

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA
DEPARTAMENTO DE METALURGIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE MINAS, METALÚRGICA
E DE MATERIAIS

SANDRO MARCOS DE GOUVEIA

**ESTUDO SOBRE A ASSINATURA DE PRESSÃO (ATUAÇÃO HIDRÁULICA) DE
UMA ESDV ATRAVÉS DE UM MODELO MATEMÁTICO**

Porto Alegre
2018

SANDRO MARCOS DE GOUVEIA
Engenheiro Industrial Mecânico

**ESTUDO SOBRE A ASSINATURA DE PRESSÃO (ATUAÇÃO HIDRÁULICA) DE
UMA ESDV ATRAVÉS DE UM MODELO MATEMÁTICO**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia, modalidade Acadêmica.
Área de concentração: Ciência e Tecnologia dos Materiais.

Orientador: Prof. Dr. Thomas Gabriel Rosauo Clarke

Porto Alegre
2018

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL

Reitor: Prof. Dr. Rui Vicente Oppermann

Vice-Reitora: Profa. Dra. Jane Fraga Tutikian

ESCOLA DE ENGENHARIA

Diretor: Prof. Dr. Luiz Carlos Pinto da Silva Filho

Vice-Diretora: Profa. Dra. Carla Schwengber ten Caten

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE MINAS, METALÚRGICA
E DE MATERIAIS

Coordenador: Prof. Dr. Carlos Pérez Bergmann

Vice-Coordenador: Prof. Dr. Afonso Reguly

Gouveia, Sandro Marcos de

Estudo sobre a Assinatura de Pressão (Atuação Hidráulica) de uma ESDV através de um Modelo Matemático / Sandro Marcos de Gouveia – 2018.

128 f.: il.

Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Escola de Engenharia. Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais, Porto Alegre, BR-RS, 2018.

Orientador: Prof. Dr. Thomas Gabriel Rosauo Clarke.

1. ESDV. 2. Assinatura de Pressão. 3. Modelo Matemático. 4. Válvula Esfera Submarina. 5. Simulações. I. Clarke, Thomas Gabriel Rosauo, orient. II. Estudo sobre a assinatura de pressão (atuação hidráulica) de uma ESDV através de um modelo matemático.

SANDRO MARCOS DE GOUVEIA

**ESTUDO SOBRE A ASSINATURA DE PRESSÃO (ATUAÇÃO HIDRÁULICA) DE
UMA ESDV ATRAVÉS DE UM MODELO MATEMÁTICO**

Esta dissertação foi analisada e julgada adequada para a obtenção do título de Mestre em Engenharia, área de concentração em Ciência e Tecnologia dos Materiais, e aprovada em sua forma final pelo Orientador e pela Banca Examinadora designada pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais da Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

Thomas Gabriel Rosauero Clarke, Dr. Eng. – Orientador

Carlos Pérez Bergmann, Dr. Eng. – Coordenador

Aprovado em: 20/11/2018

BANCA EXAMINADORA

Dr. Euthymios José Euthymíou - CONSULTOR - Rio de Janeiro, Brasil.

Prof. Dr. Ignácio Iturrioz - UFRGS - Porto Alegre, Brasil.

Prof. Dr. Marcelo Favaro Borges - UFRGS - Porto Alegre, Brasil.

DEDICAÇÃO

Aos meus amados e queridos filhos Caio e Samuel
juntamente com minha amada esposa Daniele pelas
alegrias vividas neste período.

Aos meus pais Daio e Maria pela base familiar
recebida.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente a Deus pelo fôlego da vida e pela capacidade de completar os estudos quando parecia não haver progresso aparente durante o processo em geral.

A toda minha família, em especial, minha esposa Daniele e aos meus filhos Samuel e Caio, obrigado pelo amor e apoio no início e ao longo da jornada.

Ao professor e orientador Prof. Dr. Thomas Clarke pela confiança dada no início das conversas e dos projetos.

Ao pessoal de SHM (*Structural Health Monitoring*) do departamento de Desenvolvimento Tecnológico da empresa Embraer que me aconselharam a aceitar este novo desafio pessoal e profissional.

Agradeço à UFRGS e ao LAMEF por proporcionar a base e a estrutura para a conclusão dos estudos.

Por fim, aos colegas do grupo GEND.

Os céus declaram a glória de Deus e o firmamento anuncia a obra das suas mãos.

Salmos 19:1

RESUMO

As válvulas de fechamento de emergência (ESDV) são utilizadas nos sistemas submarinos para promover a segurança da operação relacionada à extração e processamento dos fluidos como óleo e gás da indústria petrolífera, principalmente os fluidos inflamáveis. O acionamento da ESDV se dá pela pressurização de um atuador hidráulico que promove o avanço de um pistão e na ausência de pressão, o retorno do mesmo é realizado pela força de uma mola. Estes movimentos são então convertidos em movimentos angulares que permitem a abertura ou o fechamento da válvula do tipo esfera. As pressurizações do atuador podem ser relacionadas com a integridade de operação do conjunto ESDV. Isto ocorre através de um gráfico denominado de assinatura de pressão por atuação hidráulica. Este tipo de gráfico pode indicar degradações do sistema, se elevadas pressões forem detectadas nos acionamentos. Algumas ESDVs se encontram instaladas sobre lâminas d'água profundas e ultraprofundas, com isso, a inspeção e manutenção dos componentes é mais trabalhosa se comparada com as SDV instaladas em superfície. Logo, a possibilidade de simular uma ESDV através de modelos matemáticos que resultem em uma assinatura de pressão e compará-la com a assinatura de uma ESDV, pode indicar se o equipamento está operando de forma aceitável. Neste trabalho foi proposto um modelo matemático que simula a operação de uma ESDV com uma válvula esfera de 10 polegadas. O mecanismo de conversão de movimento do pistão hidráulico para a válvula neste modelo é o *Scotch-Yoke*. A validação do modelo matemático proposto foi realizada comparando-se as respostas simuladas com os dados de ensaio real de uma ESDV. Foram simuladas as alterações nos parâmetros construtivos e geométricos que compõem o modelo matemático que reproduzirá a ESDV, estas mudanças de parâmetros foram analisadas a fim de se concluir os seus impactos sobre a assinatura de pressão. O modelo reproduziu as assinaturas com uma boa concordância nos ambientes atmosféricos, para as comparações em ambientes hiperbáricos os maiores desvios foram obtidos ao se descontar a lâmina d'água de instalação sobre a ESDV. Para a variação dos parâmetros, grande parte apresentou uma correlação positiva entre as variações e as respostas dos pontos notáveis, com exceção de atritos que apresentam uma correlação positiva no avanço do pistão e negativa em seu retorno.

Palavras-chaves: ESDV, Assinatura de Pressão, Modelo Matemático, Válvula Esfera Submarina, Simulações.

ABSTRACT

Emergency shut-down valves (ESDV) are used in subsea systems to provide the safety of operation related to the extraction and processing of fluids such as oil and gas from the oil industry, especially flammable fluids. The actuation of the ESDV is by the pressurization of a hydraulic actuator that promotes the forward stroke of a piston and in the absence of pressure, the return of the same is realized by the force of a spring. These movements are then converted into angular movements that allow the opening or closing of the ball-type valve. Actuator pressures may be related to the operating integrity of the ESDV assembly. This occurs through a so-called hydraulic pressure signature. This type of graph can indicate system degradations if high pressures are detected in the drives. Some ESDVs are installed on deep and ultra-deep water depths, so equipment inspection and maintenance is more troublesome compared to surface mounted SDVs. Therefore, the possibility of simulating ESDV through mathematical models that result in a pressure signature and comparing it with the signature of an ESDV can indicate if the equipment is operating in an acceptable manner. In this work we propose a mathematical model that simulates the operation of an ESDV with a ball valve of 10 inches. The mechanism of movement conversion of the hydraulic piston to the valve in this model is the Scotch-Yoke. The validation of the proposed mathematical model was performed by comparing the simulated responses with the actual ESDV test data. It was simulated the changes in the constructive and geometric parameters that make up the mathematical model that will reproduce the ESDV, these changes of parameters were analyzed in order to conclude their impact on the signature of pressure. The model reproduced the signatures with a good concordance in the atmospheric environments, for the comparisons in hyperbaric environments the greatest deviations were obtained when discounting the installation water depths on the ESDV. For the variation of the parameters, a large part showed a positive correlation between the variations and the answers of the key points, except for frictions that present a positive correlation in the forward stroke of the piston and negative in its return.

Keywords: ESDV, Pressure Signature, Math Model, Subsea Ball Valve, Simulations.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Profundidade de exploração de petróleo.....	23
Figura 2 - Sistema de Produção Submarino.	24
Figura 3 - ESDV no sistema submarino.	27
Figura 4 - Incidente percentual de falha por tipo de válvula.	28
Figura 5 - Causa das falhas.....	29
Figura 6 - Assinatura de pressão sendo comparadas.	31
Figura 7 – a) Sistemas da ESDV b) Sistemas da ESDV em Corte.....	33
Figura 8 – Atuador em Corte.....	34
Figura 9 - a) Mola Relaxada em Corte b) Mola Comprimida em Corte.	36
Figura 10 - a) <i>Scotch-Yoke</i> na ESDV fechada b) <i>Scotch-Yoke</i> na ESDV aberta.....	37
Figura 11- Sistema de Compensação em Corte.....	38
Figura 12 - Válvula Esfera em Corte.....	39
Figura 13 - Esfera Flutuante.	40
Figura 14 - Válvula <i>trunnion</i>	41
Figura 15a) Vedação SPE pressão à montante. Figura 15b) Vedação SPE pressão na cavidade.	41
Figura 16a) Vedação DPE pressão à montante. Figura 16b) Vedação DPE pressão na cavidade.	42
Figura 17 - Torque na ESDV.....	43
Figura 18 - Assinatura de Torque.	44
Figura 19 - Torque em válvula esfera.....	45
Figura 20 - Perfil da curva de torque em uma ESD de 48".	45
Figura 21 - Sistema de Controle Direto.....	47
Figura 22 - Sistema de Controle Multiplexado.	48
Figura 23 - Cabo umbilical em corte.	49
Figura 24 - Assinatura de uma ESDV.	50
Figura 25 - Testes de Qualificação da ESDV.....	53
Figura 26 - Diagrama conceitual dos testes de assinatura de pressão de uma ESDV.	55
Figura 27 - Assinatura do teste FAT n° 1.....	58
Figura 28 – Assinaturas do teste FAT n° 2.....	59
Figura 29 - Fluxograma para Validação da ESDV.....	62
Figura 30 - Balanço de Forças da ESDV.....	64
Figura 31 - Atuador com Elemento de Vedação.	67
Figura 32 - Braço Variável do <i>Scotch-Yoke</i>	69
Figura 33 - Braço Variável (Ls) do <i>Scotch-Yoke</i> pelo ângulo do SY.....	71
Figura 34 - Balanço de forças (reação) para o torque no <i>Scotch-Yoke</i>	72
Figura 35 - Vista frontal da válvula - A) Válvula Fechada a 0° B) Válvula em <i>crack-open</i> a 15°.....	73
Figura 36 - Área Útil da Esfera por Giro.....	74
Figura 37 - Angulo do <i>Scotch-Yoke</i> por Deslocamento do Pistão.....	75

Figura 38 - Assinatura de pressão por um contador de posição.	77
Figura 39 - Assinaturas sobrepostas para determinar os valores de torque T' e T''	79
Figura 40 - Assinatura simulando FAT n° 1 através do modelo matemático.....	83
Figura 41 - Assinatura simulando FAT n° 2 através do modelo matemático corrigido.	87
Figura 42 - Diferença percentual FAT.	88
Figura 43 - Diferenças percentuais PVT1, 2 e 3.....	91
Figura 44 - Diferença percentual entre PVT e modelo matemático.	93
Figura 45 - Diferença percentual entre PVT e modelo matemático - Descontando a LDA.	94
Figura 46 – Simulação pré-carga da mola.	95
Figura 47 - Análise comparativa dos cenários/pré-carga.	97
Figura 48 - Simulação da Rigidez da Mola.	98
Figura 49 - Análise comparativa dos cenários/Rigidez Mola.....	99
Figura 50 – Simulação diâmetro do pistão.	100
Figura 51 - Análise comparativa dos cenários/Diâmetro Pistão.....	102
Figura 52 - Simulação da posição do <i>crack-open</i>	103
Figura 53 - Análise comparativa dos cenários <i>Crack-Open</i>	104
Figura 54 - Torque fornecido e consumido pela ESDV para os <i>crack-open</i>	105
Figura 55 - Simulação Coeficiente de Atrito.....	106
Figura 56 - Análise comparativa dos cenários de Coeficiente de Atrito.	107
Figura 57 – Simulação da LDA sobre a ESDV.	108
Figura 58 – Análise comparativa dos cenários de LDA.....	110
Figura 59 - a) Válvula Fechada b) Válvula Aberta c) Válvula no <i>Crack-Open</i> (15°).....	119
Figura 60 - Atritos não identificados e inseridos ao modelo.....	121
Figura 61 - Assinatura Simulada do PVT 1.....	122
Figura 62 - Assinatura Simulada do PVT 2.....	122
Figura 63 - Assinatura Simulada do PVT 3.....	123
Figura 64 - Assinatura Simulada do PVT 4.....	124
Figura 65 - Assinatura Simulada do PVT 5.....	125
Figura 66 - Assinatura Simulada do PVT 6.....	125
Figura 67 - Assinatura PVT 1.....	126
Figura 68 - Assinatura PVT 2.....	126
Figura 69 - Assinatura PVT 3.....	127
Figura 70 - Assinatura PVT 4.....	127
Figura 71 - Assinatura PVT 5.....	128
Figura 72 - Assinatura PVT 6.....	128

