 4.2 – Variações nos tempos de acionamento e nos pontos -chaves, para o sentido de retorno e aplicação de pressão pelo lado DPE, em função da variação do coeficiente de perda de carga  $K_R$

| $K_R = 1 \times 10^7$ |       | $K_R = 1 \times 10^8$ |       | $K_R = 1 \times 10^9$ |       | $K_R = 1 \times 10^{10}$ |       | $K_R = 1 \times 10^{11}$ |       |
|-----------------------|-------|-----------------------|-------|-----------------------|-------|--------------------------|-------|--------------------------|-------|
| t [s] = 0,22          |       | t [s] = 0,68          |       | t [s] = 2,13          |       | t [s] = 6,72             |       | t [s] = 21,3             |       |
| R1                    | N.I.* | R1                    | N.I.* | R1                    | N.I.* | R1                       | 206,1 | R1                       | 206,1 |
| R2                    | 129,7 | R2                    | 132,1 | R2                    | 132,7 | R2                       | 132,7 | R2                       | 132,7 |
| R3                    | N.I.* | R3                    | N.I.* | R3                    | N.I.* | R3                       | 104,1 | R3                       | 104,2 |
| R4                    | 79,6  | R4                    | 80,7  | R4                    | 81,3  | R4                       | 81,5  | R4                       | 81,5  |

N.I.\*: não identificado.

A Figura 4.12 mostra a comparação entre simulações realizadas para as duas assinaturas com a maior diferença de tempos de acionamentos da 4.1, a fim de facilitar a visualização dos efeitos. Para que os resultados pudessem ser comparados em uma mesma escala, o gráfico foi construído de forma a apresentar a variação da pressão ao longo do curso do atuador, ao invés de tempo de acionamento.

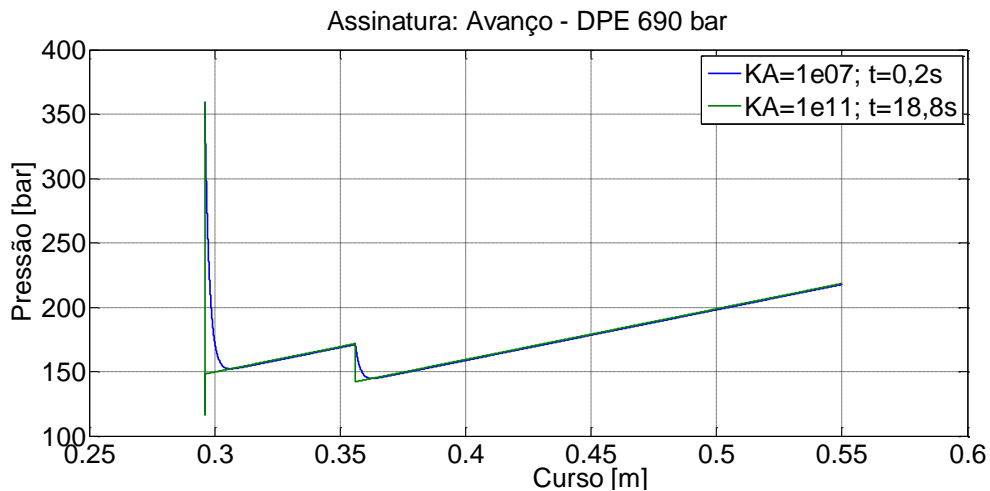


Figura 4.12 - Comparação entre simulações realizadas para assinaturas com diferentes coeficientes de perda de carga no circuito de atuação

A Figura 4.13 exibe uma visão aproximada do gráfico, para facilitar a visualização da diferença entre as curvas referentes aos dois resultados. Observa-se que para o acionamento rápido, não são identificados os pontos-chaves A1 e A2, destacados para a curva de acionamento lento na Figura 4.14. Isto se deve ao fato de que, com o menor valor de  $K_A$ , a contrapressão imposta pela restrição não é suficiente para limitar a força de atuação ao nível da força requerida para o acionamento da válvula. Neste momento, conforme o balanço de forças da equação (4.1), a pressão de atuação a ser lida pelo transdutor, Figura 4.11, irá indicar um valor de pressão além da correspondente a " $F_{(atrito+mola)}$ ". Este acréscimo na leitura será correspondente à pressão equivalente ao termo " $F_{(inércia)}$ ".

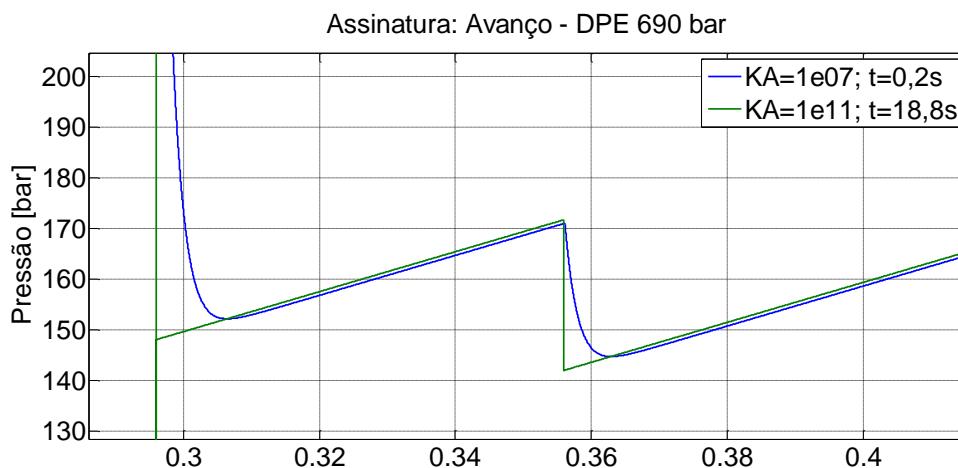


Figura 4.13 - Comparação entre simulações realizadas para assinaturas com diferentes coeficientes de perda de carga no circuito de atuação: Destaque para a diferença dos resultados

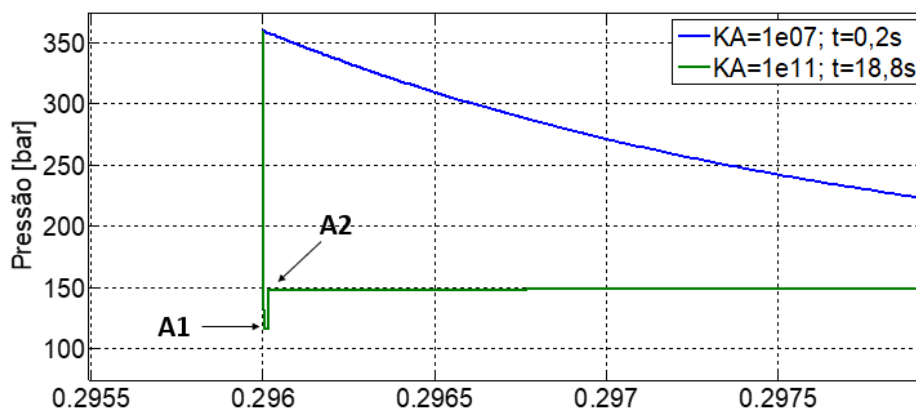


Figura 4.14 - Comparação entre simulações realizadas para assinaturas com diferentes coeficientes de perda de carga no circuito de atuação: Destaque para a impossibilidade de identificação dos pontos-chaves A1 e A2

Outra observação quanto ao gráfico da Figura 4.13 é que pouco após o início do acionamento, por exemplo nos pontos 0.32 e 0.34 no eixo das abcissas, o valor da pressão de atuação para o acionamento rápido cai abaixo do valor obtido para o acionamento lento. Este efeito se explica pela reversão do sentido da força de inércia. Assim, ao passo que, ao início do movimento a resultante do balanço de forças do lado esquerdo da equação (4.1) supera o valor da força de acionamento requerida na válvula, o balanço de forças do sistema é positivo e o sistema acelera no sentido de avanço do atuador. Após os componentes da válvula e atuador já terem desenvolvido certa velocidade, as forças no sentido contrário ao movimento,  $F_{(atrito+mola)}$ , começam a ter um aumento gradativo, revertendo o sentido da aceleração. A Figura 4.15 ilustra o comportamento de cada uma das parcelas de força da equação (4.1).

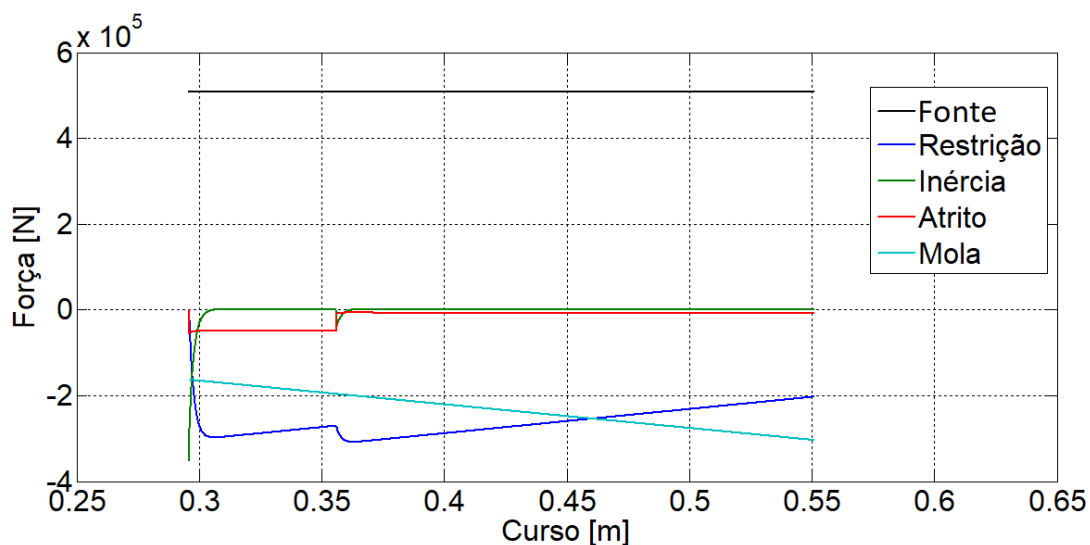


Figura 4.15 – Representação das forças durante o avanço do atuador

Com o aumento das forças no sentido contrário ao movimento, a aceleração do sistema tende agora a apontar no sentido contrário ao avanço. Com isto, o termo referente à força de inércia da equação (4.1) é reduzido, fazendo com que os valores de pressão lidos na posição do transdutor sejam menores do que a pressão requerida ao acionamento. A Figura 4.16 ilustra o comportamento da aceleração e velocidade ao longo de todo o curso de avanço do atuador. Na Figura 4.17, é destacado o momento em que ocorre a reversão do sentido da aceleração, onde a linha horizontal vermelha representa o zero na escala de aceleração. A mesma representação é feita para a força de inércia na Figura 4.18, onde é possível se notar a magnitude da força de inércia que influencia os resultados lidos para a pressão de atuação em um acionamento rápido.

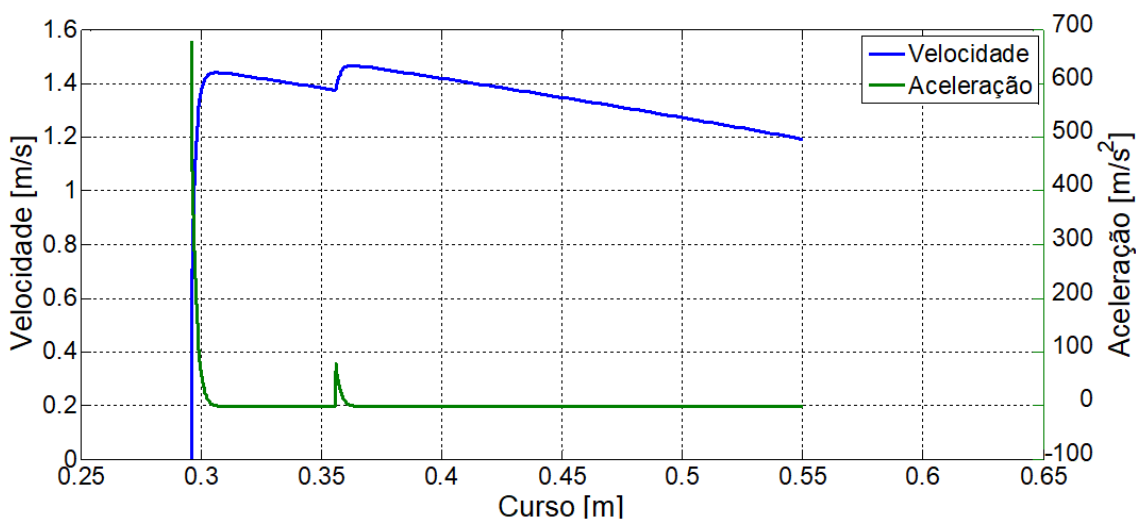


Figura 4.16 – Velocidade e aceleração durante acionamento

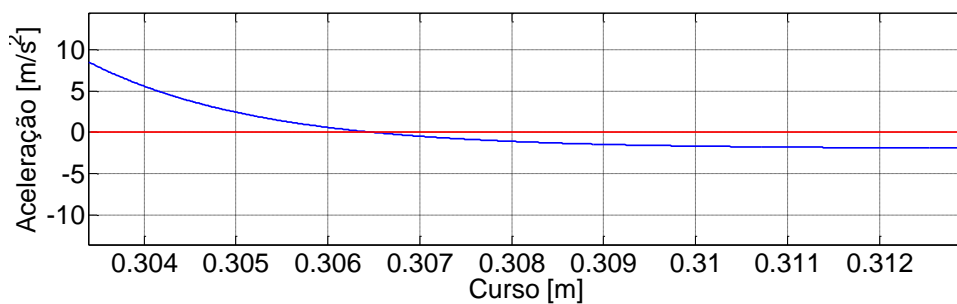


Figura 4.17 – Destaque para a reversão no sentido da aceleração

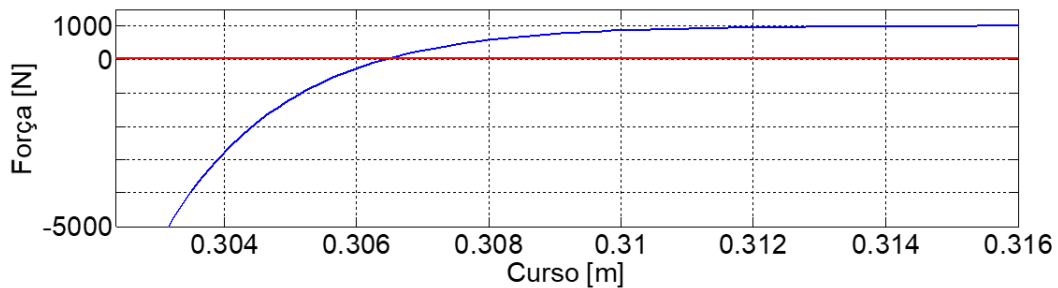


Figura 4.18 - Destaque para a reversão no sentido da força de inércia

Observando as Figuras 4.15 e 4.16, nota-se, logo após o ponto 0.35 [m] na escala de curso, a ocorrência de um outro efeito. Este efeito é decorrente da alteração da força de atrito, que representa o ponto de equalização entre o lado de montante da válvula com o corpo e jusante. O que ocorre neste momento é similar ao que ocorre no início do movimento: o sistema acelera adquirindo velocidade que, com o desenvolver do deslocamento vai sendo reduzida devido ao efeito das forças resistivas do atuador, em especial, da mola.

Em instalações reais de campo, onde, em geral, não se tem o objetivo de restringir o tempo de atuação das válvulas, não são utilizadas restrições para impor um efeito de retardo ao acionamento. Contudo, conforme detalhado na seção 2.2, a utilização de restrições algumas vezes é necessária para garantir a operação do sistema de controle utilizado, como por exemplo o restritor de fluxo e a *check valve* no sistema EHMUX, Figura 2.22. Também, em sistemas de controle do tipo HD, detalhado na seção 2.2, o efeito de restrição na atuação é imposto pela perda de carga distribuída ao longo do comprimento do umbilical, que também tende a gerar um efeito de retardo. Uma outra diferença entre uma instalação real e as premissas de simulação desta seção, é a utilização de uma fonte de pressão constante, tal como se comporta a fonte de pressão utilizada nos ensaios de qualificação para às condições específicas de teste.

O conjunto válvula e atuador modelado neste trabalho, opera em um *manifold* submarino que realiza o acionamento de válvulas através do sistema de controle EHMUX. Os tempos de acionamento para avanço e retorno verificados em campo é de, 12 s e 18 s, respectivamente, sendo fornecidos cerca de 3,7 litros de fluido de controle durante o acionamento. No mesmo sistema, observa-se para válvulas menores, supridas com cerca de 0,05 litro de volume de fluido de controle, tempos de acionamento da ordem de 1 décimo de segundo. Por fim, com base nos resultados obtidos nesta seção, observa-se que a influência da inércia imposta por tempos de acionamentos da ordem dos verificados em campo para este modelo de válvula não implicam em alteração nos resultados de uma assinatura hidráulica. Uma análise quanto a influência de inércia poderia, contudo, contribuir em aplicações específicas onde se verifica



acionamentos rápidos, como válvulas que requerem uma menor quantidade de volume de controle para seu acionamento ou válvulas de sistemas de segurança como o HIPPS, descrito na seção 2.1.5.

#### **4.3 Avaliação da influência do efeito viscoelástico do umbilical**

A manifestação do efeito da deformação viscoelástica num umbilical de mangueiras termoplásticas tende a introduzir uma tendência de queda da pressão de controle ao longo do tempo, conforme discutido na seção 2.4.1. No desenvolvimento deste trabalho, a influência do efeito viscoelástico foi avaliada através da implementação do modelo definido por McCARTHY, KNIGHT [14], visto na seção 3.1.5. Com exceção de casos em que o escoamento do fluido esteja gerando perda de carga, ou de comprimentos longos o suficiente para que o retardo na comunicação de pressão seja significativo, a pressão interna a um tubo estará distribuída de maneira uniforme ao longo de todo o comprimento, podendo-se considerar o mesmo valor de pressão nas duas extremidades deste tubo.

Com base na consideração de distribuição de pressão uniforme, o efeito imposto pelo comportamento viscoelástico de uma mangueira termoplástica não causa diferença entre a pressão medida por um transdutor, instalado em uma extremidade da mangueira, e a pressão no atuador da válvula, instalado na extremidade oposta desta mangueira. Contudo, uma vez que a análise do estado da válvula seja realizada através de um gráfico de assinatura hidráulica, esta verificação trata de avaliar a implicação do efeito da viscoelasticidade no perfil típico de um gráfico de assinatura hidráulica, o qual seria posteriormente interpretado por um operador.

Os resultados obtidos neste trabalho mostraram que o efeito da viscoelasticidade do umbilical poderá ter influência direta apenas no tempo necessário ao acionamento da válvula. E, como o tempo de acionamento pode influenciar na leitura dos pontos chave obtidos num teste de desempenho de atuação hidráulica, conforme os resultados da seção 4.2, pode se dizer que o efeito viscoelástico influencia de maneira indireta os resultados obtidos neste tipo de teste. Contudo, a influência observada é bastante pequena. Na seção 3.1.5, as Tabelas 3.33, 3.34 e 3.35 apresentam parâmetros associados à viscoelasticidade de diferentes modelos de umbilical testados no trabalho de McCARTHY, KNIGHT [14].

A fim de se demonstrar a influência observada devido ao efeito viscoelástico do umbilical, é apresentado nas Figuras 4.19 e 4.20, uma comparação entre acionamentos, de avanço e retorno simulados com e sem o efeito. Para a simulação considerando o umbilical, foi selecionada a amostra “R” da Tabela 3.33, a qual possui uma das

combinações de parâmetros que mais inserem influencia na curva de pressão de acionamento. A forma como o efeito viscoelástico foi inserido no modelo foi definida na seção 3.1.5. As simulações foram realizadas para 3 variações de restrição, a fim de permitir comparar o efeito para diferentes níveis tempos de acionamento.

As Figuras 4.19 e 4.20, mostram que o efeito viscoelástico do umbilical atua apenas de forma a inserir um atraso na curva de assinatura hidráulica, ou seja, mesmo que o tempo de atuação necessário para se atingir determinada posição aumente, a pressão de atuação associada a cada posição permanece a mesma. Outra observação, é que o atraso inserido pelo efeito viscoelástico se manifestam de forma mais pronunciada para tempos maiores de acionamentos.

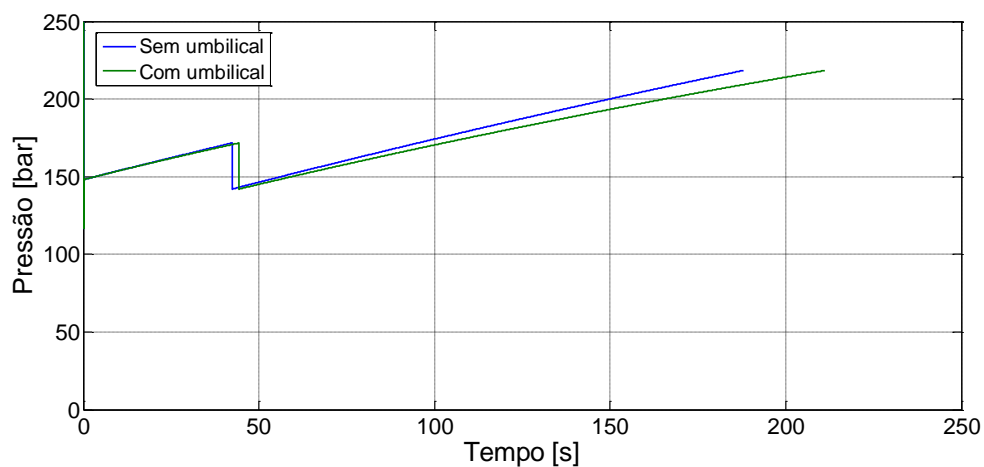


Figura 4.19 – Comparação entre simulações de assinaturas hidráulicas de avanço para as condições com e sem a consideração do efeito viscoelástico do umbilical

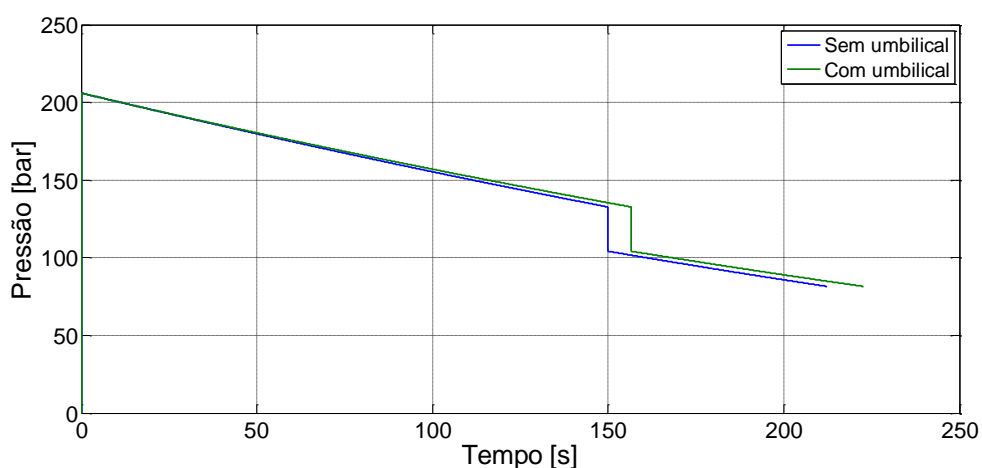


Figura 4.20 - Comparação entre simulações de assinaturas hidráulicas de retorno para as condições com e sem a consideração do efeito viscoelástico associado ao umbilical

As Tabelas 4.3 e 4.4, resumem as diferenças nos tempos de acionamentos, de avanço e retorno, observadas entre simulações com e sem o efeito viscoelástico do umbilical para diferentes restrições.

Tabela 4.3 – Comparação entre os tempos de acionamento de avanço para simulações com e sem o efeito viscoelástico do umbilical

| $K_A$              | Sem umbilical: t [s] | Com umbilical: t [s] |
|--------------------|----------------------|----------------------|
| $1 \times 10^{10}$ | 5,95                 | 6,00                 |
| $1 \times 10^{12}$ | 59,44                | 63,56                |
| $1 \times 10^{13}$ | 187,94               | 211,14               |

Tabela 4.4 – Comparação entre os tempos de acionamento de retorno para simulações com e sem o efeito viscoelástico do umbilical

| $K_R$              | Sem umbilical: t [s] | Com umbilical: t [s] |
|--------------------|----------------------|----------------------|
| $1 \times 10^{10}$ | 6,72                 | 6,75                 |
| $1 \times 10^{12}$ | 67,14                | 69,18                |
| $1 \times 10^{13}$ | 212,32               | 222,74               |

#### 4.4 Avaliação da influência dos atritos e rigidez da mola do atuador na curva de atuação hidráulica

A fim de avaliar a alteração causada na curva de assinatura hidráulica devido a alteração de atrito e rigidez, foram consideradas algumas condições de variação destes parâmetros. Foram simuladas 3 condições hipotéticas de variação:

- Redução da rigidez da mola: a qual ocorreria pelo efeito da ciclagem acumulada;
- Redução da pré-carga da mola: a qual poderia ocorrer por algum efeito de acomodação de montagem ou do próprio material de fabricação da mola [4]. Também simula condições de quebra de mola, sem considerar eventuais aumentos de atrito decorrentes desta anomalia;
- Variação do atrito: o qual ocorreria por efeito de desgaste [4].

Nas Figuras 4.21 e 4.22, são apresentados os resultados obtidos com a redução da rigidez da mola. Para efeito de comparação, foram simulados resultados utilizando 100%, 95% e 90% do valor nominal de rigidez da mola. Nota-se que a redução da rigidez

implica tanto em um efeito de redução da taxa de variação da pressão ao longo do acionamento, devido a redução da constante de proporcionalidade associada a rigidez da mola, quanto em um efeito de rebaixamento da curva de pressão, devido à redução da pré-carga. O efeito ocorre para os sentidos de acionamento de avanço e retorno. Também, para valores menores de rigidez, se observa que os tempos de avanço foram reduzidos, uma vez que uma mola mais fraca impõe menor resistência ao movimento. Já para o sentido de retorno, onde a força da mola é responsável por conduzir o movimento, observa-se um aumento do tempo para realização do acionamento.

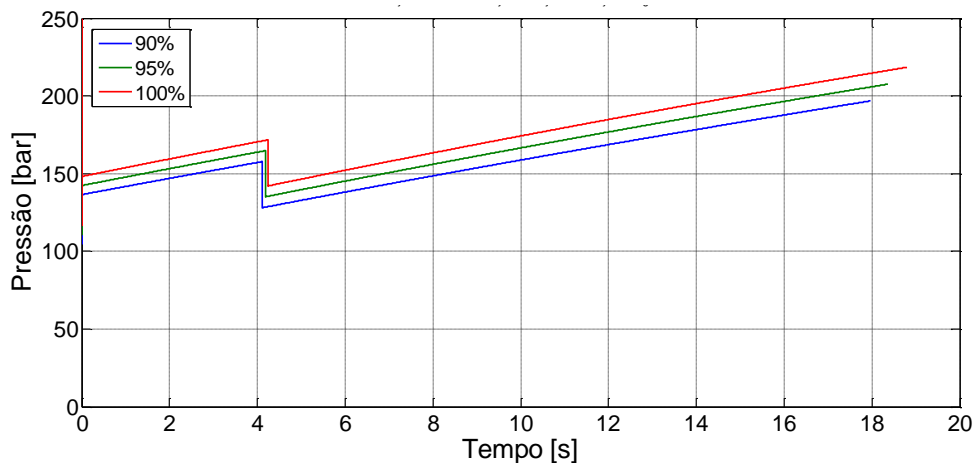


Figura 4.21 - Variação da curva de avanço em função da variação da rigidez da mola

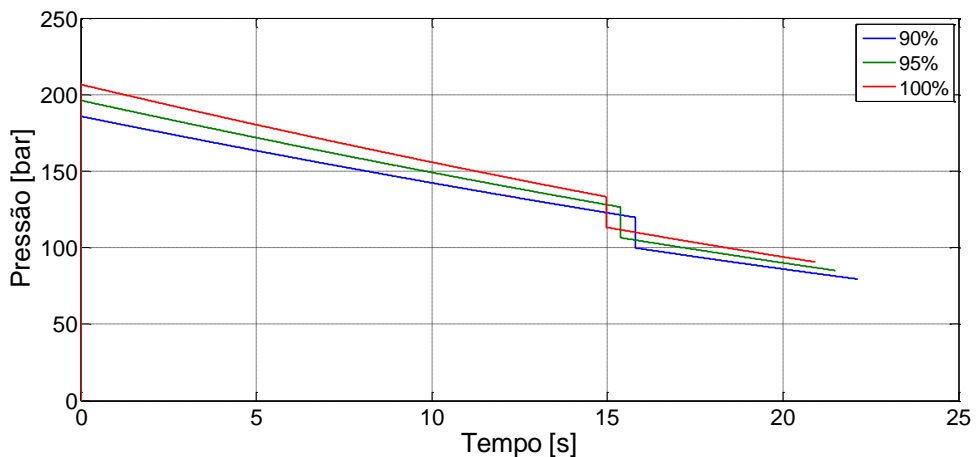


Figura 4.22 - Variação da curva de retorno em função da variação da rigidez da mola

Nas Figuras 4.23 e 4.24, os resultados apresentados são para simulações com variação de pré-carga da mola. Esta variação foi inserida através da consideração da redução da parcela de comprimento da mola que se encontra permanentemente comprimida na montagem do atuador. Foram consideradas reduções de 5 cm, 10 cm e 15 cm. Conforme esperado, uma vez que a pré-carga representa apenas um valor fixo

de força, nota-se que a alteração imposta é apenas um efeito de rebaixamento da curva de pressão para os acionamentos nos sentidos de avanço e retorno. Com relação ao tempo de acionamento, se observou que a redução da pré-carga implicou em uma redução para o sentido de avanço e um aumento para o sentido de retorno.