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Separação do Conjunto ESDV.	32
Tabela 2 - Definição dos Pontos Notáveis/Chaves.....	51
Tabela 3 - Resultados FAT 1 e 2.	59
Tabela 4 - Resultados PVT 1, 2 e 3 em condição Atmosférica.	60
Tabela 5 - Resultado PVT 4, 5 e 6 em condição Hiperbárica (2500 metros).....	61
Tabela 6 - Parâmetros Construtivos e Geométricos.	78
Tabela 7 - Condições de entrada para a LDA e torque para a validação.....	80
Tabela 8 - Parâmetros projeto/processo para alterações.....	81
Tabela 9 - Comparação entre FAT n°1 e modelo matemático.	83
Tabela 10 - Comparação entre FAT n°1 e modelo matemático corrigido.....	86
Tabela 11 - Comparação entre FAT n° 2 e modelo matemático.	87
Tabela 12 - Comparação entre PVT 1 e modelo matemático.....	89
Tabela 13 - Comparação entre PVT 2 e modelo matemático.....	90
Tabela 14 - Comparação entre PVT 3 e modelo matemático.....	90
Tabela 15 - Comparação entre PVT 4 e modelo matemático.....	92
Tabela 16 - Comparação entre PVT 5 e modelo matemático.....	92
Tabela 17 - Comparação entre PVT 6 e modelo matemático.....	92
Tabela 18 - Pontos notáveis para a modificação da pré-carga da mola.....	96
Tabela 19 - Pontos notáveis para a modificação da rigidez da mola.....	98
Tabela 20 - Pontos notáveis para a modificação do diâmetro do pistão.....	101
Tabela 21 - Pontos notáveis para a modificação da posição do <i>crack-open</i>	103
Tabela 22 - Pontos notáveis para a modificação do coeficiente de atrito.....	106
Tabela 23 - Pontos notáveis para a modificação da LDA.	109

LISTA DE ABREVIACÃO

API	<i>American Petroleum Institute</i>
Atm	Atmosfera
DCV	<i>Directional Control Valve</i>
DPE	<i>Double Piston Effect</i> (Efeito Duplo Pistão)
ESDV	<i>Emergency Shutdown Valve</i>
FAT	<i>Factory Acceptance Test</i>
FST	<i>Full Stroke Test</i>
HPU	<i>Hydraulic Power Unit</i>
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
LDA	Lâmina d'água
OREDA	<i>Offshore Reliability Data Handbook</i>
PETROBRAS	Petróleo Brasileiro S.A.
PNTA	Pressão Nominal de Trabalho no Atuador
PST	<i>Partial Stroke Test</i>
PVT	<i>Performance Verification Testing</i>
ROV	<i>Remotely Operated Vehicle</i>
SCM	<i>Subsea Control Module</i>
SPE	<i>Single Piston Effect</i> (Efeito Simples Pistão)
SPS	Sistema de Produção Submarina
SY	<i>Scotch-Yoke</i>

LISTA DE SIMBOLOS

%	Porcentagem
a_{max}	Ângulo total de rotação do <i>Scotch-Yoke</i>
bar	Unidade de pressão
$D_{}$	Diâmetro no modelo
D_v	Diâmetro da vedação pistão/camisa
$F_{}$	Parcela de força no modelo
g	Gravidade
k	Constante de rigidez na mola
L_{min}	Comprimento mínimo do braço do <i>Scotch-Yoke</i>
L_s	Comprimento variável do braço do <i>Scotch-Yoke</i>
L_v	Comprimento da vedação pistão/camisa
m	Metro
mm	Milímetro
N	Newton
N.m	Unidade de torque em Newton metro
$\rho_{}$	Massa específica no modelo
$P_{}$	Parcela de pressão no modelo
Pa	Pascal
pre_carga	Pré-carga aplicada na mola durante a montagem
$stroke$	Deslocamento total do pistão
T_s	Torque na ESDV

u

Coefficiente de atrito

x

Posição do pistão

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	18
2.	OBJETIVOS, METODOLOGIA e LIMITAÇÕES.....	20
2.1.	OBJETIVO	20
2.2.	METODOLOGIA.....	20
2.3.	LIMITAÇÕES	21
3.	REVISÃO BIBLIOGRAFICA	22
3.1.	Trabalhos anteriores em ESDV	22
3.2.	Sistemas Submarinos	23
3.3.	Início do uso de ESDV no sistema submarino	26
3.4.	Principais Falhas em ESDV	27
3.5.	Métodos de Análises de ESDV	30
3.6.	Conjuntos da ESDV.....	31
3.6.1.	Sistema Atuação	33
3.6.1.1.	Atuador	33
3.6.1.2.	Mola.....	34
3.6.1.3.	Scotch-Yoke	36
3.6.1.4.	Compensação.....	37
3.6.2.	Sistema Válvula.....	39
3.6.2.1.	Válvula Esfera	39
3.6.2.2.	Torque na ESDV	43
3.7.	Sistemas de Controle	46
3.8.	Umbilical	48
3.9.	HPU	49
3.10.	Assinatura de Pressão	50
3.11.	Testes de Qualificação da ESDV.....	52
3.11.1.	PVT- Performance Verification Test	53
3.11.2.	FAT – Factory Acceptance Test	54
4.	METODOLOGIA.....	56
4.1.	Metodologia para a Validação do Modelo Matemático da ESDV	57
4.1.1.	Dados para validação através do FAT	57
4.1.2.	Dados para validação através do PVT	59

4.2.	Fluxograma de trabalho	61
4.3.	Diagrama de forças da ESDV	63
4.3.1.	Modelo Matemático das Pressões devido a LDA.....	64
4.3.2.	Modelo Matemático do Sistema de Compensação no Atuador.....	66
4.3.3.	Modelo Matemático do Atrito no Atuador	66
4.3.4.	Modelo Matemático da Mola	67
4.3.5.	Modelo Matemático do Torque na ESDV	68
4.3.6.	Posição <i>Crack-Open</i>	72
4.4.	Equação Geral do Modelo Matemático da ESDV	75
4.5.	Dados de Entrada para Validação da ESDV	77
4.6.	Dados de Entrada para Simulação de Casos.....	80
5.	RESULTADOS E DISCUSSÃO	82
5.1.	Resultado Modelo/FAT n° 1	82
5.2.	Resultado Modelo/FAT n° 2	86
5.3.	Resultado Modelo/PVT 1, 2 e 3	88
5.4.	Resultado Modelo/PVT 4, 5 e 6	91
5.5.	Simulações de Casos de Projeto	94
5.5.1.	Pré-carga da Mola.....	95
5.5.2.	Constante de Rigidez da Mola.....	97
5.5.3.	Diâmetro do Pistão	100
5.5.4.	Posição do <i>Crack-Open</i>	102
5.5.5.	Coefficiente de Atrito do Pistão.....	105
5.6.	Simulações de Casos de Processo	107
5.6.1.	Lâmina d'água	108
6.	CONCLUSÕES.....	111
7.	TRABALHOS FUTUROS	114
8.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	115
	APÊNDICE A - Área Transversal em função do giro	119
	APÊNDICE B - Curvas de Calibração Modelo/Fat n° 1	121
	APÊNDICE C - Assinaturas de pressão simuladas para pvt 1, 2 e 3.	122
	APÊNDICE D - Assinaturas de pressão simuladas para pvt 4, 5 e 6.	124
	ANEXO A – Resultados reais do PVT realizados na ESDV.....	126

1. INTRODUÇÃO

A produção de petróleo e gás natural no Brasil sofreu um salto nos últimos anos devido à descoberta da camada pré-sal e aliado a isso, a indústria de petróleo nacional obteve um crescimento e um fortalecimento. No entanto, o fornecimento de equipamentos de qualidade para a exploração no mar (*offshore*) é considerado um gargalo para o desenvolvimento (ROSETTO, 2016).

Para alcançar as metas estabelecidas, a Petrobras conta com uma estimativa para instalar aproximadamente 1411 equipamentos submarinos até 2020, em 2010 existiam 881. Segundo Mashiba (2011) todos os equipamentos que serão instalados contemplam o uso de ao menos uma válvula. Entre os anos de 2013 e 2021 somente a demanda futura por válvulas esferas e gavetas será de 328 e 274 respectivamente (GASPARETTO, 2014).

Tais válvulas são as responsáveis pelo controle do escoamento de fluido e também pela segurança da operação. Dentre as válvulas utilizadas se destacam as de bloqueio do tipo gaveta e esfera. Se a função da válvula está ligada diretamente com a segurança do sistema de produção submarino ela é denominada como *Emergency Shutdown Valve* (ESDV) ou como *Subsea Isolation Valve* (SSIV). Sua função de segurança está relacionada à despressurização da linha de controle, assim a ESDV isola a plataforma do ambiente submarino em caso de emergências. (GRECHI & ALVES, 2016).

O acionamento ou operação de abertura da ESDV se dá pelo avanço do um pistão através da pressurização de uma câmara por fluido hidráulico, este avanço do pistão resulta na compressão de uma mola, a qual se encontra em posição, oposta ao pistão. A câmara do pistão em conjunto com a mola e outros componentes formam o conjunto de atuação. O retorno (fechamento) geralmente é realizado pela mola que libera a energia potencial elástica armazenada da abertura e impõem a força em sentido contrário ao sistema de acionamento na abertura, isto só ocorre quando há a despressurização da câmara do pistão. Isto proporciona uma força que apresenta uma tendência para o fechamento da válvula, por isso é utilizada com o intuito de aumentar a segurança da operação e as instalações que as cercam, como no caso de drenagem da linha de controle. Esta característica que garante o fechamento em caso de interrupção do fluido de acionamento é chamada de *Fail Safe Close* (EUTHYMÍOU, 2013).

Para se compreender o comportamento operacional da ESDV, é utilizado um gráfico temporal onde as pressões dos acionamentos por atuação hidráulica das aberturas e fechamentos são registrados. Neste gráfico existem pontos específicos que são conhecidos por pontos chaves ou pontos notáveis resultantes das mudanças de pressões no atuador e sua posição. Tais gráficos relacionam as pressões com os movimentos do pistão. Este gráfico recebeu o nome de “assinatura de pressão”, onde cada ESDV de cada fabricante diferente apresenta uma curva com valores particular (MASHIBA, 2011).

Conhecendo-se o comportamento da ESDV e simulando as condições de operação de um caso particular, é possível determinar se os pontos notáveis estão dentro de níveis de pressões definidos como aceitáveis analisando as assinaturas de pressão. Com isso, é possível dar um parecer sobre a condição atual de funcionamento do sistema baseado nos níveis de pressões para cada ponto. Para tal, a compreensão deste gráfico é de extrema importância para a análise da ESDV, pois, podem gerar indicativos para intervenções de manutenção quando detectadas tendências de operação fora das faixas estabelecidas.

Com isso, o presente trabalho tem como objetivo modelar matematicamente o comportamento de uma ESDV que resultara na sua assinatura de pressão por atuação hidráulica.

2. OBJETIVOS, METODOLOGIA E LIMITAÇÕES.

2.1. OBJETIVO

Objetivo Geral

- Propor um modelo matemático que reproduza a assinatura de pressão para uma ESDV do tipo esfera de 10 polegadas e validá-la com dados de homologação de uma ESDV real.

Objetivo Específico

- Apresentar uma estimativa do grau de influência dos principais parâmetros de projeto e processo sobre a assinatura de pressão quando alterados dentro de faixas pré- estabelecidas.

A motivação para o desenvolvimento do trabalho está centrada no fornecimento de um modelo matemático que reproduza o comportamento de uma ESDV do tipo esfera que contribua para a compreensão das alterações de parâmetros na assinatura de pressão e reconhecer qual parâmetro modificado poderia levar a esta alteração. Isto poderia ser utilizado para verificar se a ESDV necessita de intervenções para manutenção ou se está operando de forma aceitável.

2.2. METODOLOGIA

A metodologia do trabalho tem como base uma revisão bibliográfica sobre a ESDV, através do local de sua instalação, a sua origem, os seus defeitos e os componentes que a compõem. No capítulo 4 são apresentadas as fórmulas que governam o modelo matemático que simulam a atuação da ESDV e a construção do modelo matemático. No capítulo 5 estão expostas as respostas do modelo matemático frente aos resultados de homologação de uma ESDV real. Ainda dentro deste capítulo são apresentadas as alterações de parâmetros da ESDV e o seu impacto na assinatura de pressão. As conclusões realizadas estão no capítulo 6.

2.3. LIMITAÇÕES

A ESDV e os dados utilizados neste trabalho são de propriedade da Petrobras, portanto, alguns parâmetros foram fornecidos e outros obtidos através de desenhos técnicos que não podem ser divulgados devido a questões de sigilo entre as partes, portanto, algumas premissas serão assumidas ao longo deste trabalho devido ao sigilo das informações que se referem à origem de certos parâmetros e valores utilizados.

Os documentos originais dos testes de FAT e PVT não serão referenciados.

Não serão apresentados os desvios padrões dos pontos notáveis dos testes de FAT e PVT realizadas na ESDV objeto deste estudo. Os gráficos de FAT serão refeitos para a preservação dos dados originais. Os gráficos de PVT apresentados são os originais.

A assinatura de pressão por atuação hidráulica será referida apenas pelo termo “assinatura de pressão”.

O comportamento da válvula esfera em si, não será modelado, a sua contribuição na assinatura de pressão está baseada em um valor de torque que será usado como entrada para o modelo matemático.

O FAT será utilizado como o direcionador do modelo matemático por ser o último teste realizado na ESDV antes da sua instalação no ambiente *offshore*. Com isso, ajustes poderão ser realizados no modelo matemático na etapa de validação Modelo/FAT a fim de proporcionar um modelo que apresente respostas adequadas ao FAT. Os dados de PVT serão utilizados para analisar se o modelo proposto está operando em pressões adequadas para os pontos notáveis em condições hiperbáricas.

3. REVISÃO BIBLIOGRAFICA

3.1.Trabalhos anteriores em ESDV

Poucos trabalhos foram realizados anteriormente sobre ESDV, com isso, uma breve descrição sobre estes trabalhos serão abordados. Em Mashiba (2011), o comportamento de uma ESDV com válvula do tipo gaveta foi simulada através de modelos matemáticos. O autor levantou parâmetros construtivos e geométricos da ESDV a fim de estabelecer o código que rege o comportamento do sistema. As respostas do sistema foram exibidas em níveis de pressões em função do deslocamento do pistão de acionamento. Gerando assim, a assinatura de pressão em função do deslocamento (*stroke*) do pistão. Desta maneira, dois gráficos são gerados, o primeiro exhibe as pressões referentes ao avanço do pistão e o segundo, as pressões do retorno. O modelo foi validado com resultados experimentais nas condições de testes, tanto para ambiente hiperbárico, simulando uma lâmina d'água sobre a válvula, quanto para o ambiente atmosférico.

Em Euthymíou (2013) um modelo de evolução da probabilidade de falha foi conduzido em uma ESDV do tipo gaveta. Para tanto, o comportamento do sistema também foi desenvolvido em forma de um modelo matemático. As saídas do modelo foram os níveis de pressão em função do deslocamento do pistão (contador), o que permitiu exibir os dados de avanço e retorno no mesmo gráfico. Após a construção do modelo, alguns parâmetros foram modificados através do método de Monte Carlo, com isto, foi determinado qual a faixa de variação levaria a uma falha na ESDV, no caso, uma falha no fechamento. A degradação dos componentes bem como as variações adotadas foi determinada com base em dados de fabricantes de ESDV partir dos testes de operação da válvula fornecidos ao autor.

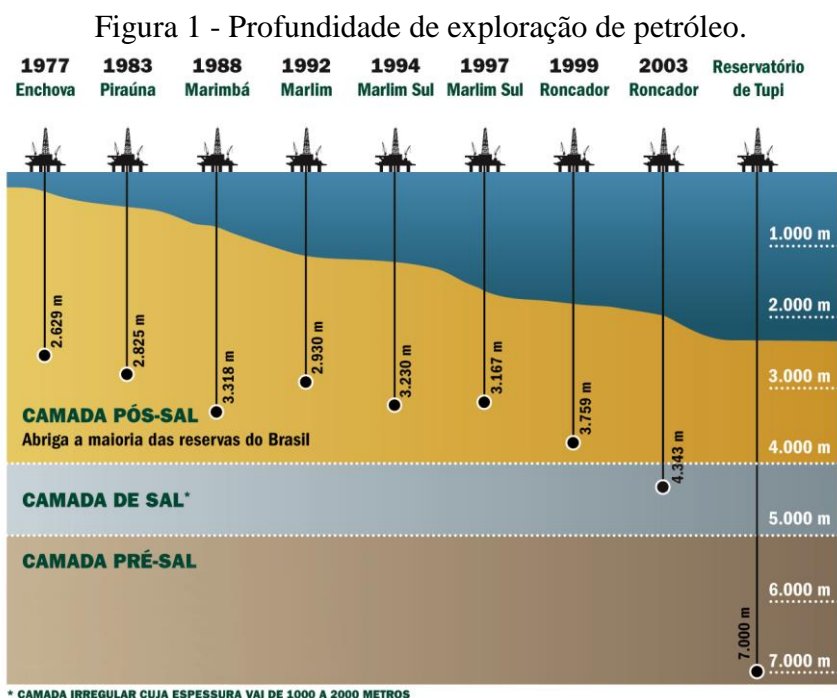
Em Lennertzen (2015) foram avaliadas as rotinas de testes submetidas sobre as ESDV do tipo gaveta e esfera com função segura em caso de falha operada pela empresa *Gassco*. Os dados avaliados incluem medidas de tempo de fechamento, taxas de vazamento interno e a função de bloqueio da válvula para avaliar se o sistema está operando sobre demanda. Os métodos utilizados para analisar possíveis falhas foram baseados em recomendações da *OLF 070* e *OREDA Handbook 2002*. Neste trabalho não foram desenvolvidos modelo matemático que simule a operação de uma ESDV. Como já dito, as análises foram realizadas somente

com os dados de operação da própria válvula para propor um procedimento para estimar as taxas de falhas entre as rotinas de testes empregadas.

3.2. Sistemas Submarinos

O começo da exploração de petróleo no Brasil se deu no início de 1950, com a criação da empresa Petróleo Brasileiro S.A. (Petrobras) para cuidar dos interesses brasileiros nesta área. Com a crise da década de 1970, a empresa se viu na obrigação de aumentar a produção e a oferta de petróleo para atender o mercado interno brasileiro. Logo, a exploração de poços em alto mar ganhou mais destaque, pois a exploração de poços em terra firme já não atendia a demanda nacional. Portanto, os esforços para explorar, obter e produzir o petróleo nestes cenários se tornou uma realidade (BETANZOS, 2004).

Para suprir a autossuficiência do país, foi iniciada a busca por poços em águas cada vez mais profundas, isto proporcionou o um pioneirismo do Brasil nesta área de exploração. A Petrobras se lançou nesta busca em águas cada vez mais profundas conforme Figura 1. Com isso, maiores desafios são enfrentados devido ao cenário extremo que grandes profundezas ocasionam como, por exemplo, as altas pressões no fundo do oceano (BUENO, 2010).



Fonte: PETROBRAS, 2018.

A partir da profundidade ou lâmina d'água (LDA), o processo de exploração pode ser classificado em águas rasas (até 300 m), águas profundas (300 a 1000 m) ou águas ultraprofundas (acima de 1000 m). Estima-se que 45% das reservas de petróleo brasileiras estão dentro da faixa caracterizada por águas profundas, ou seja, até 1000 m. Já a previsão das reservas a serem descobertas, é estimada que um total 50% estarão em águas ultraprofundas (BERTOLDI, 2018).

Com este aumento da profundidade ou lâmina d'água (LDA), houve a necessidade de desenvolver novos tipos de equipamentos e técnicas voltadas a este cenário que atendam a exigência da operação. A confiabilidade dos equipamentos submarinos se tornou um fator crítico devido a uma frequência menor de inspeções se comparada aos equipamentos de superfície. (ALBUQUERQUE, 2008).

Logo, as instalações sob uma maior LDA, aliado ao crescimento da exploração submarina exigem toda a gama de equipamentos que possibilitem a exploração das reservas. Todos os equipamentos que compõem o cenário submarino são definidos como sistema de produção submarino (SPS). O sistema possui estruturas, linhas e equipamentos que permitem controlar a produção dos poços submarinos até as facilidades de processamento em superfície conforme Figura 2. Dentre os elementos que fazem parte do SPS, podem-se citar os seguintes (SMIDERLE, 2016):

Figura 2 - Sistema de Produção Submarino.



Fonte: TECPETRO, 2018.

- Dutos, *risers*, *flowline*: são responsáveis pelo escoamento dos fluídos produzidos ou injetados nos sistemas, eles interligam os equipamentos submarinos até a facilidade de produção (plataforma ou terra). Podem apresentar uma configuração dinâmica ou estática. A dinâmica é caracterizada devido aos carregamentos provocados pelas correntes marinhas e ondas, pois fica suspensa entre a unidade de produção na superfície e o solo marinho. As configurações estáticas não sofrem tais carregamentos, pois ficam acomodadas sobre o leito marinho.
- Umbilicais: componentes que são os responsáveis pela interligação da fonte de energia, elétrica ou hidráulica para a operação de equipamentos submarinos como as válvulas ESDV por exemplo. Transportam ainda fluidos para injeção química nos poços. Existem algumas configurações diferentes entre si que dependem do número de funções que serão desempenhadas, a profundidade e o tempo de resposta dos equipamentos.
- Sistema de controle e monitoramento: sistemas que possibilitam o controle dos equipamentos submarinos de maneira remota a partir de uma estação central na superfície, além de permitir o controle das funções submarinas e o monitoramento das informações do processo como pressão, vazão, tempo de resposta e temperatura.
- Equipamentos submarinos: diversos componentes que possuem, entre outras funções, sistemas dedicados de segurança (ESDV), controle do fluxo ou isolamento do fluxo do fluido produzido ou injetado e separação de fluidos escoado em fases. Realizam também a interligação entre as linhas de produção e permitem a realização de testes específicos.

Portanto, o aumento da LDA ocasiona o aumento de pressões e isto está relacionada a equipamentos mais robustos e com confiabilidades maiores para as aplicações submarinas, associados a isso, componentes com função de segurança são essenciais para garantir a operação e exploração dos fluidos resultantes do petróleo neste tipo de ambiente.

3.3. Início do uso de ESDV no sistema submarino

O início do uso das ESDV começou depois do desastre na plataforma *offshore Piper Alpha*, em 6 de julho de 1988 no Mar do Norte, a mais de 220 quilômetros da costa da Escócia. A plataforma era de grande porte e iniciou suas atividades em 1976. Através do vazamento de um condensado de gás, a plataforma sofreu uma explosão que ocasionou diversos pontos de incêndios e impossibilitando o acesso ao centro de comunicação. A *Piper Alpha* era interligada a outra plataforma, a *Tartan*, que sofreu a ruptura de um riser devido ao calor gerado pela primeira explosão, o qual resultou no bombeamento contínuo de gás inflamável para a *Piper Alpha* que já se encontrava em chamas, com isso a destruição foi completa. A equipe responsável pela *Tartan*, constatando que a plataforma *Piper Alpha* já se encontrava em chamas, não possuíam autonomia para cortar o fornecimento do fluido inflamável que era direcionado pelo *raiser* rompido para a *Piper Alpha*. Este incidente vitimou 167 trabalhadores e ocasionou a perda total da unidade *offshore* (LIMA, JUNIOR, & ROSA, 2016).

Depois do incidente, o Governo Britânico, instaurou uma investigação do caso sob a liderança de Lord Cullen, membro do parlamento britânico. Após dois anos de investigações, em 1990, o relatório *The Public Inquiry into Piper Alpha Disaster* foi finalizado, este relatório também é conhecido como o “Relatório de Cullen”. Dentre as diversas áreas que contribuíram para as causas que ocasionaram o desastre, o relatório apontou as principais como: avaliação da segurança e do regime regulador, medidas de prevenção e mitigação e evacuação e salvamento (LIMA, JUNIOR, & ROSA, 2016).

O estudo levantou 106 recomendações para serem implementadas nos procedimentos no Mar do Norte a fim de evitarem acidentes semelhantes ao da *Piper Alpha*. Todas as recomendações foram aceitas pelas indústrias não se limitando apenas pela *offshore*. Entre as recomendações mais significativas estavam os Casos de Segurança ou *Safety Case* (HURTADO, 2016).

Para garantir as medidas baseadas no *Safety Case*, foram propostos dispositivos que providenciariam um corte no processo de extração e transporte do petróleo. A medida visa garantir a interrupção da produção caso o sistema detecte uma condição anormal dentro do processo. Em operações *offshore* que transportem líquidos ou gases inflamáveis, o isolamento

do inventário do fluido que possa vir a escapar pode ser realizado mediante a instalação de válvulas de segurança ESDV (MAHGEREFEH, SAHA, & ECONOMOU, 1997).

Figura 3 - ESDV no sistema submarino.



Fonte: PALADON, 2018.

A instalação preferencial da ESDV é realizada na transição do *flowline* e *riser* conforme Figura 3. Como as ligações entre os componentes que formam todo o sistema de produção submarino exigem linhas que possuem quilômetros de extensão e vários pontos de acesso, quer seja para a manutenção ou para inserir derivações na linha, as ESDV também podem ser dedicadas à função de interligações dos sistemas ou pontos de acessos (MASHIBA, 2011) (BRANDÃO, 2007).

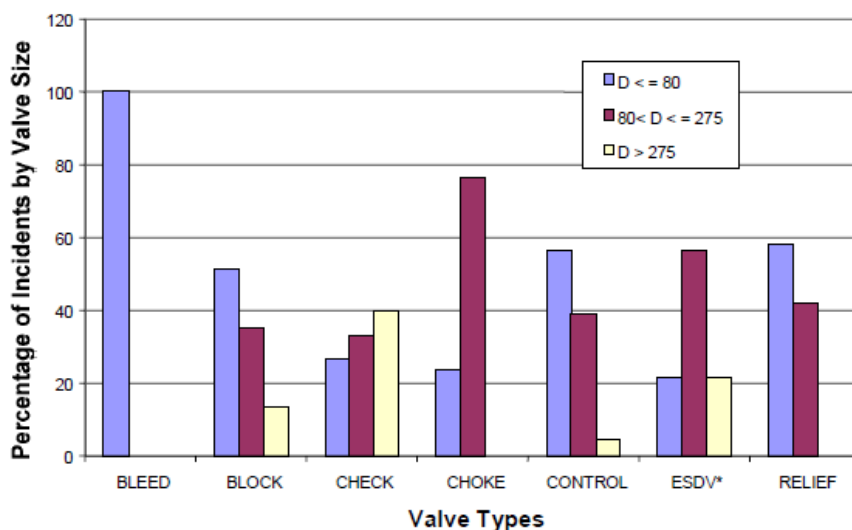
3.4. Principais Falhas em ESDV

Um estudo sobre válvulas utilizadas em instalações submarinas foi realizado a pedido da *UK Offshore Oil & Gas Industry* em 2003. No estudo as causas das falhas foram analisadas e separadas para fornecer um indicativo das causas principais que ocorrem nos equipamentos instalados (HSE, 2003).

Foram analisados falhas em seis tipos diferentes de válvulas entre o período de 1993 até 2001 conforme Figura 4. Além do tipo de válvula, o tamanho da passagem nominal da válvula serviu para a classificação das válvulas. Válvulas com diâmetros até que 80 milímetros (mm) foram colocados em um grupo. Para as passagens nominais de 80 até 275 mm, o segundo grupo foi definido. O terceiro grupo apresentam as válvulas com diâmetros nominais maiores que 0.275 metros.

Analisando a Figura 4 e focando somente nas válvulas ESDV com diâmetros entre 80 e 275 mm, as mesmas só apresentaram índices de falhas menores que a válvulas *Choke*. Com relação à distribuição de defeitos em função da passagem nominal das ESDV, fica evidente que a maiores taxas de falhas ocorreram com diâmetros de 80 a 275 mm.

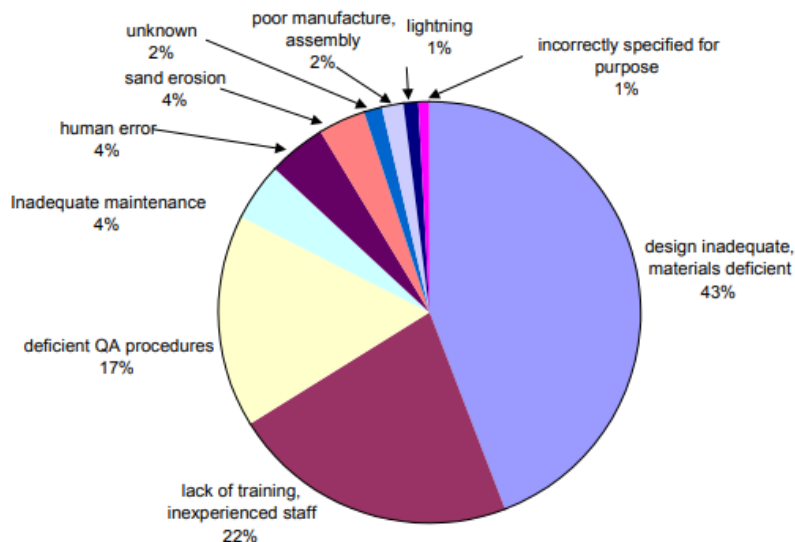
Figura 4 - Incidente percentual de falha por tipo de válvula.