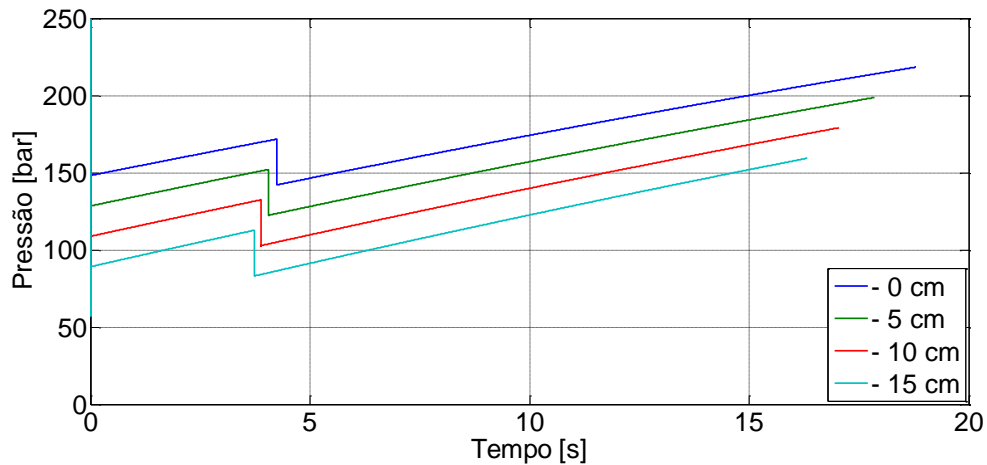


Figura 4.23 - Variação da curva de avanço em função da variação da pré-carga

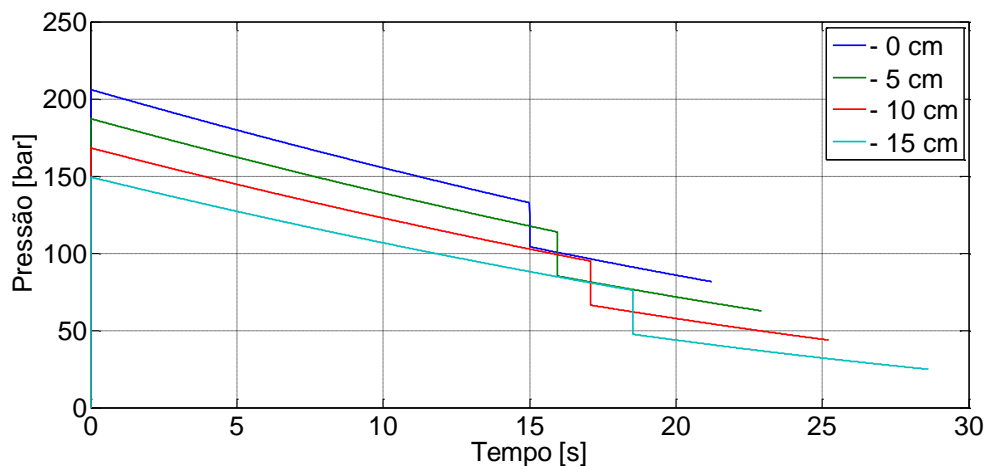


Figura 4.24 - Variação da curva de retorno em função da variação da pré-carga

Nas Figuras 4.25 e 4.26, são apresentados os resultados da simulação realizada para a variação do atrito total na válvula. O efeito da variação do atrito foi simulado para condições de 70%, 100% e 130% do atrito total, considerando aplicação de pressão pelo lado DPE, calculado para a válvula em condição inicial. Os resultados mostram que o efeito da variação do atrito é o de deslocar a curva de pressão para baixo ou para cima no gráfico, para condições de redução ou aumento do atrito, respectivamente. Também, observa-se que a variação imposta na curva de assinatura é mais perceptível para as posições específicas onde a válvula trabalha

com diferencial de pressão. Devido ao atrito sempre se opor ao movimento, se observa que o tempo de acionamento sempre será maior para uma condição de maior atrito.

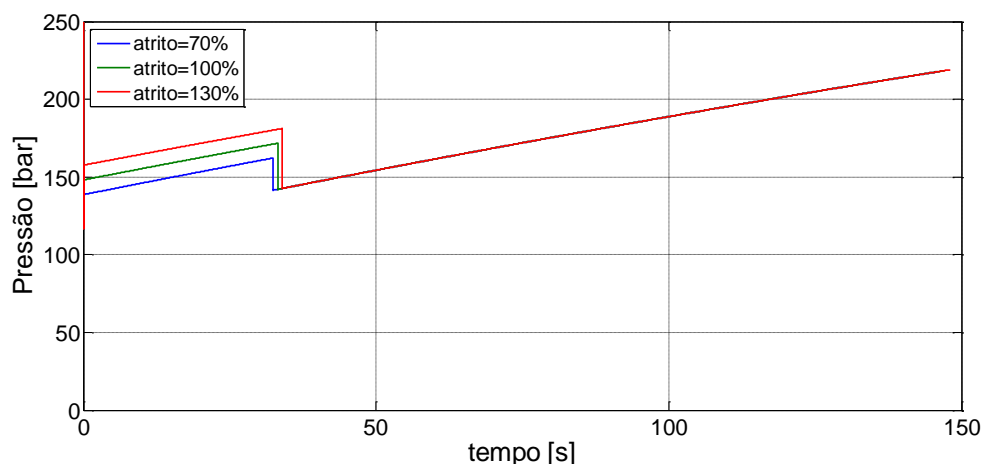


Figura 4.25 - Variação da curva de avanço em função da variação do atrito total

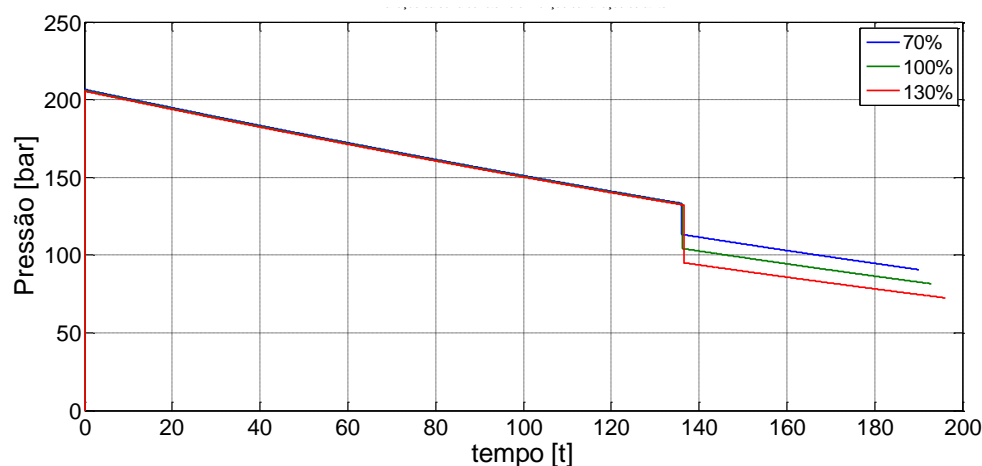


Figura 4.26 - Variação da curva de retorno em função da variação do atrito total

Para posições onde a válvula trabalha sem diferencial de pressão, a força de atrito assume valores significativamente menores se comparado às forças de atrito geradas em diferencial de pressão. Nesta situação, a força de atrito total torna-se pequena se comparada às outras forças predominantes no sistema, o que implica em uma pequena alteração no gráfico de assinatura hidráulica e torna difícil a diferenciação das curvas no gráfico das Figuras 4.25 e 4.26.

A fim de permitir a visualização direta do efeito da influência de cada uma das 3 condições hipotéticas definidas acima, é apresentado nas ilustrações a seguir um resumo das simulações realizadas nesta seção, destacando o efeito da variação dos parâmetros discutidos em cada ponto chave da curva de assinatura hidráulica. As

Figuras 4.27 e 4.28 ilustram a variação dos pontos chaves em função da rigidez da mola. Nas Figuras 4.29 e 4.30 é ilustrada a variação dos pontos chaves para variação da pré-carga da mola. Por último, as Figuras 4.31 e 4.32 ilustram a variação dos pontos chaves em função da variação do atrito total.

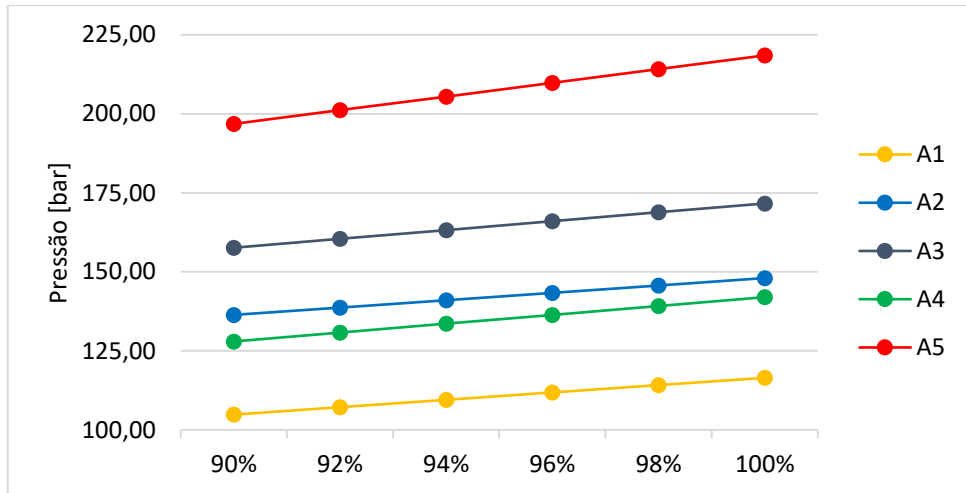


Figura 4.27 - Pontos chaves, para acionamento de avanço, em função da variação da rigidez da mola

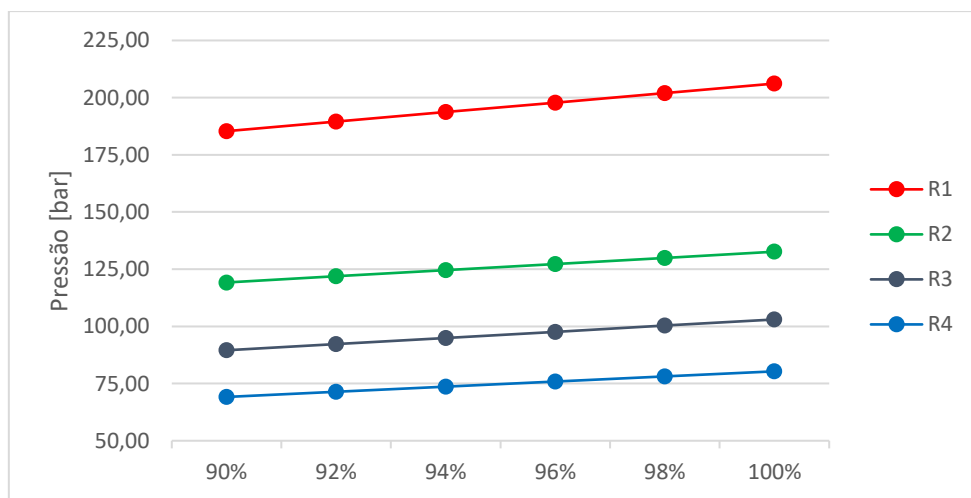


Figura 4.28 - Pontos chaves, para acionamento de retorno, em função da variação da rigidez da mola

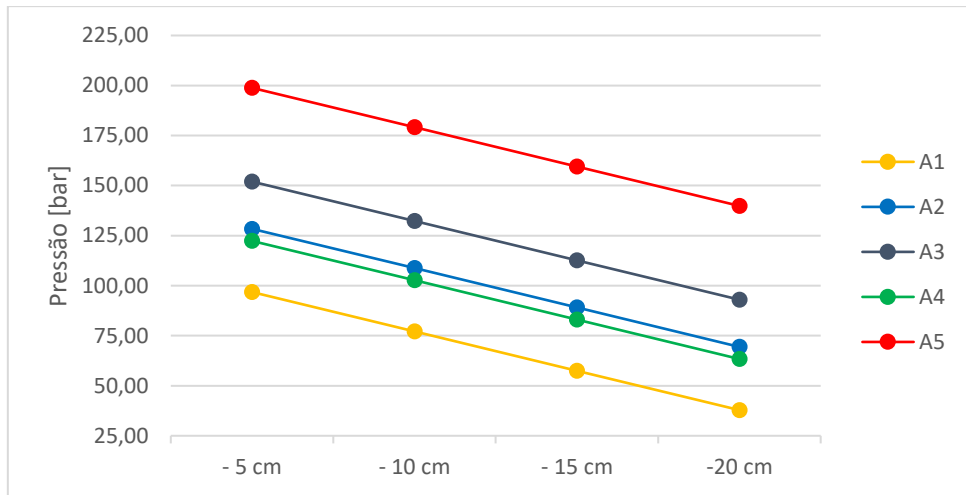


Figura 4.29 - Pontos chave, para acionamento de avanço, em função da variação do comprimento de pré-carga da mola

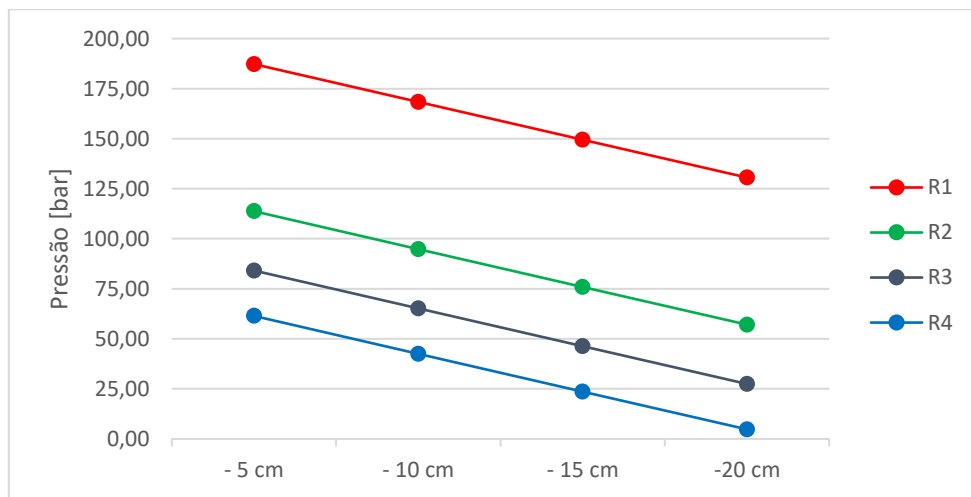


Figura 4.30 - Pontos chave, para acionamento de retorno, em função da variação do comprimento de pré-carga da mola



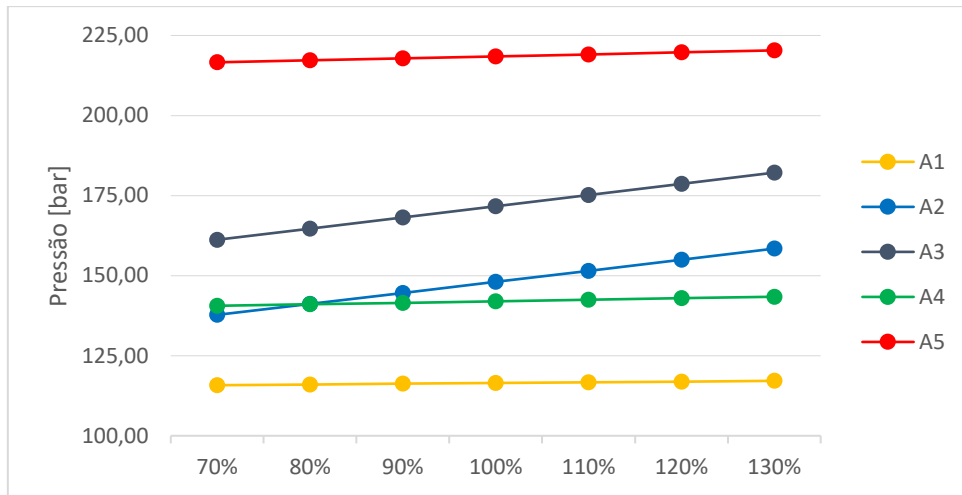


Figura 4.31 - Pontos-chaves, para acionamento de avanço, em função da variação do atrito total

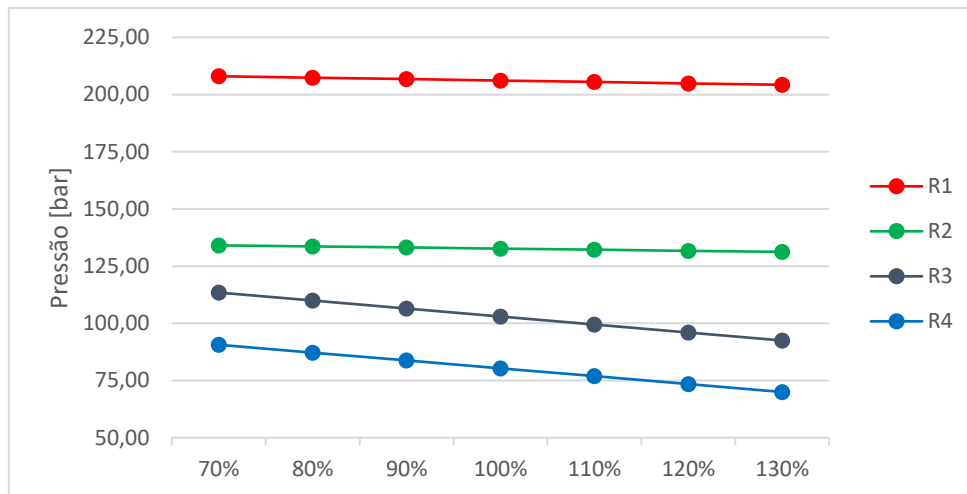


Figura 4.32 - Pontos-chaves, para acionamento de retorno, em função da variação do atrito total

#### 4.5 Análise de sensibilidade dos coeficientes de atritos e avaliação quanto à aplicabilidade de um método de monitoramento de condição

Na seção 4.4 foi analisada a sensibilidade do modelo em responder às variações gerais de parâmetros e observado como cada variação altera graficamente uma assinatura hidráulica. Nesta seção, a análise de sensibilidade é aprofundada com um maior enfoque no atrito, uma vez que este parâmetro é o maior candidato a sofrer variação ao longo da vida útil da válvula, e que poderá dar indícios quanto à condição atual da válvula [4]. Para esta avaliação, foram listados os valores dos coeficientes de atrito utilizados para a condição de validação do modelo, considerados como valores iniciais. A partir daí, foi definido um intervalo de variação para cada um dos coeficientes

de atrito listados, levando-se em conta os limites destes parâmetros obtidos em pesquisa bibliográfica [20,21,22,23] para materiais de mesma natureza.