Fonte: HSE, 2003.

Entre todos os incidentes que ocasionaram alguma falha nas válvulas, suas causas principais foram estudadas e determinadas. A distribuição das falhas é apresentada na Figura 5. Os dados mostram que 82% dos problemas têm causas em apenas três fatores: projeto inadequado, falta de treinamento e procedimentos de segurança deficientes (HSE, 2003).

Figura 5 - Causa das falhas.



Fonte: HSE, 2003.

Em Euthymíou (2013) foi citado outro estudo apresentado em uma conferência internacional em 1988. As análises mostraram que cerca de 10% das 250.000 válvulas estudadas apresentaram algum tipo de problema significativo em serviço. Foi apontado que os defeitos de projeto representaram uma proporção de 40% do total de falhas. Isto reforça a importância de simulação de operações de ESDV em condições extremas através de testes de PVT para se estabelecer um nível satisfatório de operação que resulte em uma segurança para todos os envolvidos.

Um projeto adequado de uma ESDV contribui para a diminuição da sua probabilidade de falha. Um bom entendimento dos parâmetros de processo que compõem a condição de operação da válvula, também pode auxiliar aos projetistas de válvulas a simularem casos extremos onde é avaliado se a válvula é capaz de operar sobre certas condições. Com isso, um modelo capaz de simular o comportamento de uma ESDV se torna essencial na fase de projeto, a fim serem evitados problemas durante a operação da válvula, quando esta já se encontra instalada sobre uma lâmina d'água.

3.5. Métodos de Análises de ESDV

Como válvulas ESDV são itens críticos utilizados em instalações por onde passam gás ou óleo, fluidos inflamáveis, sua função de bloqueio sob demanda deve ser atendida a fim de evitar acidentes. Para garantir que as ESDV operem confiavelmente sob demanda, são definidas rotinas de testes. Tais rotinas são realizadas enquanto a válvula está operando e são definidos como testes funcionais. Elas visam garantir a função de bloqueio da ESDV quando requisitadas sob demanda, em caso de alguma anormalidade na produção. Os testes realizados podem ser listados em (LENNERTZEN, 2015):

- *Full Stroke Test (FST)*
- *Partial Stroke Test (PST)*
- *Internal Leak Test*
- *External Leak Test*
- *Visual Inspection*
- *Pressure Signature*

Em Lennertzen (2015) existe uma descrição detalhada sobre o funcionamento destes testes. Devido ao tema deste trabalho, somente o teste *Full Stroke Test (FST)* será explicado, pois, este se assemelha ao método proposto neste trabalho, caracterizado como assinatura de pressão.

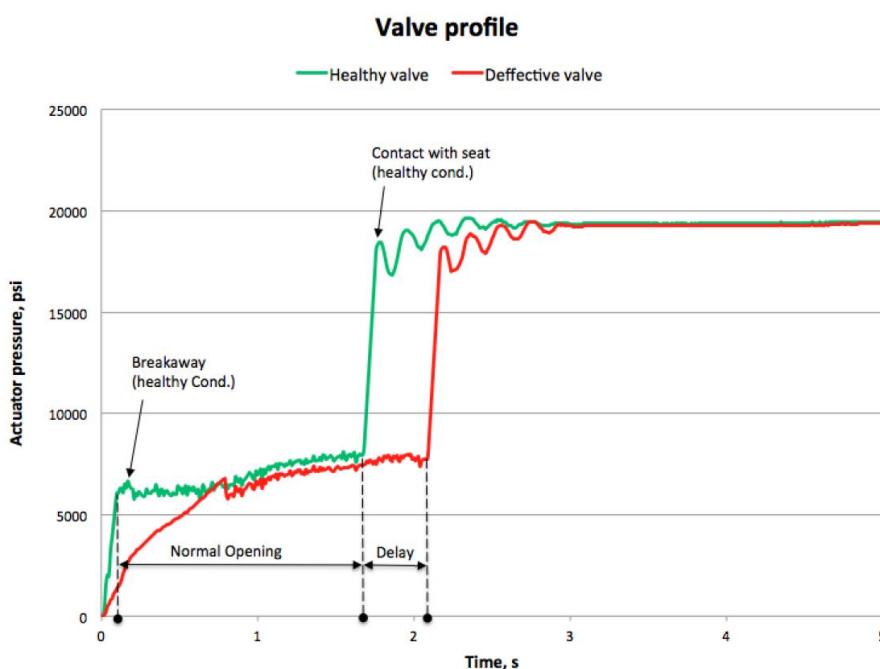
O FST é um teste sobre a função completa do equipamento, onde é utilizado também para verificar a operação de bloqueio da ESDV. O teste envolve o completo fechamento e abertura da ESDV, diferentemente do PST que envolve aberturas e fechamentos parciais para não interferir na produção. Importantes parâmetros são medidos durante o FST incluindo os tempos de fechamento e abertura, as pressões e os valores de torques para mover a ESDV através de *ROV*. Testes de vazamentos também são conduzidos através do FST, quando a válvula se encontra na posição fechada (LENNERTZEN, 2015).

Outro teste realizado em ESDV para garantir seu correto funcionamento é chamado de assinatura de pressão (*Pressure Signature*), que se refere ao comportamento dos parâmetros válvula/atuador com respeito de um ao outro. Devido à natureza e das tolerâncias geométricas da fabricação, cada ESDV possui valores específicos para suas assinaturas. A assinatura deve ser adquirida antes da instalação do equipamento para a produção. Uma assinatura do

equipamento novo irá representar um padrão que será comparado com a ESDV após muitas horas de operação e/ou acionamentos. Logo, comparando as duas assinaturas conforme Figura 6 é possível estimar o comportamento do sistema. A linha verde representa a assinatura padrão (equipamento novo) e a linha vermelha representa a ESDV com alguma degradação ou problemas mecânicos (BENCOMO, 2012).

É importante ressaltar que a análise da Figura 6 levou em consideração o tempo de operação (*delay*). Para o presente trabalho, a análise será através do deslocamento do pistão de atuação hidráulica.

Figura 6 - Assinatura de pressão sendo comparadas.



Fonte: BENCOMO, 2012.

3.6. Conjuntos da ESDV

Como mencionado anteriormente, para as válvulas de segurança utilizadas em aplicações submarinas, são necessárias que estas garantam a segurança e controle das operações. Para tanto, as válvulas, sejam do tipo gaveta ou esfera, são unidas com um mecanismo que seja capaz de fornecer o movimento de abertura e fechamento da válvula. Este movimento é

gerado por um atuador hidráulico. A união do atuador com a válvula dá origem ao conjunto atuador-válvula da ESDV.

Para os conjuntos de ESDV operados com válvulas gavetas, os trabalhos desenvolvidos foram citados no capítulo 3.1 deste trabalho, tais estudos resultaram em uma curva de assinatura de pressão através de modelos matemáticos. Os modelos usaram as características construtivas e geométricas da ESDV como entradas para o modelo matemático e as condições do ambiente onde ocorreu a instalação da ESDV também são analisadas e servem de entrada para as condições de contorno de cada simulação (MASHIBA, 2011) (EUTHYMÍOU, 2013).

Para a organização do presente trabalho, os conjuntos da ESDV serão separados em dois componentes principais, um representando o sistema de atuação e outro representará o sistema da válvula. Essa separação pode ser mais bem compreendida visualizando a Tabela 1 em conjunto com a Figura 7, onde está exemplificado qual elemento faz parte de qual sistema no conjunto da ESDV.

Tabela 1 - Separação do Conjunto ESDV.

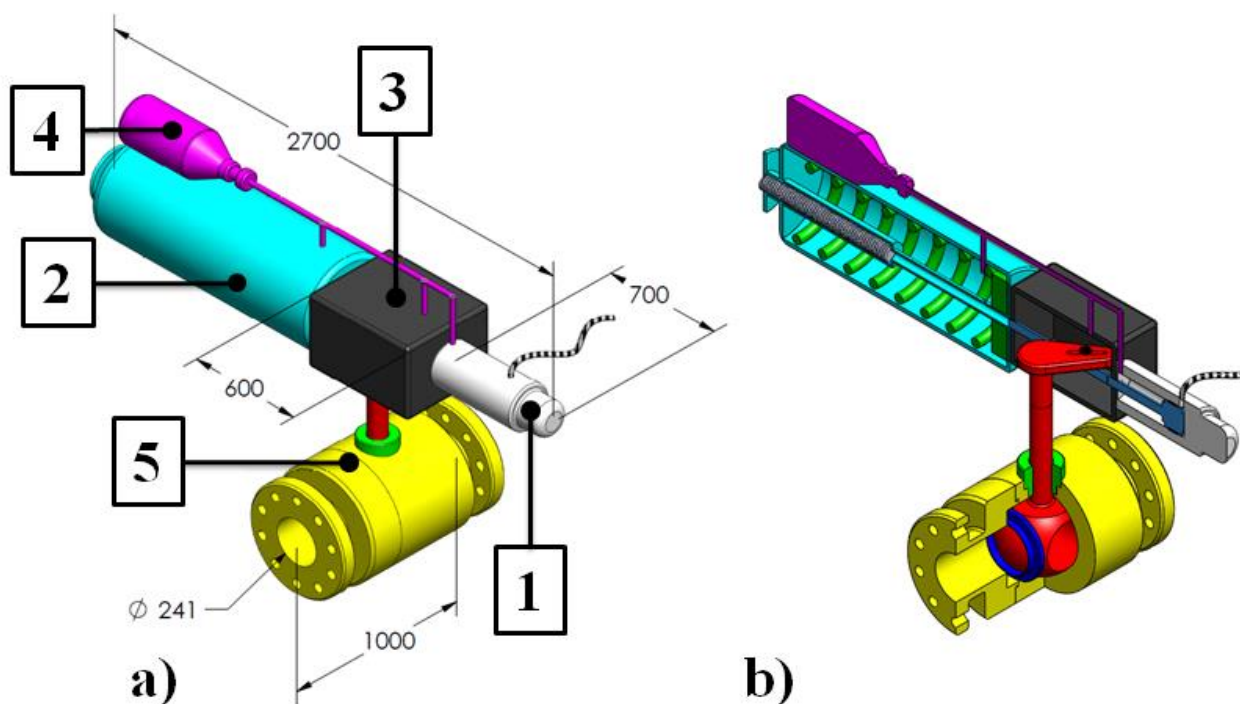
SISTEMA ATUAÇÃO		SISTEMA VÁLVULA	
Atuador (Pistão Hidráulico)	(1)	Válvula esfera	(5)
Mola	(2)	-	
<i>Scotch-Yoke</i>	(3)	-	
Compensação	(4)	-	

Fonte: Próprio Autor.

A Figura 7 exhibe onde cada componente dos sistemas se localizam no conjunto da ESDV. Nos capítulos seguintes uma explicação sobre cada sistema será apresentado. Isto será a base para a modelamento do comportamento da ESDV, pois, definido os sistemas, é possível entender como cada um contribui para a atuação e operação da ESDV, tanto no avanço e consequente abertura da válvula, como para o retorno e fechamento da mesma.

As medidas geométricas externas da ESDV apresentadas na Figura 7 são para informação geral. Estas medidas não influenciam diretamente no modelamento matemático, pois, são as medidas e características internas da ESDV que governam o comportamento.

Figura 7 – a) Sistemas da ESDV b) Sistemas da ESDV em Corte.



Fonte: Próprio Autor.

3.6.1. Sistema Atuação

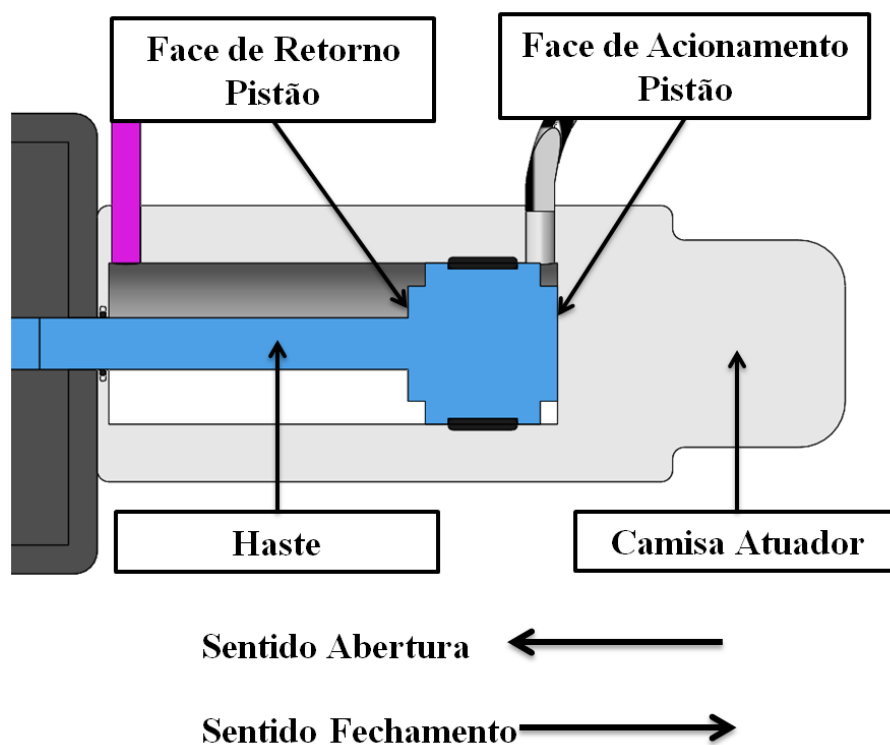
3.6.1.1. Atuador

O atuador é o elemento responsável pela abertura e fechamento da válvula. Normalmente para as aplicações submarinas, o uso de atuadores hidráulicos é amplamente utilizado, porém, devido ao avanço da confiabilidade dos componentes elétricos para aplicação submarina, estes atuadores vêm ganhando cada vez mais espaço (MASHIBA, 2011).