A pesquisa bibliográfica realizada, retornou um intervalo muito grande de variação para todos os coeficientes de atrito pesquisados, situação que poderia não representar o caso em questão. Assim, foi estabelecido um limite de variação de -50% a +200% para cada um dos valores de coeficiente de atrito, respeitando-se os limites obtidos na pesquisa bibliográfica. Uma exceção foi considerada para o coeficiente de atrito envolvendo o material “compósito PTFE” para o qual, apesar do limite mínimo observado na pesquisa bibliográfica ser de 0,01, foi estabelecido como mínimo o valor de 0,008, uma vez que este valor foi o definido no ajuste descrito na seção 3.1.5, onde se considerou a lubrificação do componente com óleo. Os dados são resumidos na Tabela 4.5.

Tabela 4.5 – Resumo do intervalo de coeficientes de atritos considerados nas simulações: Limite de -50% a +200%.

| Componentes em contato                | Materiais em contato         | Coefficiente de atrito inicial | Intervalo de variação bibliografia | Intervalo de variação definido |
|---------------------------------------|------------------------------|--------------------------------|------------------------------------|--------------------------------|
| Sede SPE e esfera                     | Carbeto de tungstênio + Peek | 0,04                           | 0,01 – 0,12                        | 0,02 – 0,08                    |
| Sede DPE e esfera                     | Carbeto de tungstênio        | 0,13                           | 0,1 – 0,8                          | 0,1 – 0,26                     |
| Esfera e mancais ( <i>trunnions</i> ) | Inconel 625 + compósito PTFE | 0,008                          | 0,01 – 0,1                         | 0,008 – 0,02                   |
| Haste e mancais                       | Inconel 718 + compósito PTFE | 0,008                          | 0,01 – 0,1                         | 0,008 – 0,02                   |
| Pinhão e mancais                      | ASTM A29 + compósito PTFE    | 0,008                          | 0,01 – 0,1                         | 0,008 – 0,02                   |
| Pistão e cilindro                     | ASTM B150 + PTFE             | 0,08                           | 0,05 – 0,1                         | 0,05 – 0,1                     |
| Haste e selos                         | Inconel 718 + PTFE           | 0,08                           | 0,05 – 0,1                         | 0,05 – 0,1                     |

A utilização do intervalo de parâmetros estabelecido na Tabela 4.5 permitiu obter os resultados expressos na Tabela 4.6, que representam os limites inferiores e superiores para cada ponto chave, calculados a partir do modelo que representa o conjunto válvula e atuador. A diferença entre os limites superiores e inferiores em relação ao valor de referência também é expresso em porcentagem.

Tabela 4.6 – Valores máximos e mínimos para os pontos-chaves reais, considerando a variação dos coeficientes de atrito estabelecida na Tabela 4.5.

| Ponto Chave | Sem pressão no corpo |        |           | Lado SPE  |        |           | Lado DPE  |        |           |
|-------------|----------------------|--------|-----------|-----------|--------|-----------|-----------|--------|-----------|
|             | Min [Bar]            | Modelo | Max [Bar] | Min [Bar] | Modelo | Max [Bar] | Min [Bar] | Modelo | Max [Bar] |
| A1          | 115,6                | 116,5  | 117,0     | 115,6     | 116,5  | 117,0     | 115,6     | 116,5  | 117,0     |
|             | 0,7%                 |        | 0,5%      | 0,7%      |        | 0,5%      | 0,7%      |        | 0,5%      |
| A2          | 116,1                | 117,2  | 118,5     | 128,2     | 132,0  | 153,2     | 142,3     | 148,1  | 186,5     |
|             | 0,9%                 |        | 1,1%      | 2,9%      |        | 16,0%     | 3,9%      |        | 25,9%     |
| A3          |                      |        |           | 151,7     | 155,6  | 176,9     | 165,7     | 171,7  | 210,2     |
|             |                      |        |           | 2,6%      |        | 13,7%     | 3,5%      |        | 22,4%     |
| A4          |                      |        |           | 140,8     | 142,0  | 145,3     | 140,8     | 142,0  | 145,3     |
|             |                      |        |           | 0,9%      |        | 2,3%      | 0,9%      |        | 2,3%      |
| A5          | 215,5                | 217,1  | 219,0     | 216,7     | 218,4  | 222,1     | 216,7     | 218,4  | 222,1     |
|             | 0,8%                 |        | 0,9%      | 0,8%      |        | 1,7%      | 0,8%      |        | 1,7%      |
| R1          | 205,6                | 207,3  | 209,2     | 202,5     | 206,1  | 208,0     | 202,5     | 206,1  | 208,0     |
|             | 0,8%                 |        | 0,9%      | 1,7%      |        | 0,9%      | 1,7%      |        | 0,9%      |
| R2          |                      |        |           | 129,4     | 132,8  | 133,9     | 129,4     | 132,8  | 133,9     |
|             |                      |        |           | 2,5%      |        | 0,9%      | 2,5%      |        | 0,9%      |
| R3          |                      |        |           | 97,8      | 119,7  | 123,0     | 64,5      | 104,3  | 108,9     |
|             |                      |        |           | 18,3%     |        | 2,8%      | 38,2%     |        | 4,5%      |
| R4          | 109,9                | 111,2  | 112,3     | 75,2      | 97,0   | 100,2     | 41,9      | 81,6   | 86,1      |
|             | 1,2%                 |        | 0,9%      | 22,4%     |        | 3,3%      | 48,6%     |        | 5,6%      |

As Figuras 4.33 a 4.38 representam graficamente os limites descritos na Tabela 4.6, para simulações de assinaturas hidráulicas em condição sem pressão, com pressão pelo lado SPE e com pressão pelo lado DPE.

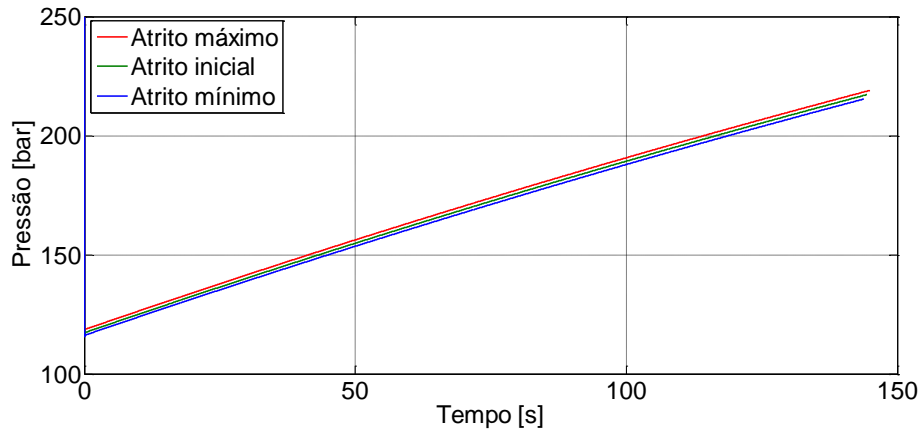


Figura 4.33 – Assinatura sem pressão no corpo no sentido de avanço: valores máximos e mínimos dos coeficientes de atrito estabelecidos na Tabela 4.5

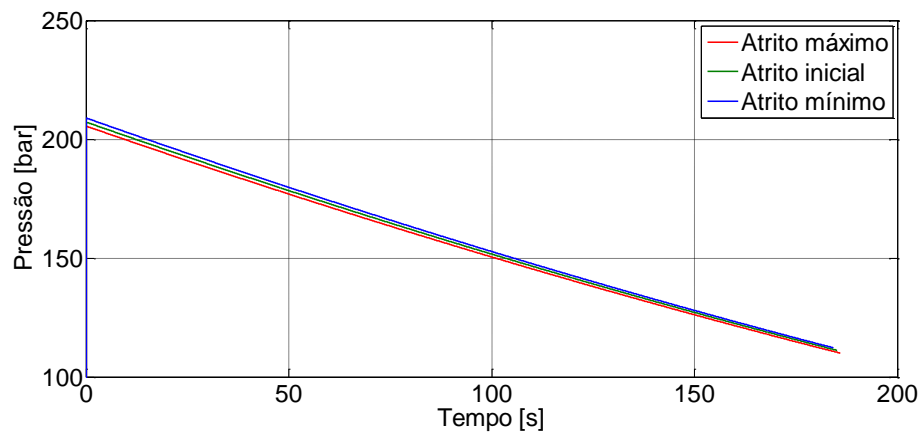


Figura 4.34 – Assinatura sem pressão no corpo no sentido de retorno: valores máximos e mínimos dos coeficientes de atrito estabelecidos na Tabela 4.5

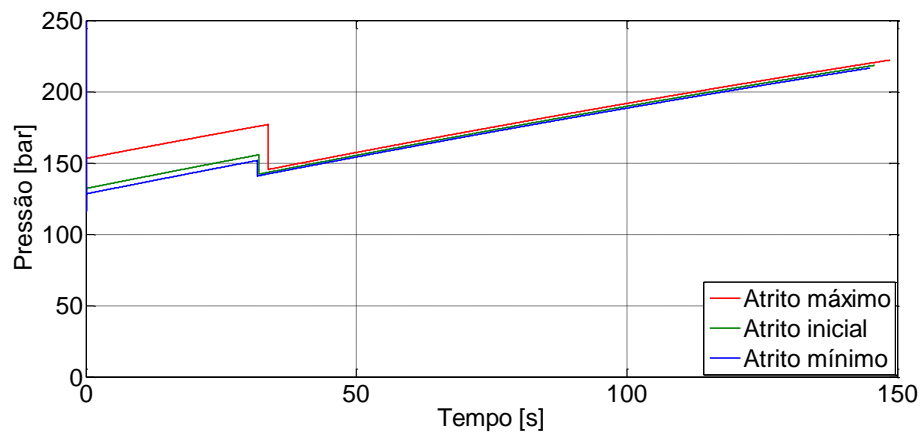


Figura 4.35 – Assinatura com pressão pelo lado SPE no sentido de avanço: valores máximos e mínimos dos coeficientes de atrito estabelecidos na Tabela 4.5

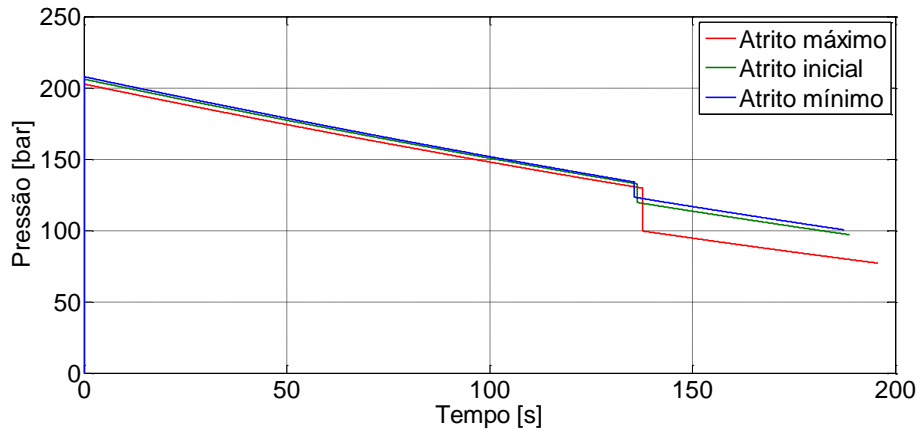


Figura 4.36 – Assinatura com pressão pelo lado SPE no sentido de retorno: valores máximos e mínimos dos coeficientes de atrito estabelecidos na Tabela 4.5

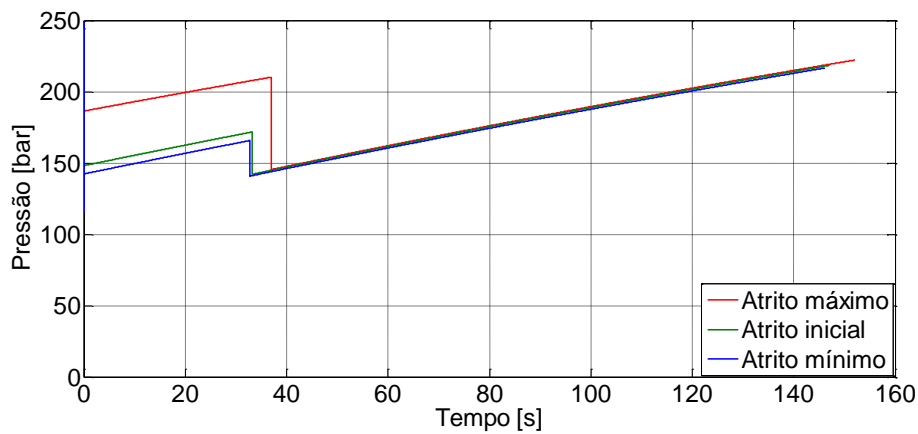


Figura 4.37 – Assinatura com pressão pelo lado DPE no sentido de avanço: valores máximos e mínimos dos coeficientes de atrito estabelecidos na Tabela 4.5

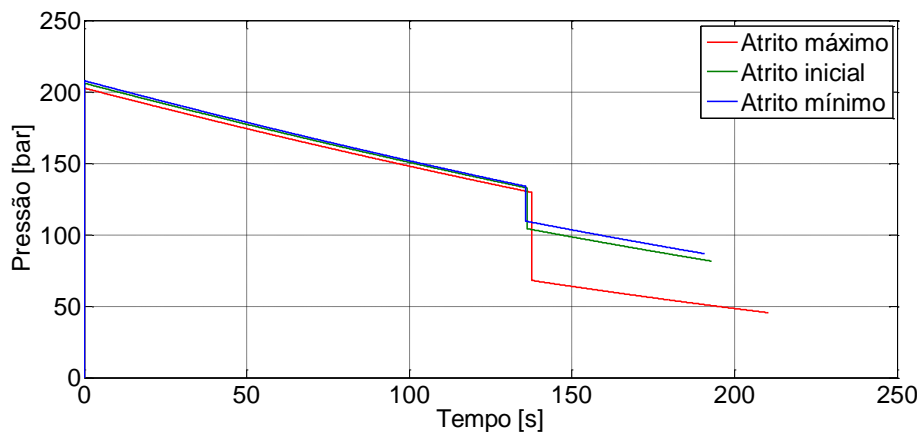


Figura 4.38 – Assinatura com pressão pelo lado DPE no sentido de retorno: valores máximos e mínimos dos coeficientes de atrito estabelecidos na Tabela 4.5

Observa-se, contudo, que os limites de variação descritos na Tabela 4.6 foram estabelecidos com base nos resultados gerados pelo modelo, o qual replica o comportamento do conjunto válvula e atuador real com um certo desvio, conforme apresentado na seção 3.3. Como forma de obter estes limites também para o conjunto válvula e atuador real, a diferença percentual, calculada com relação ao valor de referência do modelo, foi aplicado sobre os valores do conjunto real, resultando na Tabela 4.7.

Tabela 4.7 – Valores máximos e mínimos para os pontos-chaves reais, considerando a variação dos coeficientes de atrito estabelecida na Tabela 4.5.

| Ponto Chave | Sem pressão no corpo  |                       |                       | Lado SPE  |        |           | Lado DPE  |        |           |
|-------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------|--------|-----------|-----------|--------|-----------|
|             | Min [Bar]             | Ensaio                | Max [Bar]             | Min [Bar] | Ensaio | Max [Bar] | Min [Bar] | Ensaio | Max [Bar] |
| A1          | 116,3                 | 117,2                 | 117,8                 | 118,1     | 119,0  | 119,6     | 119,8     | 120,7  | 121,3     |
|             | 0,7%                  |                       | 0,5%                  | 0,7%      |        | 0,5%      | 0,7%      |        | 0,5%      |
| A2          | 118,4                 | 119,5                 | 120,9                 | 130,1     | 133,9  | 155,4     | 144,8     | 150,7  | 189,8     |
|             | 0,9%                  |                       | 1,1%                  | 2,9%      |        | 16,0%     | 3,9%      |        | 25,9%     |
| A3          | <del>          </del> | <del>          </del> | <del>          </del> | 151,5     | 155,5  | 176,7     | 163,5     | 169,4  | 207,4     |
|             | <del>          </del> |                       | <del>          </del> | 2,6%      |        | 13,7%     | 3,5%      |        | 22,4%     |
| A4          | <del>          </del> | <del>          </del> | <del>          </del> | 142,4     | 143,7  | 147,0     | 142,3     | 143,6  | 146,9     |
|             | <del>          </del> |                       | <del>          </del> | 0,9%      |        | 2,3%      | 0,9%      |        | 2,3%      |
| A5          | 218,7                 | 220,4                 | 222,3                 | 219,4     | 221,1  | 224,9     | 219,6     | 221,3  | 225,1     |
|             | 0,8%                  |                       | 0,9%                  | 0,8%      |        | 1,7%      | 0,8%      |        | 1,7%      |
| R1          | 211,0                 | 212,8                 | 214,7                 | 205,5     | 209,1  | 211,0     | 205,2     | 208,9  | 210,7     |
|             | 0,8%                  |                       | 0,9%                  | 1,7%      |        | 0,9%      | 1,7%      |        | 0,9%      |
| R2          | <del>          </del> | <del>          </del> | <del>          </del> | 127,9     | 131,3  | 132,4     | 128,1     | 131,4  | 132,6     |
|             | <del>          </del> |                       | <del>          </del> | 2,5%      |        | 0,9%      | 2,5%      |        | 0,9%      |
| R3          | <del>          </del> | <del>          </del> | <del>          </del> | 103,2     | 126,4  | 129,9     | 74,0      | 119,6  | 125,0     |
|             | <del>          </del> |                       | <del>          </del> | 18,3%     |        | 2,8%      | 38,2%     |        | 4,5%      |
| R4          | 111,7                 | 113,1                 | 114,1                 | 77,9      | 100,4  | 103,7     | 46,0      | 89,5   | 94,5      |
|             | 1,2%                  |                       | 0,9%                  | 22,4%     |        | 3,3%      | 48,6%     |        | 5,6%      |

Considerando como a condição mais crítica de acionamento aquela em que a força requerida mais se aproxima da força disponível, com base nos resultados da

Tabela 4.7, a condição mais crítica para o acionamento do conjunto válvula e atuador é a de retorno com diferencial de pressão máximo a partir do lado DPE da válvula. Nesta situação em que se considera os extremos dos coeficientes de atrito, ao concluir o fechamento, a força do atuador disponível é equivalente a 46 bar de pressão. Considerando a situação mais crítica de utilização do conjunto, na qual este opera a 2500 metros de profundidade, ainda é necessário levar em conta os efeitos devido à operação nesta condição. Estes efeitos são a possibilidade de influência do peso da coluna de fluido de controle no retorno do atuador, equação (3.9), o qual poderia ocorrer na ocasião de utilização de sistema de controle HD, e o aumento da força requerida ao acionamento em condições de diferencial de pressão, situação discutida na seção 3.1.6, conforme verificado nos resultados de testes executados em câmara hiperbárica.

Considerando, então, os efeitos do ambiente hiperbárico para a verificação da situação mais crítica ao acionamento, a qual foi identificada como sendo a de retorno com diferencial de pressão máximo a partir do lado DPE da válvula, primeiramente foi refeita a simulação para a estimativa do ponto R4 considerando a situação de máximo atrito. A partir deste valor, foram consideradas as forças devido ao ambiente hiperbárico. Os resultados obtidos são resumidos na Tabela 4.8.

Tabela 4.8 – Estimativa do ponto-chave R4, simulado, em condição hiperbárica: comparação entre condições de atrito inicial e máximo, definidos na Tabela 4.5.

|   |             |
|---|-------------|
| Pressão de retorno para condição de atrito inicial<br>(R4 calculado com o modelo para LDA máxima) | 79,9<br>bar |
| Pressão de retorno para condição de máximo atrito<br>(R4 calculado com o modelo para LDA máxima)  | 40,8<br>bar |
| Diferença percentual para condições de atrito inicial e máximo                                    | 48,9%       |

Os resultados da Tabela 4.8 mostram uma pequena redução da pressão de retorno calculada com o modelo quando comparada com o valor calculado para operação em condição atmosférica, apresentado na Tabela 4.6, onde apresentou um valor de 81,6 bar. Também, foi recalculado o percentual de diferença entre o valor da pressão de retorno em condições de atrito inicial e máximo. Aplicando, agora, o valor da diferença percentual entre estas condições de atrito ao valor da pressão de retorno obtido em testes, foi obtido o valor da pressão de retorno estimado para a condição de máximo atrito. A este valor, foram ainda descontados valores referentes ao peso da coluna de fluido de controle, definida na seção 3.1.1.2, e a influência verificada para acionamentos em condição hiperbárica, obtendo-se assim o valor final para a pressão de retorno

estimada para condição de máxima LDA e de máximo atrito. Os resultados são resumidos na Tabela 4.9.

Tabela 4.9 – Estimativa do ponto-chave R4, real, em condição hiperbárica: comparação entre condições de atrito inicial e máximo, definidos na Tabela 4.5.

|   |          |
|---|----------|
| Pressão de retorno para condição de atrito inicial<br>(R4 obtido nos ensaios iniciais)  | 89,5 bar |
| Percentual considerado para estimativa de condição de máximo atrito   | 48,9%    |
| Pressão de retorno estimada para condição de máximo atrito  | 45,7 bar |
| Influência da força de acionamento em ambiente hiperbárico (valor máximo da influência observada na seção 3.1.6, Tabela 3.26) | 12,2 bar |
| Influência do peso da coluna de fluido de controle (equação (3.9))  | 13,0 bar |
| Pressão de retorno final estimada para LDA máxima em condição de máximo atrito  | 20,5 bar |

Os resultados da Tabela 4.9 mostram que, ao final do retorno, para a condição de atrito máximo, o atuador conta com uma força disponível equivalente à pressão de 20,5 bar. Isto demonstra a capacidade do atuador em operar a válvula na condição mais crítica de atrito considerada na Tabela 4.5. Esta robustez de projeto, contudo, implica também em maiores dimensões e peso para o conjunto, uma vez que está associada à mola e pistão maiores. Este tipo de solução se torna possível em equipamentos de grande porte, com capacidade de acomodar um conjunto válvula e atuador de grande dimensão em sua estrutura, como neste caso em que o conjunto é utilizado em um *manifold*. Contudo, existem equipamentos onde tal solução não é viável. Equipamentos como ANM's, por exemplo, muitas vezes necessitam acomodar uma maior quantidade de válvulas em um espaço significativamente menor do que um *manifold*. Neste caso, o atuador é especialmente dimensionado para atender a um envelope limitado de tamanho e peso, tornando inviável um superdimensionamento para a força do atuador.

Ainda quanto a verificação quanto a capacidade de operação do conjunto válvula e atuador frente à um aumento nos atritos, foi simulada uma situação com um aumento dos coeficientes de atrito a 250% dos valores em condição inicial, respeitando-se os limites obtidos na pesquisa bibliográfica. O resumo dos valores utilizados para cada um dos coeficientes é apresentado na Tabela 4.10.



Tabela 4.10 – Resumo do intervalo de coeficientes de atritos considerados nas simulações: Limite máximo de +250%.

| Componentes em contato       | Materiais em contato         | Coeficiente de atrito inicial | Intervalo de variação bibliografia | Coeficiente de atrito definido |
|------------------------------|------------------------------|-------------------------------|------------------------------------|--------------------------------|
| Sede SPE e esfera            | Carbeto de tungstênio + Peek | 0,04                          | 0,01 – 0,12                        | 0,10                           |
| Sede DPE e esfera            | Carbeto de tungstênio        | 0,13                          | 0,1 – 0,8                          | 0,33                           |
| Esfera e mancais (trunnions) | Inconel 625 + compósito PTFE | 0,008                         | 0,01 – 0,1                         | 0,025                          |
| Haste e mancais              | Inconel 718 + compósito PTFE | 0,008                         | 0,01 – 0,1                         | 0,025                          |
| Pinhão e mancais             | ASTM A29 + compósito PTFE    | 0,008                         | 0,01 – 0,1                         | 0,025                          |
| Pistão e cilindro            | ASTM B150 + PTFE             | 0,08                          | 0,05 – 0,1                         | 0,1                            |
| Haste e selos                | Inconel 718 + PTFE           | 0,08                          | 0,05 – 0,1                         | 0,1                            |

O valor da pressão de retorno, R4, foi então recalculado para a situação da Tabela 4.10. Assim como no caso anterior, foi obtido o percentual de redução do ponto-chave R4 com relação à condição de atrito inicial. Também foram considerados os efeitos resultantes do ambiente hiperbárico. Os resultados são resumidos na Tabela 4.11.

Tabela 4.11 – Estimativa do ponto-chave R4, simulado, em condição hiperbárica: comparação entre condições de atrito inicial e máximo, definidos na Tabela 4.10.

|  |          |
|--|----------|
| Pressão de retorno para condição de atrito inicial (R4 calculado com o modelo para LDA máxima) | 79,9 bar |
| Pressão de retorno para condição de máximo atrito (R4 calculado com o modelo para LDA máxima)  | 23,1 bar |
| Diferença percentual entre condições de atrito inicial e máximo                                | 71,1%    |

Também, como no caso anterior, foi utilizado o percentual de redução da pressão final de retorno, R4, calculada para o modelo para obter a estimativa do R4 para o conjunto válvula e atuador real. Os resultados são resumidos na Tabela 4.12.

Tabela 4.12 – Estimativa do ponto-chave R4, real, em condição hiperbárica: comparação entre condições de atrito inicial e máximo, definidos na Tabela 4.10.

|  |          |
|--|----------|
| Pressão de retorno para condição de atrito inicial<br>(R4 obtido nos ensaios iniciais) | 89,5 bar |
| Percentual considerado para estimativa de condição de máximo atrito                    | 71,1%    |
| Pressão de retorno estimada para condição de máximo atrito                             | 25,9 bar |
| Influência da força de acionamento em ambiente hiperbárico<br>(seção 3.1.6)            | 12,2 bar |
| Influência do peso da coluna de fluido de controle (equação (3.9))                     | 13,0 bar |
| Pressão de retorno final estimada para LDA máxima em condição de máximo atrito         | 0,7 bar  |

Os resultados apresentados na Tabela 4.12 mostram que, para os valores de coeficiente de atrito considerados na Tabela 4.10, a pressão de retorno estimada chega a apenas 0,7 bar, demonstrando que para esta condição o atuador estará se aproximando de uma condição onde não será capaz de concluir o fechamento da válvula, resultando em falha no acionamento.

#### 4.6 Influência de perdas de carga no circuito de controle

A depender do posicionamento de um transdutor de pressão em um sistema de controle, poderá estar embutido, na medição realizada, uma parcela associada a perdas de carga devido ao escoamento do fluido de controle no circuito hidráulico. No caso da medição de pressão, a qual seja realizada distante do ponto ao qual se deseja conhecer a pressão, variáveis como a cota de medição ou a perda de carga resultante de escoamento no circuito de medição deverão ser considerados a fim de se evitar erros de medição. Conforme abordado na seção 2.2, os principais tipos de sistema de controle utilizados em instalações, na indústria do petróleo, são o HD e o EHMUX. Nesta seção, serão abordadas particularidades de cada sistema e avaliado como cada um deles poderá inserir um desvio em relação ao valor real.

No sistema de controle do tipo HD, a distorção da leitura por perda de carga ocorre devido ao comprimento do umbilical, o qual pode chegar a 12000 metros em instalações reais. A fim de verificar a perda de carga imposta por um umbilical longo,

são apresentados na Tabela 4.14 resultados de um teste de qualificação executados com um umbilical do fabricante “Ua”. O teste em questão, tem o objetivo de verificar a restrição ao escoamento de fluido através de uma mangueira termoplástica, e consiste basicamente em conectar uma extremidade da mangueira a uma fonte, para diferentes níveis de pressão, e medir a vazão resultante na outra extremidade com a utilização de um rotâmetro. As características das amostras utilizadas nos ensaios são apresentadas na Tabela 4.13.

Tabela 4.13 – Configurações do teste de fluxo

| Diâmetro [mm] | Comprimento [m] | Fluido de teste | Viscosidade cinemática (25°C) | Massa específica [kg/m³] |
|---------------|-----------------|-----------------|-------------------------------|--------------------------|
| 12,7          | 5099            | HW443           | 4,2 cSt                       | 1070                     |

Tabela 4.14 – Resultado do teste de fluxo

| Pressão [bar] | Vazão [m³/s] | Velocidade [m/s] |
|---------------|--------------|------------------|
| 69            | 0,3          | 0,66             |
| 138           | 0,54         | 1,18             |
| 207           | 0,72         | 1,58             |
| 276           | 0,84         | 1,84             |
| 345           | 0,96         | 2,11             |

Na Tabela 4.14, os valores de velocidade foram calculados com base na área de seção transversal da mangueira. Uma vez que a extremidade onde é feita a medição de vazão está comunicada com a atmosfera, e considerando que todo o diferencial de pressão através do comprimento da mangueira é devido à perda de carga, os valores de pressão na Tabela 4.14 podem ser entendidos como a perda de carga associada a cada valor de velocidade da terceira coluna. Esta consideração pode ser verificada através do cálculo da perda de carga distribuída, equação (4.2), [24], a qual prevê uma estimativa para a perda de carga distribuída a partir do conhecimento do fator de atrito,  $f$ , massa específica do fluido,  $\rho$ , comprimento,  $L$ , e diâmetro,  $D$ .

$$H_{lm} = f \frac{L \rho v^2}{D} \quad (4.2)$$

Para estimativa do fator de atrito, primeiramente deverá ser verificado a natureza do escoamento através do cálculo do número de Reynolds, conforme a equação (4.3),

[24], que é calculado em função da velocidade,  $v$ , diâmetro,  $D$ , e viscosidade cinemática do fluido,  $\nu$ . Para a viscosidade cinemática, será utilizado o valor referente ao fluido de controle MacDermid Oceanic HW443 [28].

$$Re = \frac{vD}{\nu} \quad (4.3)$$

Para escoamentos em tubos, um escoamento é considerado laminar para  $Re < 2300$ , e turbulento para  $Re > 2300$ , [24]. Também, o cálculo do fator de atrito para escoamentos laminares pode ser realizado com base no número de Reynolds, conforme a equação (4.4) [24]. Para escoamentos turbulentos, a obtenção de do fator de atrito,  $f$  pode ser realizada de acordo com diversas metodologias. Partindo da consideração de escoamento em tubos lisos, e para  $Re < 100000$ , a correlação de Blasius pode ser aplicada, conforme a equação (4.5) [24].

$$f = \frac{64}{Re} \quad (4.4)$$

$$f = \frac{0,316}{Re^{0,25}} \quad (4.5)$$

Obtidos todos os parâmetros para a aplicação da equação (4.2), uma estimativa para a perda de carga foi realizada para os resultados experimentais apresentados na Tabela 4.14. Os valores calculados para a perda de carga são apresentados na Tabela 4.15, a fim de verificar a diferença entre os valores calculados com os valores obtidos em teste. Em geral, nota-se que as estimativas tiveram um melhor resultado para valores de Reynolds mais altos. O pior resultado foi obtido para o menor valor do número de Reynolds calculado, ainda na faixa associada a um escoamento laminar.