Segundo Sotomayor (2016) os atuadores podem ser lineares ou rotativos, onde, para os lineares existem os cilíndricos hidráulicos. Para esses, um fluido é inserido no cilindro do atuador em uma câmara de acionamento, que exerce uma pressão em uma área definida pelo diâmetro da face de acionamento do pistão conforme Figura 8. O retorno, geralmente, acontece pela força de uma mola em sentido oposto a força de acionamento, porém, existem os atuadores de dupla função onde o seu retorno é realizado por atuação hidráulica, neste caso

a mola é dispensada. A câmara de retorno também exerce uma pressão resultante do sistema de compensação na face de retorno do pistão. O movimento de avanço ou retorno é transmitido do pistão a válvula esfera através de um sistema que converte um movimento linear em um movimento angular, no caso deste trabalho, o sistema de conversão é do tipo *Scotch-Yoke*.

Figura 8 – Atuador em Corte.



Fonte: Próprio Autor.

3.6.1.2. Mola

Existe uma câmara onde a mola é inserida conforme a Figura 7. A mola é montada neste compartimento com uma pré-carga, ou seja, ela é montada com certa compressão que garanta uma força mesmo no estado de repouso do atuador. A câmara da mola é preenchida com um fluido hidráulico através de um sistema de compensação (EUTHYMÍOU, 2013). Além disto, o sistema de compensação permite aos projetistas usarem uma espessura menor na camisa da mola, pois, não haverá um diferencial de pressão entre as partes internas e externas quando a ESDV estiver instalada em águas profundas (MASHIBA, 2011).

Com a pressurização da câmara de acionamento, no lado da face de acionamento do pistão, este exerce uma força que é transmitida para a mola através de uma haste, com isso, a mola é comprimida pelo prato da mola. Ao se despressurizar a câmara do pistão, o movimento de retorno é iniciado. O retorno é garantido basicamente devido à energia potencial elástica armazenada na mola comprimida (MASHIBA, 2011).

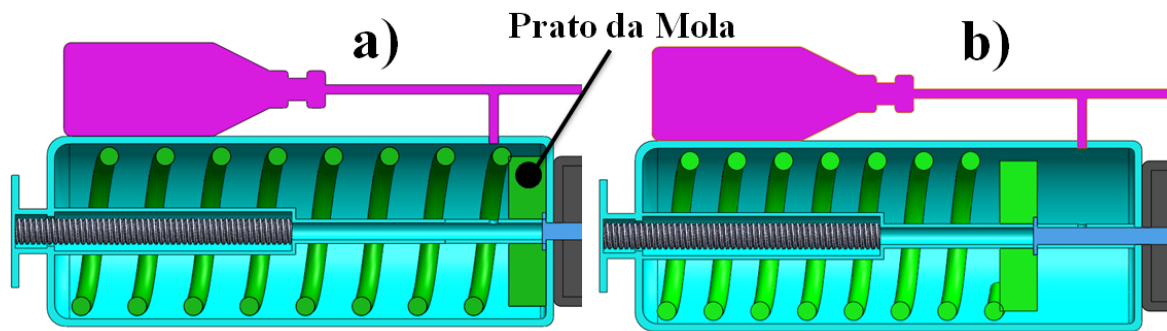
A Figura 9 - a) exhibe o comportamento da mola em seu comprimento inicial. Este estado indica que a força exercida pelo pistão não foi o suficiente para vencer a pré-compressão (pré-carga) aplicada na montagem da mola nesta câmara. Também indica o estado em repouso da ESDV, visto que, para uma situação onde não existe força resultante (diferencial de pressão) do pistão, a mola manterá a válvula na posição fechada. Esta condição onde a ESDV é mantida fechada quando não existe pressurização, é chamada de *Fail Safe Close* (FSC). Com isto o equipamento se encontra na posição de segurança permanecendo fechada.

Para a Figura 9 -b), o comportamento da mola é de maior compressão. Para tanto, a força do pistão deve vencer:

- Pré-carga aplicada na mola;
- Compressão crescente da mola;
- Atritos nos diversos componentes da válvula e do atuador
- Torques requeridos pela válvula para seu acionamento;
- Os atritos associados ao *Scotch-Yoke*;

. Com isso a mola é comprimida e armazena a energia elástica que será liberada no fechamento da ESDV.

Figura 9 - a) Mola Relaxada em Corte b) Mola Comprimida em Corte.



Fonte: Próprio Autor.

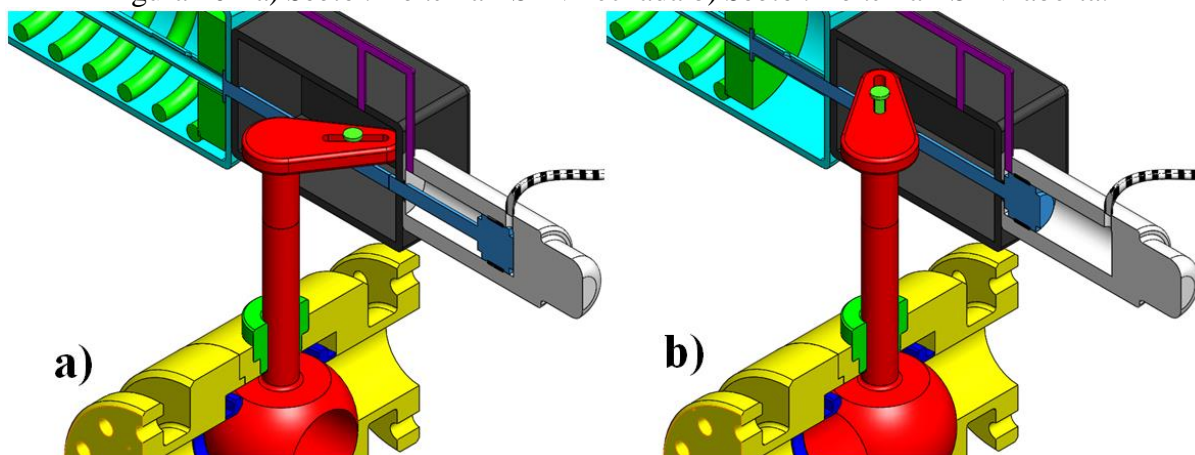
Para os equipamentos que exercem a sua função de segurança e proporcionam à abertura da válvula no caso de cenários de anormalidades ou emergências, o sistema de segurança recebe a designação *Fail Safe Open*. Neste caso, o equipamento irá permitir o escoamento do fluido pela válvula permanecendo aberta.

3.6.1.3. *Scotch-Yoke*

Entre o lado do pistão e o lado da mola existe uma câmara do elemento que converte o movimento linear da haste do pistão em movimento angular. Este é transmitido para o eixo de giro da válvula esfera. Este mecanismo é chamado de *Scotch-Yoke* ou Garfo Escocês.

Segundo Shimosaka (2016), o *Scotch-Yoke* poderia gerar movimentos harmônicos simples se acionado a uma velocidade constante. No caso dos sistemas utilizados em válvulas esferas, sua limitação angular está entre 0° e 90° , sendo que o *Scotch-Yoke* opera geralmente entre -45° e 45° .

Figura 10 - a) *Scotch-Yoke* na ESDV fechada b) *Scotch-Yoke* na ESDV aberta.



Fonte: Próprio Autor.

Na Figura 10 é demonstrado o funcionamento do sistema *Scotch-Yoke* para ambas as situações em que a ESDV poderá se encontrar, aberta ou fechada. O seu funcionamento é realizado através do movimento da haste do pistão e um ponto de contato com o sistema de conversão de movimento. Este movimento linear da haste gera um movimento de 90° no *Scotch-Yoke*, onde este giro é transmitido à haste da válvula esfera através de uma força de torque devida a um braço de alavanca de comprimento variável do mecanismo.

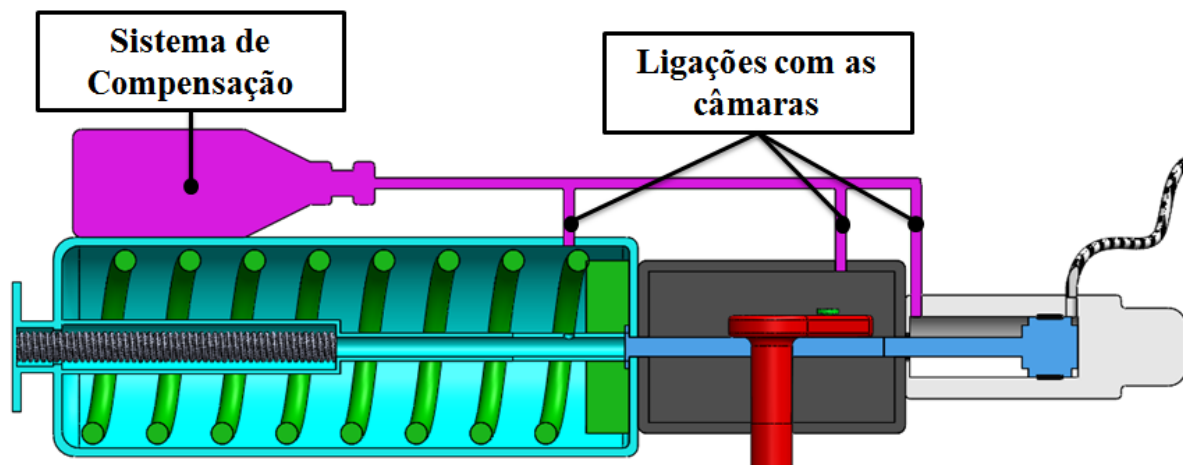
Existem ainda algumas ESDV que possuem um mecanismo diferente para transmissão do movimento do pistão e haste para a válvula. Entre eles estão os mecanismos: pinhão e cremalheira, *Scotch-Yoke* simétrico e *Scotch-Yoke* assimétrico. A escolha do sistema que irá converter os movimentos deve ser baseada no torque necessário para garantir todo o movimento da esfera, para uma dada pressão fornecida pela unidade hidráulica de superfície. Neste trabalho, o sistema da ESDV é *Scotch-Yoke* simétrico, conhecido simplesmente por *Scotch-Yoke* (SY).

3.6.1.4. Compensação

O sistema de compensação geralmente fica na parte exterior do conjunto da ESDV onde são conectadas as câmaras da mola, do *Scotch-Yoke* e do atuador, conforme Figura 11. Todas as câmaras estão completamente preenchidas com um fluido hidráulico proveniente do sistema de compensação. Embora a compensação possa ser atribuída ao sistema de atuação,

conforme Tabela 1, existem algumas situações onde não é transmitida nenhuma pressão para as câmaras da ESDV, este caso é caracterizado por atuações em ambiente atmosférico.

Figura 11- Sistema de Compensação em Corte.



Fonte: Próprio Autor.

O equipamento de compensação conta com uma bexiga em seu interior que compensa a pressão atmosférica ou a pressão hidrostática equivalente à lâmina d'água, esta compensação é então transferida da compressão da bexiga para o fluido hidráulico das câmaras onde o sistema está conectado por tubulações. Quando o sistema está funcionando de maneira adequada, as pressões nas câmaras se equalizam ao ambiente submarino (EUTHYMÍOU, 2013).

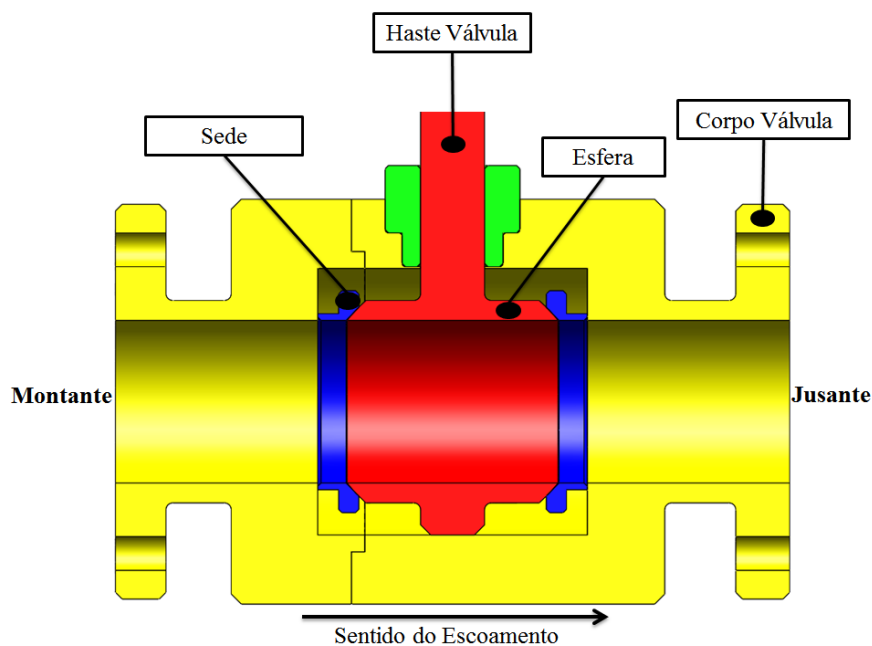
Para situações onde a ESDV está operando em ambiente submarino, submetidos a grandes pressões hidrostáticas, a compensação transfere esta pressão. Porém, em condições de testes em ambiente atmosférico (1 atm), a parcela que a compensação transfere ao sistema é mínima. Com isso, somente para ambientes submarinos a contribuição do sistema de compensação tem um impacto sobre a assinatura de pressão da ESDV.

3.6.2. Sistema Válvula

3.6.2.1. Válvula Esfera

Segundo Faccio (2017) as válvulas esferas apresentam funcionamento *on-off* e seu alcance rotacional está entre 0° e 90° . Quando o orifício na esfera está alinhado com a tubulação, ou seja, perpendicular a tubulação, o fluido de produção é escoado, neste ponto a válvula se encontra aberta. Quando a passagem se encontra perpendicular à tubulação, acontece o bloqueio do fluido caracterizando a posição fechada da válvula. A característica deste tipo de válvula é a rapidez de operação, pois é necessário apenas um quarto de volta para seu completo acionamento. As válvulas são compostas do corpo, esfera, haste, mancais, vedações e as sedes (NESS & SKAGE, 2016) (MATHIAS, 2008).

Figura 12 - Válvula Esfera em Corte.

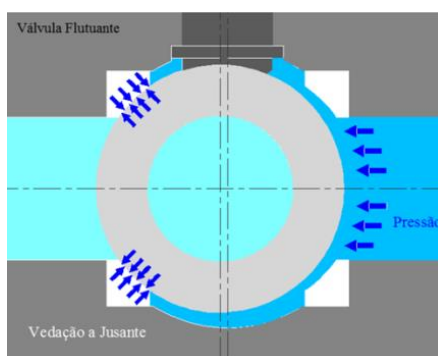


Fonte: Próprio Autor.

As válvulas esferas podem apresentar diferentes padrões construtivos. Dentre tais configurações, a depender do sistema de vedação, as válvulas podem ser do tipo flutuante e do tipo *Trunnion* (FACCIO, 2017).

A válvula esfera flutuante é a mais comum e é indicado para pequenos diâmetros de até oito polegadas. Sua construção é baseada em essência por um obturador (esfera) e duas sedes (anéis de vedações). A esfera tem a liberdade de movimento axial. Esta liberdade permite a esfera flutuar de encontro à sede, o que ocasiona em uma força de contato contra a vedação. Este movimento é garantido graças aos diferenciais de pressões existentes entre o lado montante e jusante da válvula que promovem o diferencial de pressão. Logo, a esfera comprime a sede e isto garante a vedação do sistema e impedindo a passagem do fluido pela válvula. Esta válvula garante a vedação apenas de um lado da válvula, seja montante ou jusante mais nunca ambas.

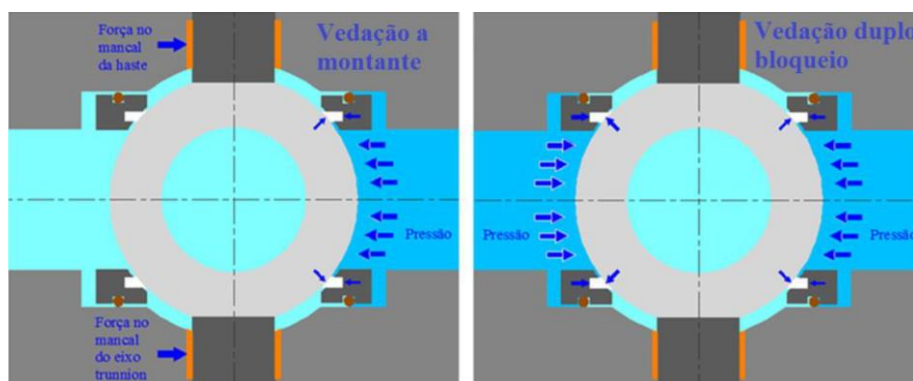
Figura 13 - Esfera Flutuante.



Fonte: TELLES, 2015.

A válvula esfera do tipo *Trunnion* é apoiada por dois mancais, um na parte inferior e outro na parte superior da cavidade. Esta configuração impede o movimento axial da esfera e evita que o obturador se mova em função do diferencial de pressão aplicado na válvula como ocorre na esfera flutuante.

Com isso a vedação é realizada através de um efeito pistão, pois, o anel de vedação é quem se desloca e a esfera permanece fixa conforme Figura 14, diferente da esfera flutuante onde a vedação é que permanece fixa e a esfera se desloca.

Figura 14 - Válvula *trunnion*.

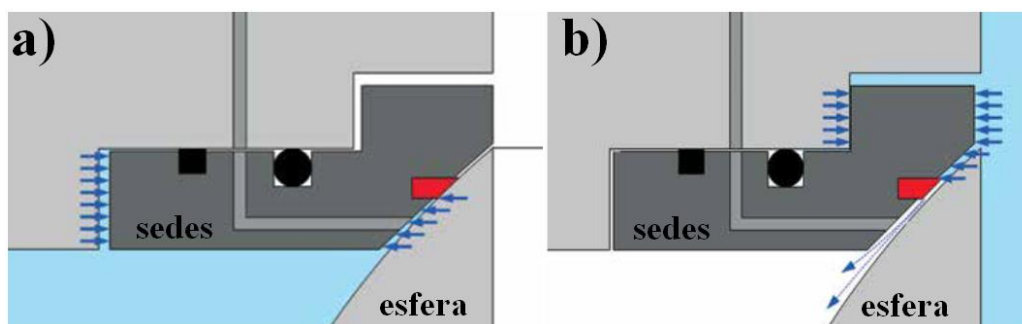
Fonte: TELLES, 2015.

A depender da forma em que a pressurização ocorre na válvula como, por exemplo, pressão na montante, jusante ou cavidade, as válvulas *Trunnion* irão apresentar características diferentes quanto a suas vedações, a saber: pistão simples efeito (SPE), pistão duplo efeito (DPE), duplo bloqueio (DBB) e válvula com dupla barreira de vedação e alívio de pressão na cavidade (DIB) (ROSSETTO & CLARKE, 2016).

A vedação SPE (do inglês *Single Piston Effect*) ocorre quando a pressão a montante desloca a sede contra o obturador (esfera) e garante a vedação no sentido montante jusante conforme Figura 15a). Na ocasião onde a pressão na cavidade da válvula é maior que as pressões de montante, a sede se desloca e permite a passagem do fluido conforme Figura 15b) (BONNEY FORGE, 2018).

Isto implica em apenas um sentido de vedação para a configuração SPE (ATCONTROLS, 2018).

Figura 15a) Vedação SPE pressão à montante. Figura 15b) Vedação SPE pressão na cavidade.

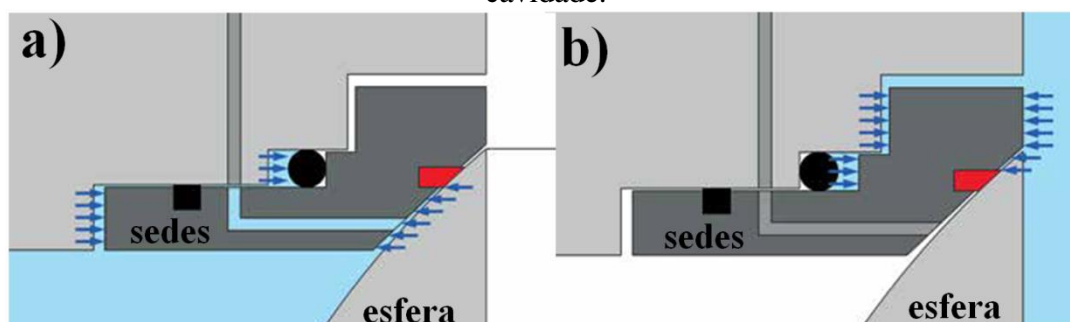


Fonte: ATCONTROLS, 2018.

Quando a montante está pressurizada a vedação se desloca contra a esfera, com isso a vedação DPE (do inglês *Double Piston Effect*) age exatamente como a SPE ao se pressurizar a montante. A diferença entre DPE e SPE ocorre quando a pressão é exercida pelo lado jusante ou pela cavidade da válvula, pois estas pressões exercem uma força que desloca a vedação contra a esfera, não permitindo o alívio de pressão e consequentemente impedindo a passagem do fluido conforme Figura 16b). Tal comportamento é resultado de uma maior área que está exposta à pressão da cavidade que gera este efeito pistão sobre o anel de vedação e permite a vedação nos dois sentidos no DPE (JU, 2018).

Na configuração DPE qualquer lado da vedação, seja a montante ou jusante, é ativada por qualquer diferencial de pressão independente onde ocorra a maior pressão. Isto significa que se a vedação localizada na montante vazar, a vedação na jusante é imediatamente ativada, o que providencia uma força de contato e consequentemente promove a estanqueidade do sistema (RAGAZZONI & CAMPANELLI, 2012).

Figura 16a) Vedação DPE pressão à montante. Figura 16b) Vedação DPE pressão na cavidade.



Fonte: ATCONSTROLS, 2018.

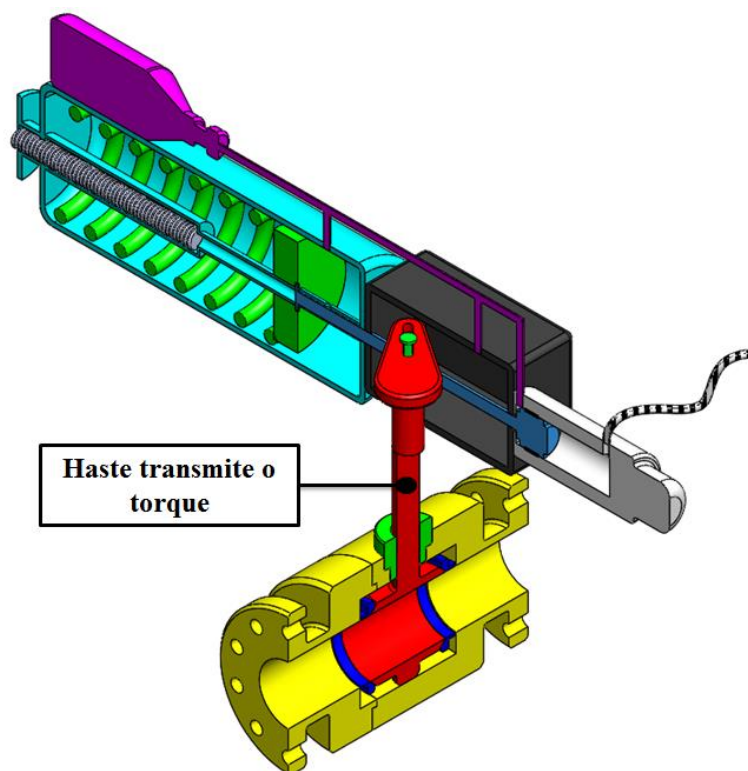
Segundo Rossetto (2016), nas sedes das válvulas *Trunnion* se encontram molas localizadas na face oposta à superfície de vedação. Tais molas devem garantir uma pressão de contato inicial entre a esfera e as sedes, com isto, quando a válvula está submetida a uma baixa pressão, as molas irão proporcionar a vedação do sistema. Quando a válvula está submetida a altas pressões, a contribuição das molas nas vedações é baixa.

3.6.2.2. Torque na ESDV

A pressão exercida pelo fluido na face da esfera contra as sedes originam a vedação do sistema que exerce uma tensão de contato referente ao material da sede e o material da esfera. As interfaces de vedações podem ser construídas de materiais resilientes (plastomero ou elastomero) ou metais, ocasionando em maiores ou menores tensões de contato que resultarão em torque de acionamento de maiores magnitudes, referente ao giro da esfera (ROSETTO, 2016).

O torque de acionamento neste trabalho é exercido hidraulicamente pelo pistão no avanço e mecanicamente no retorno através da mola.

Figura 17 - Torque na ESDV.



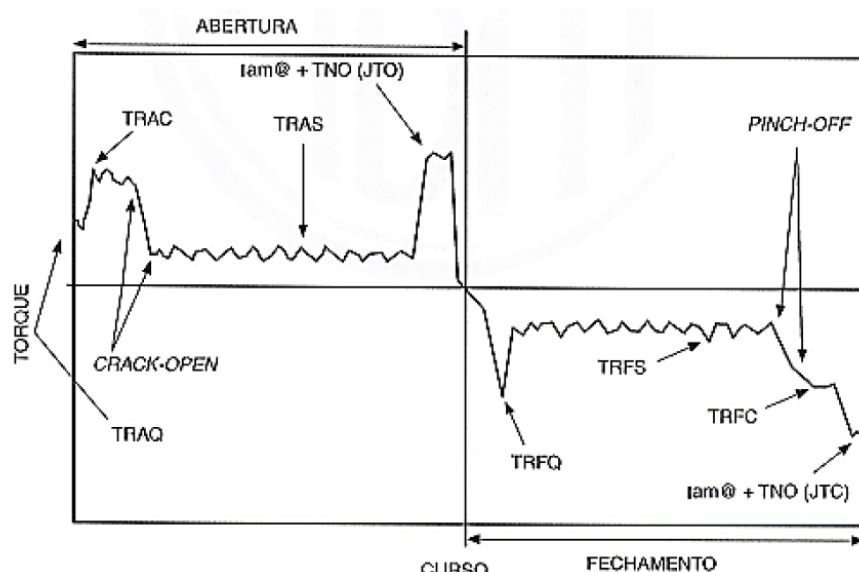
Fonte: Próprio Autor.

O valor máximo de torque ocorre na eminência da abertura e se mantém até que a comunicação do fluido entre montante e jusante seja realizada, gerando uma redução a certo valor depois que a válvula atingir um determinado ângulo (ROSETTO, 2016). Este ângulo

onde a comunicação se inicia é chamado de *crack-open*. A queda de torque pode ser explicada através da equalização de pressões entre os dois lados da válvula quando o escoamento é iniciado, logo, a força que as sedes exercem na esfera diminui e com isso o torque requerido para o movimento da esfera também cai.

Existe uma curva que relaciona os movimentos de abertura e fechamento de uma válvula com os torques de acionamentos, esta curva é chamada assinatura de torque conforme Figura 18.

Figura 18 - Assinatura de Torque.

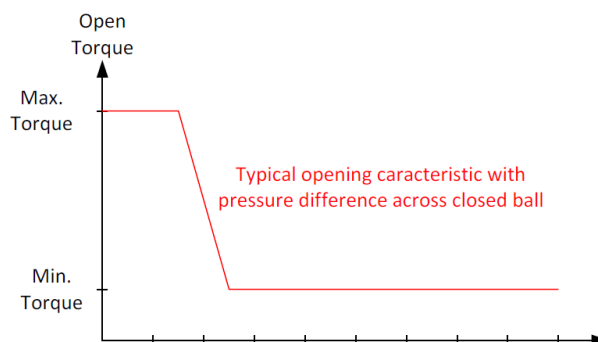


Fonte: ABNT, 2011.

Para cada ponto da assinatura de torque existem pontos chaves que podem indicar a condição do conjunto atuador-válvula. O objetivo deste trabalho é focado na assinatura de pressão, logo os pontos chaves relativos ao torque não serão abordados, porém, fica registrado que os pontos chaves do torque e de pressão, como são funções da força de acionamento do atuador, acontecem em tempos semelhantes, se não exatos.

Para os valores de torque, uma simplificação será adotada, com isso, os valores de torque se comportam de acordo com a Figura 19, se mantendo estáveis até o ponto de *crack-open* e depois diminuindo o valor de torque na ESDV para o avanço. Para o retorno o comportamento possuirá o sinal negativo (AGITO, 2017).