Tabela 4.15 – Verificação da perda de carga através da mangueira do umbilical

| Pressão [bar] | Reynolds | Fator de atrito | Perda de carga [bar] | Diferença [%] |
|---------------|----------|-----------------|----------------------|---------------|
| 69            | 1989     | 0,038           | 30                   | 56,6%         |
| 138           | 3581     | 0,043           | 123                  | 10,7%         |
| 207           | 4774     | 0,040           | 204                  | 1,5%          |
| 276           | 5570     | 0,038           | 267                  | 3,2%          |
| 345           | 6365     | 0,037           | 337                  | 2,2%          |

A partir da metodologia demonstrada acima para a estimativa da perda de carga, foi desenvolvida, a seguir, uma avaliação da ordem de grandeza da perda de carga imposta por um umbilical durante o acionamento de uma válvula via sistema HD. Para a avaliação, serão utilizadas informações da seção 2.4.1, a fim de selecionar diâmetro e expansão volumétricas da ordem dos valores encontrados em umbilicais reais. O valor da expansão volumétrica foi selecionado com base na Figura 2.54, considerado para uma pressão de atuação de 220 bar, que correspondente à pressão necessária ao acionamento da válvula modelada neste trabalho. Para o diâmetro, foi selecionado o valor de ½ polegada (12,7 milímetros), tipicamente empregado em instalações submarinas. O comprimento do umbilical selecionado para este exercício foi de 3000 metros. Também será considerado que o acionamento, nestas condições, ocorrerá para o tempo de 2 minutos, o qual reflete a ordem verificada em cenários de instalações reais que utilizam o sistema HD. Os parâmetros para o umbilical são resumidos na Tabela 4.16.

Tabela 4.16 – Parâmetros utilizados para verificação da perda de carga em um sistema de controle do tipo HD

| Diâmetro<br>[m]         | Comprimento<br>[m] | Varição<br>de pressão<br>[bar] | Expansão<br>volumétrica<br>[%] | Volume<br>inicial<br>[m <sup>3</sup> ] | Volume<br>expandido<br>[m <sup>3</sup> ] |
|-------------------------|--------------------|--------------------------------|--------------------------------|--|--|
| 12,7 x 10 <sup>-3</sup> | 3000               | 220                            | 7                              | 0,38                                   | 0,027                                    |

Para o cálculo da perda de carga, primeiramente será necessário estimar a velocidade do fluido de controle ao longo do umbilical durante o acionamento. Para isto, será considerado que para o tempo de acionamento, o volume de fluido a ser escoado através do umbilical será igual à soma do volume necessário para a expansão do umbilical com o volume necessário para o deslocamento do pistão do atuador, calculado com os dados da Tabela 3.2. A Tabela 4.17 resume as informações consideradas para o cálculo do número de Reynolds, tendo sido obtido para este um valor de 5063.

Tabela 4.17 - Cálculo do Número de Reynolds

| Volume<br>expandido<br>[m <sup>3</sup> ] | Volume<br>atuador<br>[m <sup>3</sup> ] | Tempo<br>[s] | Velocidade<br>média<br>[m/s] | Reynolds<br>[adimensional] | Tipo de<br>escoamento |
|--|--|--------------|------------------------------|----------------------------|-----------------------|
| 0,027                                    | 0,0037                                 | 120          | 1,99                         | 5063                       | turbulento            |

Tabela 4.18 – Cálculo da perda de carga distribuída ao longo do umbilical de controle submarino

| Fator de atrito ( $f$ ) | Perda de carga [bar] |
|-------------------------|----------------------|
| 0,037                   | 188,1                |

De acordo com a Tabela 4.18, a perda de carga ao longo do umbilical pode chegar a valores muito altos, neste caso, 188,1 bar. Assim, o valor de pressão lido da extremidade do umbilical oposta ao atuador estaria com um erro embutido em torno deste valor. O cálculo ilustrado acima trata-se apenas de uma verificação da ordem de grandeza que a perda de carga pode atingir, não podendo, por exemplo, ser utilizado com a premissa de correção dos valores de pressão que chega até o atuador. Isto se deve ao fato de que esta aproximação foi realizada utilizando-se de valores médios e aproximados para a velocidade. Contudo, em uma instalação real, esta velocidade de escoamento irá variar em conjunto com a pressão de suprimento, a qual irá depender das características da fonte de pressão e do desenvolvimento da expansão volumétrica, a qual por sua vez altera a todo instante os parâmetros de perda de carga. Ademais, uma vez que se considera longos comprimentos de umbilical, efeitos de atraso na comunicação de pressão também devem ser considerados nesta análise. Esta análise é por si só bastante complexa, e não será abordada neste trabalho.

Uma aproximação para a perda de carga prevista em função do comprimento do umbilical pode ser realizada a partir do uso da equação (4.2) e utilização da metodologia aplicada acima. A Figura 4.39 expressa a variação aproximada para a perda de carga, em unidades de pressão, em função do comprimento do umbilical, calculada para velocidades médias relacionadas a diferentes tempos de acionamentos.

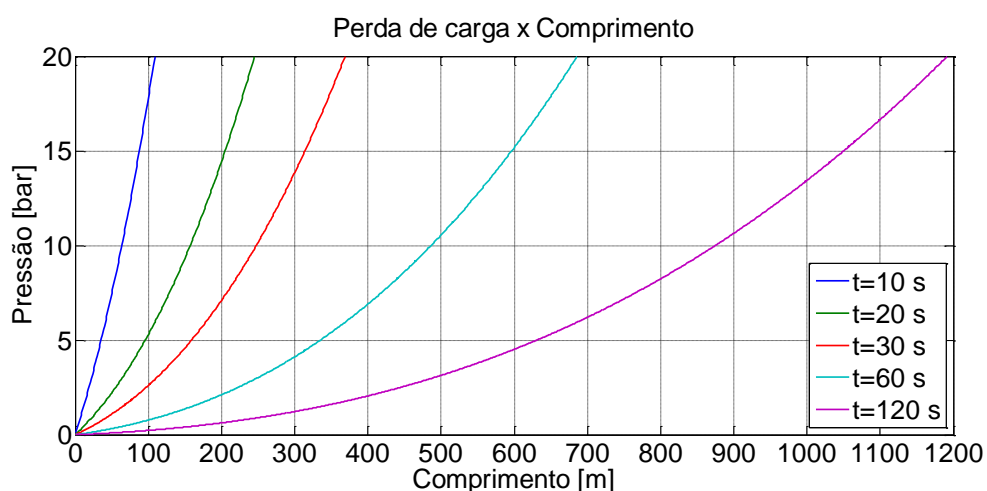


Figura 4.39 – Perda de carga em função do comprimento do umbilical e tempo de acionamento

Na Figura 4.39, um limite de 20 bar foi estabelecido à perda de carga no eixo das ordenadas. Tal consideração levou em conta que este seria o valor máximo do erro admitido para a leitura da pressão de atuação, para o caso específico deste conjunto válvula e atuador. Tal valor foi adotado com base no resultado da seção 4.5, Tabela 4.9, a qual mostrou que uma pressão de retorno de 20,5 bar seria o obtido considerando um aumento de 100% de todos os atritos no conjunto válvula e atuador.

Uma avaliação similar pode ser feita para o sistema de controle do tipo EHMUX, detalhado na seção 2.2. Na seção 4.2, onde foi avaliada a influência da velocidade de acionamento em uma assinatura hidráulica, foi observado que os tempos verificados para o acionamento da válvula modelada neste trabalho em uma instalação real, são da ordem de 12 s para avanço e 18 s para retorno. Conforme discutido na seção 2.2, no sistema EHMUX, o acionamento de válvulas é controlado pelo SCM, o qual insere uma restrição ao fluxo através de um restritor, para o sentido de avanço, e de uma *check valve* para o sentido de retorno.

A demonstração do efeito que a restrição causa na leitura de pressão pelo transdutor, pode ser feita a partir do diagrama ilustrado na Figura 4.40, na qual o caminho destacado em azul representa o caminho de passagem do fluido. Neste caso, o transdutor estará medindo o valor da pressão no atuador descontado da perda de carga imposta pelo bloco composto por *check-valve* 1 e restritor, de coeficiente de perda carga  $k_{bloco}$ , condição representada pela equação (4.6). A pressão medida pelo transdutor também pode ser entendida como a diferença de pressão entre sua posição e o ambiente externo. Assim, pode se dizer que a pressão lida pelo transdutor corresponde à perda de carga do fluido de controle através da *check-valve* 2, a qual faz a proteção do circuito de controle contra a entrada de água do mar, e que possui coeficiente de perda de carga  $k_{saída\_mar}$ . Esta condição é representada pela equação (4.7).

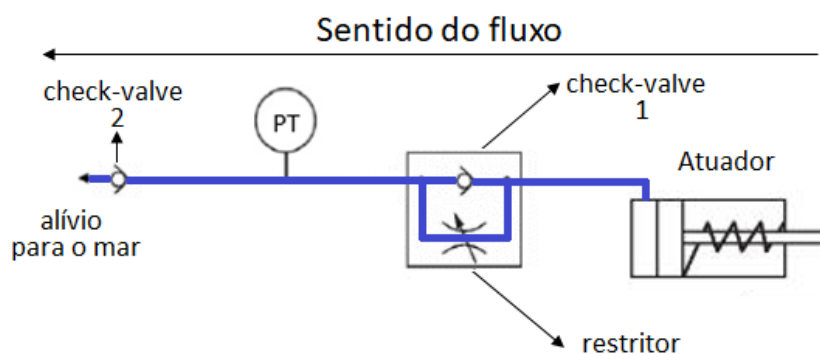


Figura 4.40 - Circuito de atuação de válvulas: sentido de retorno

$$P_{transdutor} = P_{atuador} - k_{bloco}v_{fluido}^2 \quad (4.6)$$

$$P_{transdutor} = k_{saida\_mar}v_{fluido}^2 \quad (4.7)$$

O valor total da restrição imposta pelo circuito de retorno foi estimado através de uma verificação no modelo, testando-se valores de restrição que correspondem ao tempo de retorno medido no equipamento real. Desta forma, foi obtido para um tempo de retorno de 18 s, um coeficiente de perda de carga de  $k_{total} = 7,5 \times 10^{10}$ . A título de ilustração, será considerado que a menor parte da perda de carga está ocorrendo no bloco composto por *check-valve* 1 e restritor, uma vez que estes elementos restritores trabalham em paralelo, e para o qual será atribuído um valor de  $k_{bloco} = 2,5 \times 10^{10}$ . Para a *check-valve* 2, será atribuído um valor de  $k_{saida\_mar} = 5 \times 10^{10}$ . O resultado obtido para a pressão do atuador utilizando o valor de  $k_{total} = 7,5 \times 10^{10}$  no modelo, é representado pela linha azul no gráfico apresentado na Figura 4.41. Na mesma figura, a linha verde representa o valor de pressão medido pelo transdutor, calculado a partir da equação (4.6). Os valores de restrição utilizados na simulação resultaram em uma diferença máxima de 69 bar, ao início da assinatura, e mínima de 27 bar, ao final da assinatura. Valores reais de restrições impostas por *check-valves* e restritores podem implicar em divergências maiores ou menores que as observadas no gráfico.

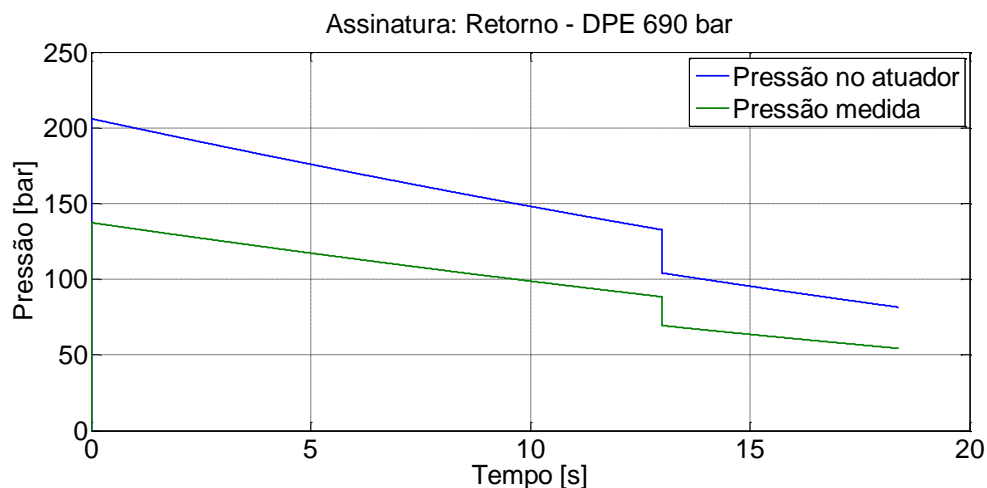


Figura 4.41 – Representação do erro de medição da pressão de atuação imposto pela *check-valve* para acionamento no sentido de retorno

Para o circuito de avanço, vale o mesmo princípio. Conforme a Figura 4.42, uma vez que o transdutor está instalado antes da restrição, o valor de pressão lido pelo transdutor, será o próprio valor da pressão fornecida pela fonte, que neste caso será a



combinação do acumulador de pressão, instalado no SCM, com o umbilical submarino, o qual também se comporta como um acumulador, uma vez que o fluido de controle estará acumulado a alta pressão no interior das mangueiras termoplásticas. Assim, o comportamento da pressão fornecida ao circuito de avanço será função do comportamento desta fonte de pressão interagindo com o circuito de atuação da válvula. Em comparação à pressão de atuação, que é a pressão que chega ao atuador, o valor medido pelo transdutor estará acrescido de um valor referente à perda de carga na restrição.