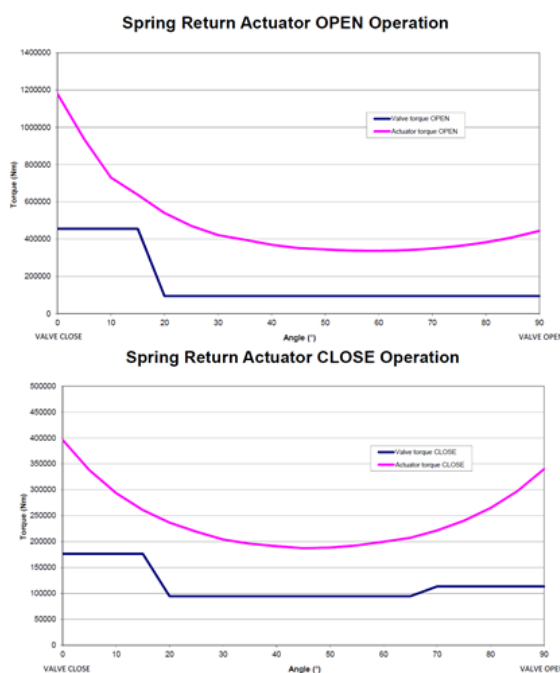
Figura 19 - Torque em válvula esfera.



Fonte: AGITO, 2017.

Outro estudo foi conduzido por Ragazzoni e Campanelli (2012), onde os torques de acionamento de uma ESDV de 48 polegadas foram medidos e estão ilustrados na Figura 20 para a operação de abertura e fechamento da válvula. É possível notar que a simplificação adotada para o comportamento do valor de torque descrito pela Figura 19, está próximo ao mencionado na Figura 20 para a abertura. A diferença fica para o perfil do torque no processo de fechamento, onde existe um aumento do valor de torque quando a esfera se encontra em um ângulo de 60~70°, este aumento será desprezado no presente trabalho e qual resultara em um valor constante.

Figura 20 - Perfil da curva de torque em uma ESD de 48".



Fonte: RAGAZZONI & CAMPANELLI, 2012.

3.7. Sistemas de Controle

O sistema de controle é o responsável pela alimentação das funções hidráulicas e elétricas dos equipamentos submarinos. Além disto, o sistema de controle permite as facilidades localizadas na superfície monitorar os parâmetros relacionados ao processo envolvendo o funcionamento da válvula como pressão, temperatura e vazão. O sistema de controle é dividido em duas partes, a que se localiza na superfície e outra em ambiente submarino, composto pela distribuição e controle secundários de potência (MASHIBA, 2011).

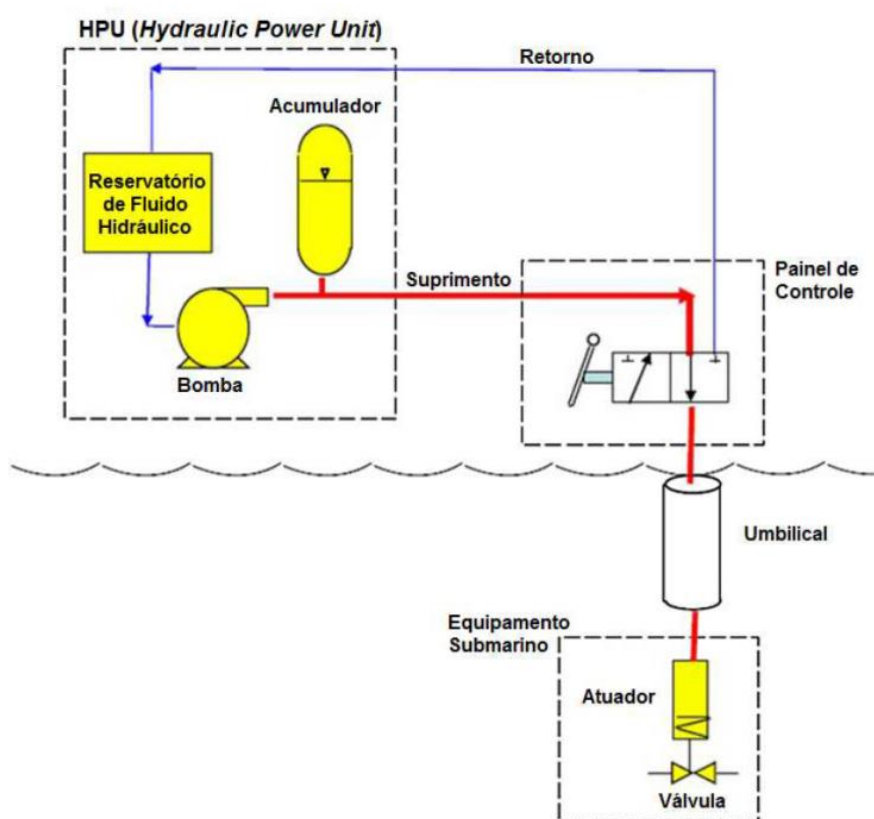
Segundo (MASHIBA, 2011) existem tipos de sistemas de controles que são mais usados no Brasil, a saber:

- Controles diretos
- Multiplexados.

O sistema direto é o mais simples e será usada esta configuração neste trabalho. É possível verificar conforme Figura 21 que a unidade hidráulica (HPU) se encontra acima da superfície bem como uma válvula de controle direcional (em inglês *Directional Control Valve - DCV*). A válvula direcional se desloca para a posição onde o fluido de acionamento é pressurizado até a ESDV. Para o fechamento da ESDV, a válvula direcional se posiciona para que o fluido pressurizado retorne ao próprio reservatório da HPU na superfície, logo, a despressurização do fluido contido na linha permite a força da mola vencer a força do atuador (STAVENES, 2010).

A grande vantagem deste tipo de controle é que todos os elementos críticos se encontram acima da superfície, facilitando o acesso e reduzindo os custos no caso de intervenções ocasionados por falhas. A desvantagem é o tempo de resposta na despressurização da linha para o fechamento da válvula esfera, além de requerer uma linha hidráulica para cada função o que resulta em grandes dimensões e pesos em termos de umbilicais (MASHIBA, 2011) (BERVEN, 2013).

Figura 21 - Sistema de Controle Direto.

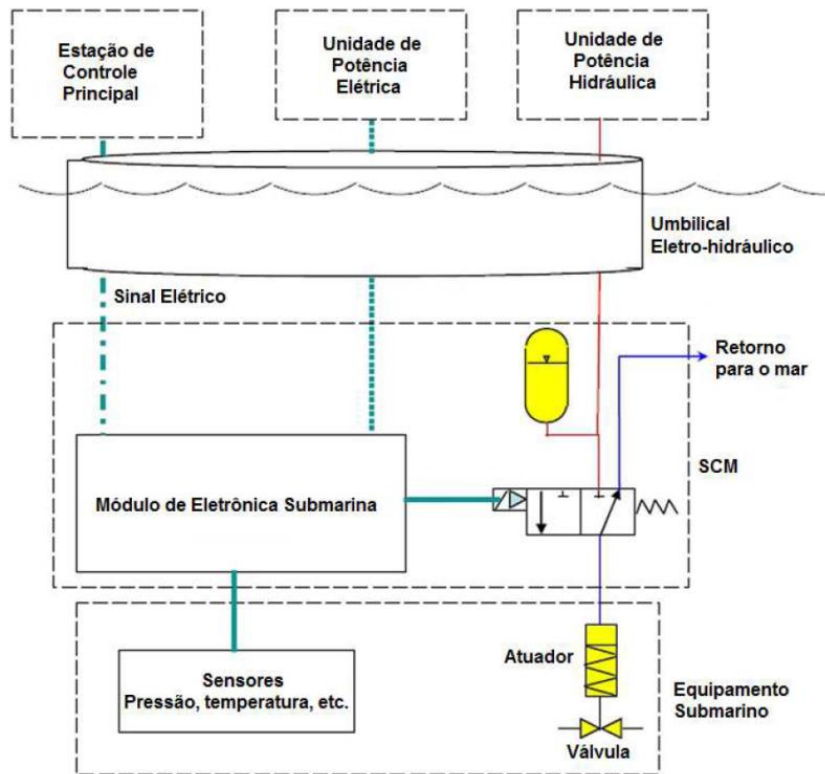


Fonte: MASHIBA, 2011.

Para os sistemas multiplexados a configuração é muito mais complexa. Para a operação de abertura de uma ESDV por este método, um comando, em forma de sinal elétrico, é enviado por software a partir da “Estação de Controle Principal” que se liga até o “Módulo de Eletrônica Submarina” localizado no “Módulo de Controle Submarino” (em inglês *Subsea Control Module* - SCM). No ambiente submarino, o SCM converte o sinal elétrico para operar o alinhamento da DCV com a linha de suprimento hidráulico, representada pela linha vermelha. Esta linha se encontra energizada com acumuladores que transferem uma pressão para a ESDV (SILVA, 2015).

De igual modo, para o fechamento da ESDV, um comando é enviado a partir da “estação de controle principal”. A DCV ao receber o comando se alinha com a linha de retorno para o mar, representada pela linha azul. Este alinhamento permite o retorno do atuador em um tempo bem menor se comparado com o sistema direto, pois, não existe a necessidade do retorno do fluido de trabalho para a unidade de produção. Toda o esquemático/diagrama pode ser visto na Figura 22 (MASHIBA, 2011).

Figura 22 - Sistema de Controle Multiplexado.



Fonte: MASHIBA, 2011.

3.8. Umbilical

O umbilical é um conjunto de tubulações e cabos, elétricos e hidráulicos, organizados e distribuídos ao longo de uma seção transversal de uma carcaça cilíndrica protetora conforme Figura 23. Sua função é transportar fluidos hidráulicos e produtos químicos, além da energia elétrica aos sistemas submarinos. São utilizados para operar remotamente os equipamentos e válvulas submarinas, como as ESDV (SMIDERLE, 2016).

Segundo Lia (2014) podem exercer as seguintes funções:

- Transmitir potência hidráulica para atuação de válvulas em equipamentos submarinos
- Transmitir sinal elétrico para leitura de instrumentos submarinos
- Conduzir fluidos para serem injetados em poços e dutos.

As mangueiras hidráulicas, utilizadas para atuar os equipamentos submarinos, são feitas de nylon com uma malha de kevlar e revestidas de borrachas. O fluido hidráulico mais utilizado, segundo Duarte (2017) em águas profundas é o HW 525 (base água com 25% Glicol), este fluido possui uma densidade um pouco acima da água (~2.5%). Geralmente as linhas hidráulicas possuem um diâmetro de 3/8 polegadas (9.525 mm) (LIMA, 2007).

O umbilical não possui conectores próprios, por isso utiliza unidades de terminação de umbilicais para realizar as conexões. Podem ser utilizados também para conectar equipamentos como Árvore de Natal Molhada ou manifold à superfície (NOGUCHI, 2014)

Figura 23 - Cabo umbilical em corte.



Fonte: NOGUCHI, 2014.

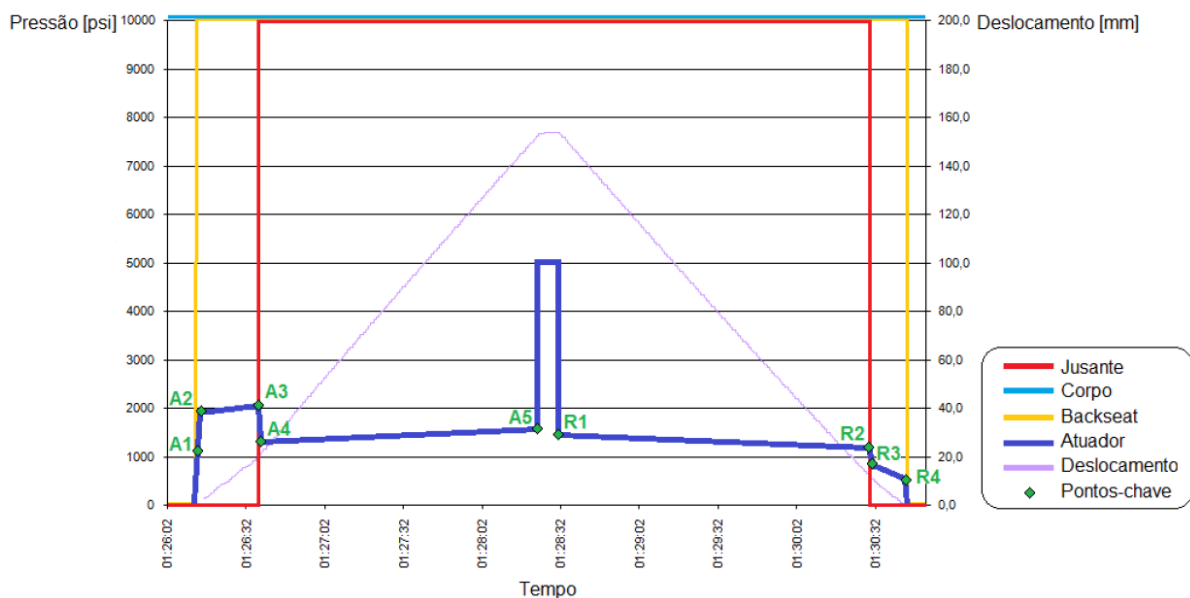
3.9. HPU

A unidade de potência hidráulica (*Hydraulic Power Unit* - HPU) fornece a energia hidráulica ao sistema. A HPU gera a pressão hidráulica necessária para a operação das válvulas e outros componentes submarinos, sendo possível subdividir o a HPU em duas partes: as linhas de alta (HP – High pressure) e as linhas de baixa pressão (LP – Low pressure). Geralmente sua localização é associada à Unidade Estacionário de Produção na superfície (OLIVEIRA, 2016).

3.10. Assinatura de Pressão

A assinatura de pressão de uma válvula se caracteriza por um gráfico temporal onde as pressões necessárias para a operação de abertura e fechamento da ESDV ocorra. Estas pressões estão relacionadas com a força que o pistão de atuação deve realizar para promover o avanço ou retorno da haste de atuação. Estes gráficos contam ainda as informações a respeito das pressões a montantes e jusante da válvula conforme Figura 24, onde a assinatura é de uma válvula submarina de gaveta, onde além de monitorar as pressões montantes e jusante, também é avaliada a pressão no *backseat*, em uma assinatura de válvula esfera o *backseat* é inexistente.

Figura 24 - Assinatura de uma ESDV.



Fonte: MASHIBA, 2011.

Segundo Euthymíou (2013) nessas curvas de pressões existem alguns pontos que são reconhecidos em assinaturas de válvulas, estes pontos são denominados como pontos chaves ou pontos notáveis. Estes pontos apresentam informações fundamentais para avaliar se os desgastes relativos ao sistema estão gerando atritos elevados, resultando assim em pressões significativamente diferentes das esperadas em uma condição de funcionamento normal. As assinaturas também podem ser utilizadas para validar um produto através da reprodutibilidade dos valores para os pontos-chaves durante uma bateria de testes.