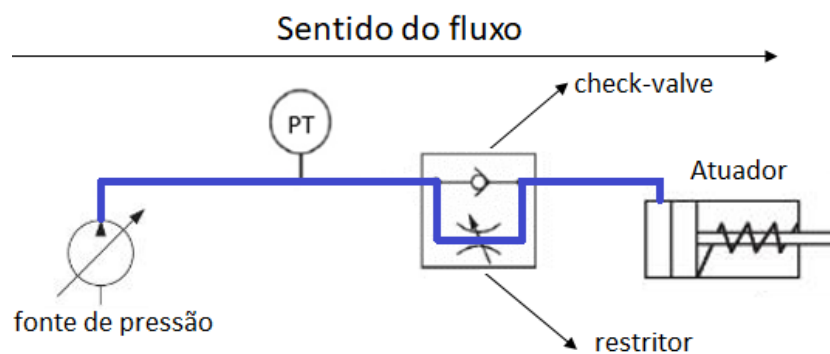


Figura 4.42 – Circuito de atuação de válvulas: sentido de avanço

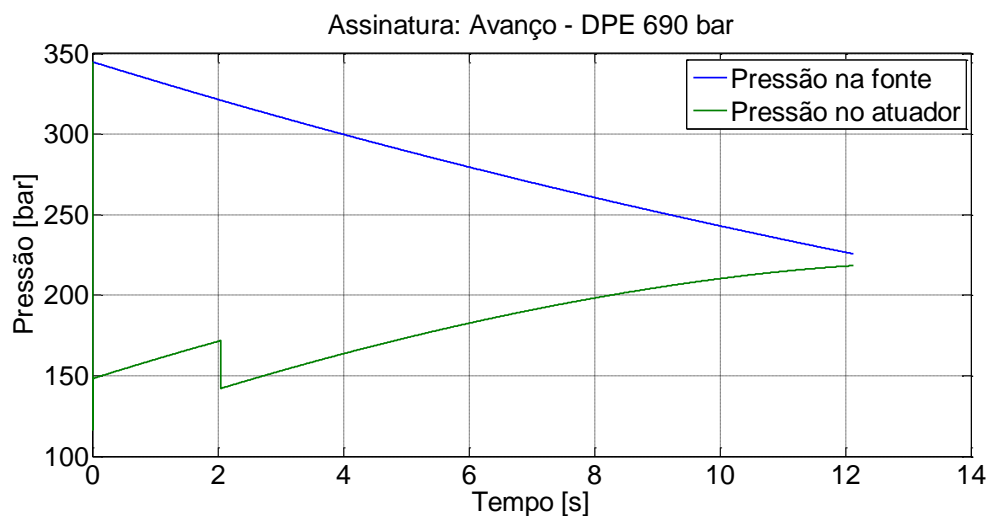


Figura 4.43 – Representação do erro de medição imposto pela *check-valve* para acionamento no sentido de avanço

Na Figura 4.43, é ilustrado o comportamento da pressão no atuador frente a uma pressão com decaimento exponencial, que neste caso simula o comportamento da queda de pressão que ocorre com o acumulador do SCM conectado ao umbilical. Conforme a configuração ilustrada na Figura 4.42, a pressão lida pelo transdutor neste

caso seria a pressão da fonte, a qual não demonstra correlação com a pressão que realmente predomina do atuador.

A avaliação realizada demonstra que, um sistema de controle que tenha um arranjo conforme o apresentado neste trabalho, poderá inserir às leituras de pressão um erro considerável devido ao posicionamento do transdutor. Uma correção da leitura pode ser proposta considerando a equação (4.6), contudo a validade desta solução iria depender de verificações experimentais, a fim de avaliar o erro gerado pela aproximação. Ademais, esta solução requer medição de velocidade para que seja implementada, o que insere maior dificuldade de implementação, bem como mais erros de medição. Desta forma, uma vez que se proponha medir a pressão no acionamento de uma válvula, a forma mais confiável de implementar o sistema de medição é posicionando o transdutor de pressão em um circuito que não imponha perda de carga até o atuador, ou que estes valores de perda de carga sejam pequenos o suficiente a ponto de serem desconsiderados.

# 5. CONCLUSÕES

## 5.1 Conclusões finais

O trabalho de modelagem realizado demonstrou ser promissor no sentido de prever alterações de comportamento impostas por variações de parâmetros, sendo estas do próprio conjunto válvula e atuador ou da configuração do sistema de controle utilizado na instalação.

A capacidade do modelo em reproduzir os resultados foi considerada como válida uma vez que, a partir da calibração do modelo para uma condição específica de combinação de forças (assinatura hidráulica sem pressão no corpo da válvula) se observou a reprodução da coerência dos resultados em outras duas condições (assinatura hidráulica pelo lado SPE e lado DPE), para as quais diferentes valores de força estavam envolvidos.

A variação de parâmetros construtivos do conjunto válvula e atuador, dentro de um limite definido, permitiu prever o comportamento de uma assinatura hidráulica em função de cada tipo de variação de parâmetros. Também, com base em uma análise de sensibilidade, foi possível definir o limite de aplicação da válvula com base na variação dos coeficientes de atritos.

A análise de sensibilidade permitiu verificar que a resposta obtida através de uma assinatura hidráulica representa o balanço geral de forças do conjunto válvula e atuador. Para casos, como o do conjunto válvula e atuador modelado neste trabalho, onde a força da mola é muito superior às forças de atrito quando se compara valores com a válvula em condição de “nova”, variações pouco expressivas nos coeficientes de atrito são dificilmente identificadas num gráfico de assinatura apenas por análise visual, especialmente em condições tal como a operação da válvula sem pressão no corpo.

A verificação da coerência das respostas do modelo foi realizada primeiramente desconsiderando forças dependentes do tempo, tal como a inércia e força de restrição. Estes resultados demonstraram uma boa capacidade do modelo em reproduzir os resultados dos testes de qualificação. Após, a implementação do modelo dinâmico permitiu estender a abrangência das verificações para cenários tais como de alta velocidade de acionamento e interações com o sistema de controle.

A modelagem dinâmica revelou que, para este modelo específico de conjunto válvula e atuador, a ordem de grandeza das velocidades de acionamento obtidas em campo não são suficientes para resultar em forças de inércia suficientes a gerar influência em uma curva de atuação característica. Contudo, demonstrou capacidade

de verificar fenômenos dinâmicos associados ao acionamento, os quais poderiam ser considerados em outros tipos de válvulas ou aplicações específicas que envolvam alta velocidade de acionamento.

Também, foi observado com a utilização do modelo dinâmico, que a variação da rigidez da mola ou das forças de atritos pouco influencia nos tempos de acionamento do conjunto válvula e atuador, tendo a restrição por perda de carga papel dominante nesta questão.

O modelo dinâmico também permitiu realizar avaliações quanto à interação do conjunto válvula e atuador com o sistema de controle. Desta forma, foi possível avaliar efeitos decorrentes da utilização de um umbilical submarino com mangueiras termoplásticas, no que diz respeito ao desenvolvimento de efeitos de viscoelasticidade e de perda de carga.

A associação de uma função de transferência, a qual modela o comportamento imposto pelo efeito viscoelástico de uma mangueira termoplástica, ao modelo criado para o conjunto válvula e atuador, permitiu verificar que este efeito não insere influência direta na leitura de pressão. De forma que o efeito verificado se manifesta apenas na forma de um atraso ao sinal de pressão inserido.

Através da análise da perda de carga, é possível definir um limite de aplicação de um método de monitoramento de condição, a partir da consideração um erro máximo admissível para a medição. Tal erro pode ser inserido por perda de carga imposta devido a utilização de um umbilical longo ou pela configuração do circuito de controle. Uma análise mais assertiva quanto a determinação da perda de carga, a qual poderia ser utilizada para corrigir valores reais de campo, não foi realizada, uma vez que tal atividade necessita de desenvolvimento e verificações específicas.

Através da análise de perda de carga, foi possível verificar que o devido posicionamento dos transdutores no sistema de controle tem fundamental importância no monitoramento de pressão. Tal verificação se torna bastante válida no sentido de se propor mudanças nos atuais sistemas de controle e monitoramento, a fim de permitir a utilização dos sinais em uma rotina de manutenção baseada na condição do equipamento.

## **5.2 Sugestões para trabalhos futuros**

O desenvolvimento deste trabalho permitiu verificar a necessidade de uma investigação mais detalhadas em aspectos que iriam proporcionar, ao modelo desenvolvido neste trabalho, um grande enriquecimento no sentido de se aplicar um

método de monitoramento da condição em instalações reais. Assim, para continuidade da linha de pesquisa apresentada neste trabalho, cabem como sugestões para trabalhos futuros:

- Análise de influência de velocidade de acionamento para conjuntos válvula e atuador de diferentes configurações, e verificação dos resultados através de modelagem;
- Estudo de avaliação do desenvolvimento do atrito, visando investigar correlação do desgaste de superfícies com o incremento do coeficiente de atrito e capacidade de vedação, validado através de experimentos;
- Estudo da evolução dos coeficientes de atrito com a ciclagem para diferentes condições de trabalho e exposição a fluidos;
- Desenvolvimento de um modelo de fluxo para cabos umbilicais com mangueiras termoplásticas e tubos rígidos, dedicado à prever perda de carga e tempo de acionamento, validado através de experimentos;
- Desenvolvimento de uma análise fluido-estrutura visando identificar a influência do escoamento do fluido de processo no torque de acionamento da válvula;

# REFERÊNCIAS

- [1] MORAIS, J. M. *Petróleo em águas profundas: uma história tecnológica da Petrobras na exploração e produção offshore*. 1 ed. Brasília, Instituto de Pesquisa Econômica Aplicada – IPEA, 2013.
- [2] BAI, Y., BAI Q. *Subsea Engineering Handbook*. 2 ed. Houston, Elsevier, 2019.
- [3] MASHIBA, M. H. S., 2011, *A Influência dos Parâmetros de Operação e Projeto no Desempenho de Atuação Hidráulica de Válvulas Submarinas do Tipo Gaveta*. Dissertação de M.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- [4] EUTHYMÍOU, E. J., 2013, *Metodologia para Modelagem da Evolução da Probabilidade de Falha, Decorrente da Degradação Funcional de Válvulas*. Dissertação de D.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- [5] KAWASAKI, P. Y., 2013, *Modelo para Análise Mecânica Local de Umbilicais Submarinos*. Dissertação de M.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- [6] EUTHYMÍOU, E. J., 2001, *Metodologia para Testes Funcionais em Válvulas Submarinas*. Dissertação de M.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- [7] NOLAN, D.P. *Handbook of Fire and Explosion Protection Engineering Principles for Oil, Gas, Chemical, and Related Facilities*. 4 ed. Milwaukie, Elsevier, 2019.
- [8] ULANSKI, W. *Valve and Actuator Technology*. 1 ed. New York, McGraw-Hill, Inc., 1991.
- [9] MATHIAS, A. C. *Válvulas: Industriais, Segurança, Controle: Tipos, Seleção, Dimensionamento*. 1 ed. São Paulo, Artliber, 2008.
- [10] ISO, *ISO 10423: Petroleum and Natural Gas Industries - Drilling and Production Equipment - Wellhead and Christmas Tree Equipment*, ISO - International Organization for Standardization, 2009.
- [11] RABELO, A. S., 2013, *Estudo do Comportamento de Mangueiras Termoplásticas de Umbilicais Submarinos Submetidas a Carregamentos Mecânicos*. Dissertação de M.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.

- [12] API RP 17E. *Specification for Subsea Umbilicals*. 4 ed. American Petroleum Institute, Washington, 2011.
- [13] GONÇALVES, A. A., 2009, *Análises Global e Local de Umbilicais com Tubos de Aço*. Dissertação de M.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- [14] McCARTHY, P. S., KNIGHT, P. H., 1995, "The Dynamic Response of Thermoplastic Hoses". In: *Umbilicals The Future*, pp. 35-64, Whetstone, Leicester, Inglaterra.
- [15] CANEVAROLO Jr., S. V. *Ciência dos Polímeros: um Texto Básico para Tecnólogos e Engenheiros*. 2 ed. São Paulo, Artliber, 2006.
- [16] ISO, *ISO 14723: Petroleum and Natural Gas Industries - Pipeline Transportation Systems - Subsea Pipeline Valves*, ISO - International Organization for Standardization, 2009.
- [17] MAPLESOFT. *Maple*. 1981 - 2015.
- [18] MATHWORKS. *MatLab (Matrix Laboratory) R2014a 64-bit*. 1984 - 2014.
- [19] ISO, *ISO 13628-4: Petroleum and Natural Gas Industries - Design and Operation of Subsea Production Systems - Subsea Wellhead and Tree Equipment*, ISO - International Organization for Standardization, 2010.
- [20] MENS, J. W. M., GEE, A. W. J., 1991, "Friction and wear behaviour of 18 polymers in contact with steel in environments of air and water". In: *International Conference on Wear of Materials*, pp. 255-268, Orlando, FL, U.S.A.
- [21] KLEYMAN, A., KNAPP, J., "Thermal Spray Coatings for Gate Valve Components", *NACE International: Corrosion Conference & Expo*, 10267, Indianapolis, U.S.A., 2010.
- [22] JAMES WALKER, "*Fluolion Xtreme: Special high-performance material for hydraulic seals in metallurgical plant*". Crewe, England, 2010.
- [23] LIU, Y., XU, N., WANG, Y., *et al.*, 2018, "Preparation and Tribological Properties of Hybrid PTFE/Kevlar Fabric Selflubricating Composites". In: *Surface & Coatings Technology*, pp. 196-205, Harbin, China.
- [24] FOX, R. W., McDONALD, A. T., PRITCHARD, P. J., *Introdução à Mecânica dos Fluidos*. 6 ed. São Paulo, LTC, 2004.

[25] LESSER, M., L.-A. *Sophia: Dynamic Tools for Maple*. Royal Institute of Technology, 1998.

[26] LESSER, M. *The Analysis of Complex Nonlinear Mechanical Systems: A Computer Algebra Assisted Approach*. Royal Institute of Technology, 1995.

[27] SAVI, M. A., Paula, A. S., *Vibrações Mecânicas*. 1 ed. Rio de Janeiro, LTC, 2017.

[28] MACDERMID OFFSHORE SOLUTIONS, “*Oceanic HW 443 Series*”. Wigan, England, 2014.



# APÊNDICE A

## Algoritmo implementado no Maple

```
> restart;
> with(LinearAlgebra): with(plots): with(intttrans):
with(CodeGeneration):
> read(`C:\\Program Files\\Maple 2015\\Sophia\\Sophia_V6.txt`):

> ###DEFINICAO DE PARAMETROS
> ##PARAMETROS DA VALVULA
> #k_mola:=-551870: #rigidez da mola
> #K_batente:=-9e8: #rigidez do batente
> #c_batente:=-1e7: #amortecimento do batente
> #p_batente_A:=0.550: #posição do batente de avanço
> #p_batente_R:=0.296: #posição do batente de retorno
> #d_pistao:=0.135: #diâmetro do pistão
> #area_pistao:=0.01431: #área do pistão
> ##PARAMETROS DA BANCADA
> #k_rest_A:=6.12*e7: #coeficiente de perda de carga, avanço
> #k_rest_R:=8.26e7: #coeficiente de perda de carga, retorno
> #k_rest_L:=9e5: #Restrição na linha
>
> &kde 1: #graus de liberdade

> #ATRITO
> #F_atrito_valv:=2716.25: #A1=0: A2,A3,R3,R4:=21789.53:
A4,A5,R1,R2:=2716.25: #Força de atrito na válvula
> F_atrito_atuador:=0.00356257*coef_at*(P_atuador): #Força de atrito
no atuador
> F_atrito_total:=F_atrito_valv+F_atrito_atuador: #Força atrito total
>
> #COMPONENTES COM MOVIMENTO RETILÍNEO
> m_piston:=50:
> m_rack:=96:
> m_sshaft:=32:
> m_scap:=188:
> m_ret_t:=366:
> In_ret:=EinertiaDyad(0,0,0,0,0,0,N): #tensor de inércia
>
> #COMPONENTES COM MOVIMENTO ROTATIVO
> #Massa
> m_pinnion:=163: r1_pinnion:=0.324/2:
> m_haste:=33: r_haste:=0.102:
> m_esfera:=137: r_esfera:=0.18575:
> #Momento de inércia
> I_pinnion:=1.93:
> I_haste:=0.17:
> I_esfera:=1.89:
> I_total:=I_pinnion+I_haste+I_esfera:
> m_equiv_t:=m_ret_t+(I_total/r1_pinnion^2):
>
> ###UMBILICAL
```

```

> #FUNÇÃO QUE REPRESENTA O DECAIMENTO DE PRESSÃO DO UMBILICAL
> #####-- AVANÇO / RETORNO--#####
> FT(s):=(1-(k1/(1+tau_1*s))-(k2/(1+tau_2*s))): #AVANÇO
> #FT(s):=(1+(k1/(1+tau_1*s))+(k2/(1+tau_2*s))): #RETORNO
> param_umb:={k1=0.102,k2=0.068,tau_1=36,tau_2=400}:
>
> ####ATUAÇÃO####
> ##RESTRICAO
> #RESTRICAO NO SCM
> rest_A:=k_rest_A*u1^2: #Força de restrição de avanço
> rest_R:=k_rest_R*u1^2: #Força de restrição de retorno
> #RESTRICAO NA LINHA
> rest_L:=k_rest_L*u1^2:
>
> ##PRESSÕES NA ATUAÇÃO
> #FONTE DE PRESSÃO CONSTANTE
> #P_const_t:=(360*10^5):
> #P_fonte:=P_const_t:
> #FONTE COM DECAIMENTO DE PRESSAO EXPONENCIAL
> #AVANÇO
> #AVANÇO - RESTRIÇÃO DE AVANÇO NO SCM
> P_avanco_t:=P_fonte*exp(a*t):
> P_avanco_s:=laplace(P_avanco_t,t,s):
> P_avanco_s:=FT(s)*P_avanco_s:
> P_avanco_t:=invlaplace(P_avanco_s,s,t):
> P_avanco_t:=P_avanco_t-rest_A-rest_L:
>
> #PRESSÃO DE AVANÇO (função da fonte de pressão, expansão volumétrica
e restrições)
> #P_avanco(t):=subs(param_umb,P_avanco_t):
> P_avanco(t):=P_avanco_t: #retorna equacao parametrizada para inserir
no matlab
>
> #RETORNO
> #RETORNO - RESTRIÇÃO DE RETORNO NO SCM
> P_retorno_t:=rest_R+rest_L:
> P_retorno_s:=laplace(P_retorno_t,t,s):
> P_retorno_s:=FT(s)*P_retorno_s:
> P_retorno_t:=invlaplace(P_retorno_s,s,t):
>
> #PRESSÃO DE RETORNO (função da expansão volumétrica e restrições)
> #P_retorno(t):=subs(param_umb,P_retorno_t):
> P_retorno(t):=P_retorno_t: #retorna equacao parametrizada para
inserir no matlab
>
> #####-- AVANÇO / RETORNO--#####
> P_atuador:=P_avanco(t):
> #P_atuador:=P_retorno(t):
>
> ##FORCAS DE ATUACAO
> #AVANÇO
> avanço:=P_avanco(t)*area_pistao:
> F_avanco:=N &ev [avanço,0,0]:
>
> #RETORNO
> retorno:=P_retorno(t)*area_pistao:
> F_retorno:=N &ev [retorno,0,0]:
>
> ####OBTENÇÃO DA EQUAÇÃO DO MOVIMENTO PELO MÉTODO DE KANE####
> ###COMPONENTES COM MOVIMENTO RETILÍNEO (ret)

```

```

> ##FORÇAS DE INERCIA
> p_ret:=(q1) &*& (N &>1): #posição de referência: posição do pistão
> v_ret:=N &fdt p_ret:
> w_ret:=N &aV N:
> vK:=subs(kde,&KM [v_ret,w_ret]):
> tau:=simplify(KMtangents(vK,u,1)): #Vetores tangentes ao movimento

> G_ret:=m_equiv_t &*& v_ret: #Quantidade de movimento linear
> H_ret:=In_ret &o w_ret: #Quantidade de movimento angular
> GH:=&Ksimp (subs(kde,&KM [G_ret,H_ret])):
> GHt:=&Ksimp (subs(kde,N &Kfdt GH)): #Derivada das quantidades de
movimento
> MGIF:=tau &kane GHt: #Projeção ortogonal das quantidades de
movimento
>
> ###FORÇAS E MOMENTOS DE REACAO
> ##MOLA
> F_mola:=k_mola*q1:
> Re_mola:=N &ev [F_mola,0,0]:
>
> ## FORÇAS DE ATRITO
> #ATRITO NO AVANCO
> atrito:=(2/3.14159)*arctan(10^10*u1)*(-1)*F_atrito_total:
> F_atrito:=N &ev [atrito,0,0]:
>
> ##BATENTES DE FIM DE CURSO
> #BATENTES DE AVANCO
> rig_batente_A:=N &ev [K_batente*((p_batente_A-q1)-
((2/3.14159)*arctan(10^10*(p_batente_A-q1)))*(p_batente_A-q1)))/(-
2)),0,0]:
> amort_batente_A:=N &ev [c_batente*((p_batente_A-q1)-
((2/3.14159)*arctan(10^10*(p_batente_A-q1)))*(p_batente_A-
q1))/(2*(p_batente_A-q1))*u1),0,0]:
>
> #BATENTES DE RETORNO
> rig_batente_R:=N &ev [K_batente*((q1-p_batente_R)-
((2/3.14159)*arctan(10^10*(q1-p_batente_R)))*(q1-
p_batente_R))/2),0,0]:
> amort_batente_R:=N &ev [c_batente*((q1-p_batente_R)-
((2/3.14159)*arctan(10^10*(q1-p_batente_R)))*(q1-p_batente_R))/(2*(q1-
p_batente_R))*u1),0,0]:
>
> ###SOMATORIO DAS FORÇAS DE AVANCO E RETORNO
> F_total_A:=(Re_mola &+ F_atrito &+ F_avanco &+ rig_batente_A &+
amort_batente_A):
> F_total_R:=(Re_mola &+ F_atrito &+ F_retorno &+ rig_batente_R &+
amort_batente_R):
>
> M_total:=N &ev [0,0,0]:
> FM_A:=(subs(kde,&KM [F_total_A,M_total])):
> FM_R:=(subs(kde,&KM [F_total_R,M_total])):
>
> #####-- AVANCO / RETORNO--#####
> FatG:=simplify(tau &kane FM_A): #Projecao ortogonal das forcas e
momentos
>
> ###COMBINANDO FORÇAS DE INERCIA E REACOES
> Eq_mov:={seq(simplify(MGIF[j])=simplify(FatG[j]),j=1..1)}:
> cond_ini:={q1(0)=0.296,u1(0)=0}:#Para avanço: q1(0)=0.296, para
retorno: q1(0)=0.550

```

```
> Eq_mov_completa:=Eq_mov union kde:
> sistema:=subs(toTimeFunction,(Eq_mov_completa)) union cond_ini:
> indets(sistema):
> Solucao:=dsolve(sistema union cond_ini, numeric, range=0..10,
maxfun=60000);#8000000
#GRÁFICOS
> odeplot(Solucao,[[t,q1(t)]],legend=["q1"],title="graus de
liberdade",refine=1);
> odeplot(Solucao,[[t,u1(t)]],legend=["u1"],title="graus de
liberdade",refine=1);
```

# APÊNDICE B

## Algoritmo implementado no MatLab

```
close all
clear all
clc
%% Parâmetros da instalação
%
d_i=0.0127;
k_rest_A=6.12e12; %restrição de avanço
k_rest_L=0; %restrição adicional
k1=0;%0.102; %coeficientes de ganho
k2=0;%0.068; %coeficientes de ganho
tau_1=36; %constantes de tempo
tau_2=400; %constantes de tempo
%% Parâmetros da válvula
%
k_mola=-551870; %rigidez da mola
Forca_atrito_valvula_1=44316.24;%DPE=44316.24;%SPE=21789.53;
Forca_atrito_valvula_2=2716.25;%Com deltaP=2716.25;Sem deltaP=992.71;
coef_at=0.08;
%% Parametros da fonte
P_fonte=360e5;
a=0;%-0.01;%-0.007; %termo para decaimento exp. (P_fonte*exp(a)) :a=-
0.05, t(A5)=10s;
%% Parâmetros da simulação
%
t=[];
t_1=[];
t_2=[];
y1=[];
y1_1=[];
y1_2=[];
y2=[];
y2_1=[];
y2_2=[];
delta_t=0.01;

options=odeset('Abstol',1e-6,'Reltol',1e-6);

tempo1=0;
tempo2=tempo1+delta_t;
teta0=0.296;
omega0=0;
v_pistao=omega0;
P_M=0;
F_atrito_valv=0;

P_M_t=[];

y_initial=teta0;
omega_initial=omega0;
lim_transicao=0.356;
fim_de_curso=0.550;

%% Código de solução do modelo dinâmico
```

```

%
while (y_initial<fim_de_curso)

    if(y_initial<lim_transicao)

        [t_temp y_temp]=ode23s(@ (t,y)
        f_A_banc_9(t,y,P_fonte,a,k_mola,F_atrito_valv,coef_at,k_rest_A,
        k_rest_L,k1,k2,tau_1,tau_2), [tempo1 tempo2],[y_initial,
        omega_initial],options);
        t_1=[t_1; t_temp];
        y1_1=[y1_1; y_temp(:,1)];
        y2_1=[y2_1; y_temp(:,2)];
        y_initial=y1_1(end)
        omega_initial=y2_1(end);
        v_pistao=omega_initial;

        F_atrito_valv=Forca_atrito_valvula_1;

        tempo1=tempo1+delta_t;
        tempo2=tempo2+delta_t;

    else

        F_atrito_valv=Forca_atrito_valvula_2;

        [t_temp y_temp]=ode23s(@ (t,y)
        f_A_banc_9(t,y,P_fonte,a,k_mola,F_atrito_valv,coef_at,k_rest_A,
        k_rest_L,k1,k2,tau_1,tau_2), [tempo1 tempo2],[y_initial,
        omega_initial],options);
        t_2=[t_2; t_temp];
        y1_2=[y1_2; y_temp(:,1)];
        y2_2=[y2_2; y_temp(:,2)];
        y_initial=y1_2(end)
        omega_initial=y2_2(end);
        v_pistao=omega_initial;

        tempo1=tempo1+delta_t;
        tempo2=tempo2+delta_t;

    end

end
%% Cálculos
%concatenando vetores
t=[t_1;t_2];
y1=[y1_1;y1_2];
y2=[y2_1;y2_2];

%Definição das forças
atrito_1=-
.6366203101*atan(10000000000*y2_1).*(Forca_atrito_valvula_1+0.356257e-
2*coef_at*(P_fonte*(k1*exp(-t_1/tau_1)/(a*tau_1+1)+k2*exp(-
t_1/tau_2)/(a*tau_2+1)+(-k1*(a*tau_2+1)-
k2*(a*tau_1+1)+(a*tau_1+1)*(a*tau_2+1))*exp(a*t_1)/((a*tau_2+1)*(a*tau
_1+1)))-k_rest_A*y2_1.^2-k_rest_L*y2_1.^2));
atrito_2=-
.6366203101*atan(10000000000*y2_2).*(Forca_atrito_valvula_1+0.356257e-
2*coef_at*(P_fonte*(k1*exp(-t_2/tau_1)/(a*tau_1+1)+k2*exp(-
t_2/tau_2)/(a*tau_2+1)+(-k1*(a*tau_2+1)-
k2*(a*tau_1+1)+(a*tau_1+1)*(a*tau_2+1))*exp(a*t_2)/((a*tau_2+1)*(a*tau
_1+1)))-k_rest_A*y2_2.^2-k_rest_L*y2_2.^2));

```

```

pressao=P_fonte*(k1*exp(-t/tau_1)/(a*tau_1+1)+k2*exp(-
t/tau_2)/(a*tau_2+1)+(-k1*(a*tau_2+1)-
k2*(a*tau_1+1)+(a*tau_1+1)*(a*tau_2+1))*exp(a*t)/((a*tau_2+1)*(a*tau_1
+1)))-k_rest_A*y2.^2-k_rest_L*y2.^2;
medicao=P_fonte*(k1*exp(-t/tau_1)/(a*tau_1+1)+k2*exp(-
t/tau_2)/(a*tau_2+1)+(-k1*(a*tau_2+1)-
k2*(a*tau_1+1)+(a*tau_1+1)*(a*tau_2+1))*exp(a*t)/((a*tau_2+1)*(a*tau_1
+1)))-k_rest_A*y2.^2;%-k_rest_L*y2.^2;

F_avanco=pressao*0.01431;
atrito=[atrito_1; atrito_2];
mola=(k_mola*y1);

assinatura=pressao./1e5;
F_somatorio=F_avanco+atrito+mola;
aceleracao=F_somatorio/(518);

%% Gráficos
figure(1)
plot(t,y1,'LineWidth',2)
grid on
title('Curso: Avanço - DPE 690 bar','FontSize',24)
xlabel('Tempo [s]','FontSize',24) % eixo horizontal
ylabel('Deslocamento [m]','FontSize',24) % eixo vertical
set(gca,'FontSize',24)
%saveas(gca,'curso_avanco_DPE','fig')

figure(2)
plot(t,y2,'LineWidth',2)
grid on
title('Velocidade: Avanço - DPE 690 bar','FontSize',24)
xlabel('Tempo [s]','FontSize',24) % eixo horizontal
ylabel('Velocidade [m/s]','FontSize',24) % eixo vertical
set(gca,'FontSize',24)
%saveas(gca,'velocidade_avanco_DPE','fig')

figure(3)
plot(t,aceleracao,'LineWidth',2)
grid on
title('Aceleração: Avanço - DPE 690 bar','FontSize',24)
xlabel('Tempo [s]','FontSize',24) % eixo horizontal
ylabel('Aceleração [m/s^2]','FontSize',24) % eixo vertical
set(gca,'FontSize',24)
%saveas(gca,'aceleracao_avanco_DPE','fig')

figure(4)
plot(t, F_avanco,'LineWidth',2)
grid on
title('Força no Pistão: Avanço - DPE 690 bar','FontSize',24)
xlabel('Tempo [s]','FontSize',24) % eixo horizontal
ylabel('Força [N]','FontSize',24) % eixo vertical
set(gca,'FontSize',24)
%saveas(gca,'força_avanco_DPE','fig')

figure(5)
plot(t, mola,'LineWidth',2)
grid on
title('Mola: Avanço - DPE 690 bar','FontSize',24)
xlabel('Tempo [s]','FontSize',24) % eixo horizontal

```

```

ylabel('Força [N]','FontSize',24) % eixo vertical
set(gca,'FontSize',24)
%saveas(gca,'mola_avanco_DPE','fig')

figure(6)
plot(t, atrito,'LineWidth',2)
grid on
title('Atrito: Avanço - DPE 690 bar','FontSize',24)
xlabel('Tempo [s]','FontSize',24) % eixo horizontal
ylabel('Força [N]','FontSize',24) % eixo vertical
set(gca,'FontSize',24)
%saveas(gca,'atrito_avanco_DPE','fig')

figure(7)
plot(t, F_somatorio,'LineWidth',2)
grid on
title('Inércia: Avanço - DPE 690 bar','FontSize',24)
xlabel('Tempo [s]','FontSize',24) % eixo horizontal
ylabel('Força [N]','FontSize',24) % eixo vertical
set(gca,'FontSize',24)
%saveas(gca,'inercia_avanco_DPE','fig')

figure(8)
plot(t, assinatura,'LineWidth',2)
grid on
title('Assinatura: Avanço - DPE 690 bar','FontSize',24)
xlabel('Tempo [s]','FontSize',24) % eixo horizontal
ylabel('Pressão [bar]','FontSize',24) % eixo vertical
set(gca,'FontSize',24)
%saveas(gca,'assinatura_avanco_DPE','fig')

figure(9)
plot(t, medicao,'LineWidth',2)
grid on
title('Assinatura: Avanço - DPE 690 bar','FontSize',24)
xlabel('Tempo [s]','FontSize',24) % eixo horizontal
ylabel('Pressão [bar]','FontSize',24) % eixo vertical
set(gca,'FontSize',24)
% saveas(gca,'assinatura_avanco_DPE','fig')

```