O comportamento da pressão na câmara de acionamento do atuador acontece conforme o seu avanço e retorno, onde pode ser observada na Figura 24. É possível notar os pontos notáveis detalhados na Tabela 2.

Tabela 2 - Definição dos Pontos Notáveis/Chaves.

Ponto Chave	Descrição Ponto Notável	Angulo Esfera
A1	Início do movimento da haste: o valor da força de atuação está na eminência de vencer a pré-compressão da mola e atritos.	0°
A2	Início do movimento da esfera: o valor da força de atuação é maior que as forças contrárias e a esfera inicia sua rotação em função do avanço da haste.	0°
A3	Início de comunicação (fluido): maior valor da pressão antes que haja a comunicação do fluido na montante para a jusante, resultando em uma queda abrupta de pressão. Chamado de início do <i>crack-open</i> .	5°~15°
A4	Completa equalização de pressão: as pressões entre montante e jusante se equalizam. Chamado de fim do <i>crack-open</i> .	5°~15°
A5	Final de avanço do atuador: maior valor de pressão de atuação antes do seu aumento abrupto até a Pressão Nominal de Trabalho do Atuador (PNTA)	90°
R1	Início do retorno do atuador: Menor valor da reta vertical traçada pela pressão de atuação no início do movimento de retorno do atuador.	90°
R2	Fim de comunicação: maior valor da pressão de atuação antes da sua queda abrupta, ainda se diferencial de pressão. Chamado de início do <i>pinch-off</i> .	5°~15°
R3	Completo diferencial: valor da pressão de atuação no momento em que a jusante da válvula atinge a completa despressurização devido ao fim de comunicação entre montante e jusante. Chamado de fim do <i>pinch-off</i> .	5°~15°
R4	Final de retorno do atuador: maior valor da pressão de atuação antes da sua queda abrupta até a completa despressurização.	0°

Fonte: Próprio Autor.

Em testes de baixa ou nenhuma pressão diferencial entre montante e jusante da ESDV, alguns pontos não são possíveis de identificar, para contornar este problema, a maioria dos testes são realizados com alto diferencial de pressões e com um acionamento relativamente lento para a câmara de acionamento, esta câmara é preenchida pelo fluido de trabalho em uma vazão de 1 ou 2 litros por minutos. Isto proporciona uma assinatura comportada onde é possível distinguir melhor os pontos notáveis conforme imagem Figura 24.

Nas situações sem os diferenciais montante e jusante, somente os pontos extremos da assinatura são visíveis, são eles: A2, A5, R1 e R4.

3.11. Testes de Qualificação da ESDV

Segundo Euthymíou (2013) a produção e exploração de óleo e gás requerem equipamentos de alta confiabilidade e que apresentem um comportamento adequado. Tal desempenho deve ser previsível ao longo da vida útil dos equipamentos e reproduzível em outros produtos.

A homologação do projeto e a verificação de desempenho devem ser caracterizadas de forma objetiva por testes. Através de normas e padrões internacionais, como API 6A/API-17D e ISO, são definidos os requisitos para a homologação nos testes de verificação sobre o desempenho do projeto. Entre alguns requisitos avaliados estão: teste de vedação das sedes, penetração externa de fluido, sobrecarga de pressão no atuador, sobrecarga de torque no atuador, integridade estrutural do corpo da válvula dentre outros (DUARTE, 2017).

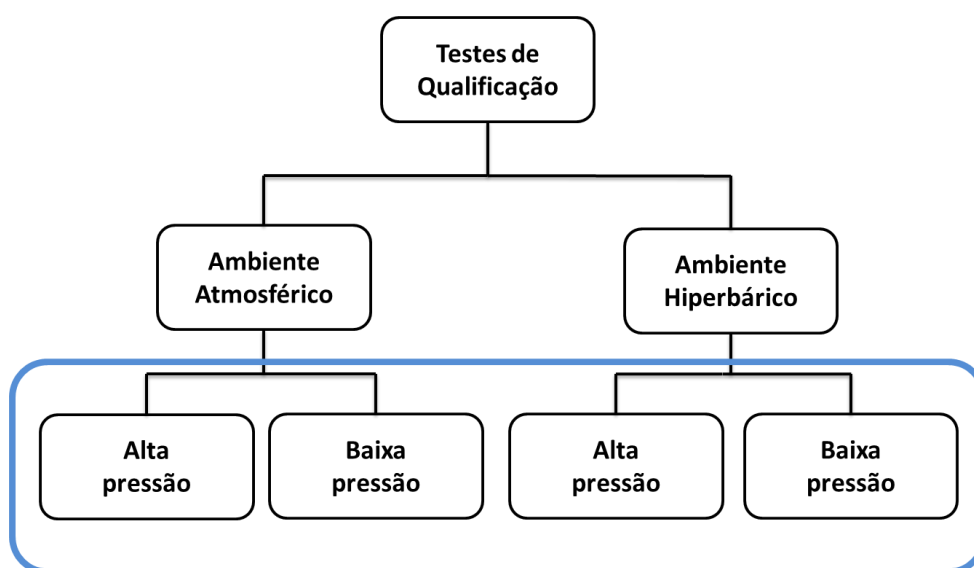
Entre os testes realizados na ESDV, dois serão abordados neste trabalho e explicados nos capítulos seguintes, pois vão de encontro com o objetivo abordado neste estudo.

3.11.1. PVT- Performance Verification Test

As assinaturas de pressão podem ser obtidas durante os testes de homologação do projeto, também conhecido como *Performance Verification Test* (PVT), estes testes são baseados em um produto/protótipo que representam o produto final. O protótipo é isento de não conformidade e é fabricado com o mesmo ferramental, técnicas e material dos produtos finais, logo correspondem a um modelo 100% representativo. Estes visam avaliar se o componente poderá ser acionado dentro dos limites de operação, como por exemplo, temperatura, profundidade de instalação (LDA) e pressões do processo. O modelo utilizado nesta etapa poderá estar desgastado ao final da bateria de teste. Embora representativo algumas alterações podem ser necessárias como adaptar pequenos pontos para o monitoramento de pressão na ESDV, permitindo avaliar o impacto da pressão em locais específicos do projeto. Tais testes precisam manter a praticidade e a viabilidade econômica, além do cronograma, por isso, os testes são realizados em um número limitado de protótipos e por um número definido de ciclos (EUTHYMÍOU, 2013).

A obtenção das assinaturas é realizada em vários momentos durante a qualificação do projeto do conjunto atuador-válvula, mas quatro condições ganham destaques dentro dos testes de qualificação das ESDV conforme Figura 25 (MASHIBA, 2011):

Figura 25 - Testes de Qualificação da ESDV.



Fonte: Próprio Autor.

O termo “baixa pressão” equivale a pressão de trabalho do projeto da válvula, geralmente entre 0 e 5% de pressão entre montante e jusante. Já o termo “alta pressão” é definido como 100% da pressão de trabalho aplicado, como um diferencial de pressão.

O ambiente hiperbárico simula a coluna d'água sobre a válvula dentro de câmara hiperbárica, com isso o sistema de compensação exerce esta pressão na face de retorno do pistão hidráulico. Esta pressão do sistema de compensação desloca a assinatura para cima demandando mais pressão para o acionamento da ESDV.

3.11.2. FAT – Factory Acceptance Test

Os testes de aceitação em fábrica (em inglês *Factory Acceptance Testing* - FAT) são realizados numa segunda fase do acompanhamento da ESDV e também geram assinaturas de pressões. Nesta etapa os testes são para verificar se o produto fabricado e fornecido ao comprador esta de acordo com o projeto homologado no PVT de forma mais rápida e sem degradar a funcionalidade da ESDV, pois a matriz de testes pode ser simplificada (EUTHYMÍOU, 2013).

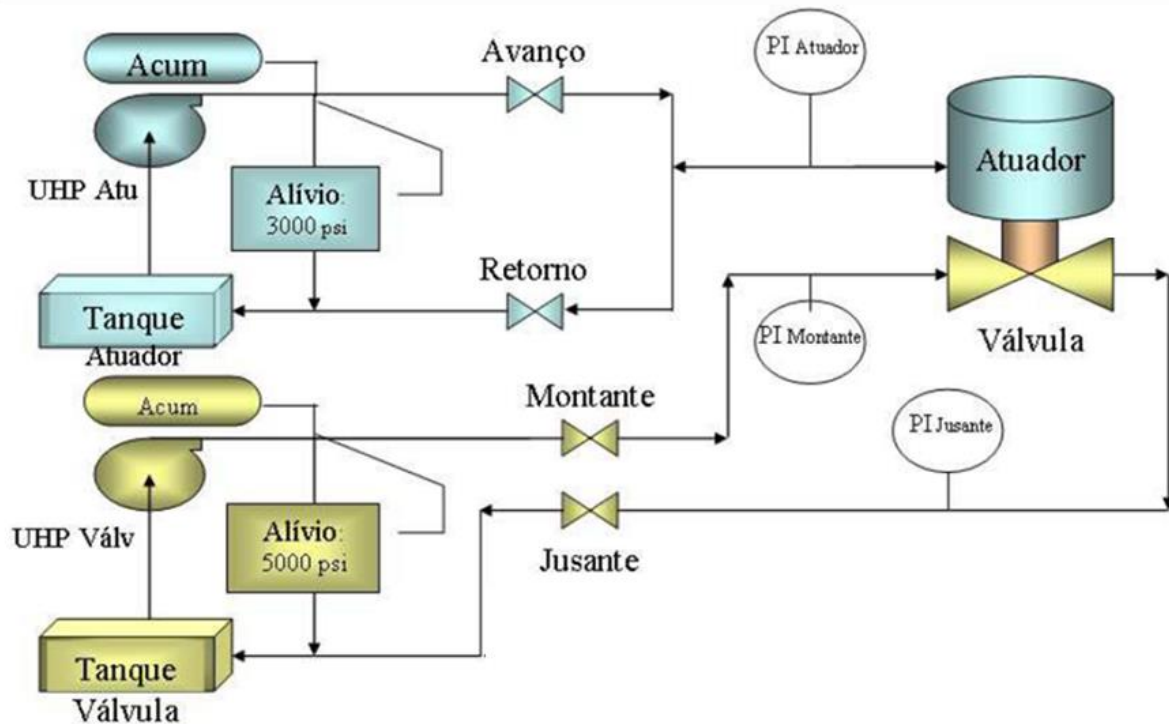
É importante ressaltar que podem ser identificados problemas de projeto ou deficiências nos testes do FAT se comparado com o projeto homologado pelo PVT. Isto pode ocorrer, devido ao fato da homologação ser realizada com um produto-protótipo que pode sofrer alguma modificação que atendam as baterias de testes do PVT. Esta diferença também é resultado dos diferentes tipos de configuração de montagens possíveis, como peças de dimensões e propriedades diferentes da nominal (EUTHYMÍOU, 2013).

Logo, o FAT é uma ferramenta que ajuda a confirmar se o projeto da ESDV está operando dentro dos limites estabelecidos.

A infraestrutura que possibilita os testes de FAT está ilustrada pela Figura 26. A estrutura geralmente é composta por painéis de testes, unidades hidráulicas para a pressurização, sistemas de aquisição de dados para o computador e transmissores de pressão. O sistema responsável pelo acionamento (abertura) da ESDV, mantém uma vazão aproximadamente constante e de valores da ordem de 1 ou 2 litros por minutos. Com isso, as perdas de carga e

forças dinâmicas originárias por velocidades altas, podem ser evitadas por vazões e velocidades de valores suficientemente baixos. Isto permite reproduzir de forma mais repetitiva a mesma assinatura sem que haja uma alteração considerável entre os pontos notáveis, tanto no nível de pressão como no tempo da operação (EUTHYMÍOU, 2013).

Figura 26 - Diagrama conceitual dos testes de assinatura de pressão de uma ESDV.



Fonte: Adaptado de EUTHYMÍOU, 2013.

4. METODOLOGIA

Para atingir o objetivo proposto neste trabalho, a metodologia adotada se dividirá em duas etapas baseada nos objetivos gerais e específicos propostos:

- A primeira etapa se dará pela validação do modelo matemático da ESDV, isto será atingido com base nos resultados de testes de homologação realizados na ESDV. Para tanto, os dados de FAT e PVT serão utilizados para validar o modelo matemático.
- A segunda etapa será centrada em estimar o grau de influência que alguns parâmetros exercem sobre a assinatura de pressão quando alterados.

Antes de apresentar os modelos matemáticos que simularão o comportamento de uma ESDV, é válido destacar alguns pontos adotados para o modelamento matemático e seus resultados numéricos:

- Modelo quasi-estático;
- Desconsiderados efeitos térmicos;
- Sistema de controle do tipo direto;
- Torques constantes antes e depois do *crack-open*;
- Documentos de FAT e PVT sem referência (sigilo);
- Código implementado (mas não limitado) em Matlab;
- Cálculos utilizando o SI, respostas de pressão transformadas em bar (Pa para bar).

A seguir serão apresentados os dados dos testes FAT e PVT realizados na válvula e que servirão como guia para a validação do modelo matemático. Após a explanação dos testes, será apresentado o modelamento da ESDV a partir de funções matemáticas, com isso, cada sistema descrito no capítulo 3.6 será modelado.

4.1. Metodologia para a Validação do Modelo Matemático da ESDV

Serão utilizados os dados de dois testes realizados na ESDV deste trabalho, o primeiro pacote de dados é referente ao teste de FAT, realizado na própria ESDV objeto de estudo. O segundo pacote de dados é referente aos dados de homologação do produto-protótipo da ESDV através do teste de PVT.

Os dados de FAT serão utilizados para direcionar a modelagem, pois foram os últimos testes realizados na ESDV antes da sua instalação em campo. Com isso, possíveis ajustes no modelo nesta etapa serão permitidos para se obter um modelo mais fiel ao teste de FAT. Isto se deve a atritos que estão agindo na ESDV e que não foram identificados de forma individual neste ente trabalho, mas serão contabilizados em um único pacote referente aos atritos extras.

Os dados de PVT serão utilizados para o confronto do modelo matemático proposto em condições não simuladas no FAT, como a condição hiperbárica, presente somente nos testes de PVT.

A seguir serão apresentados os dados dos testes e que serão usados para validar o modelo matemático proposto.

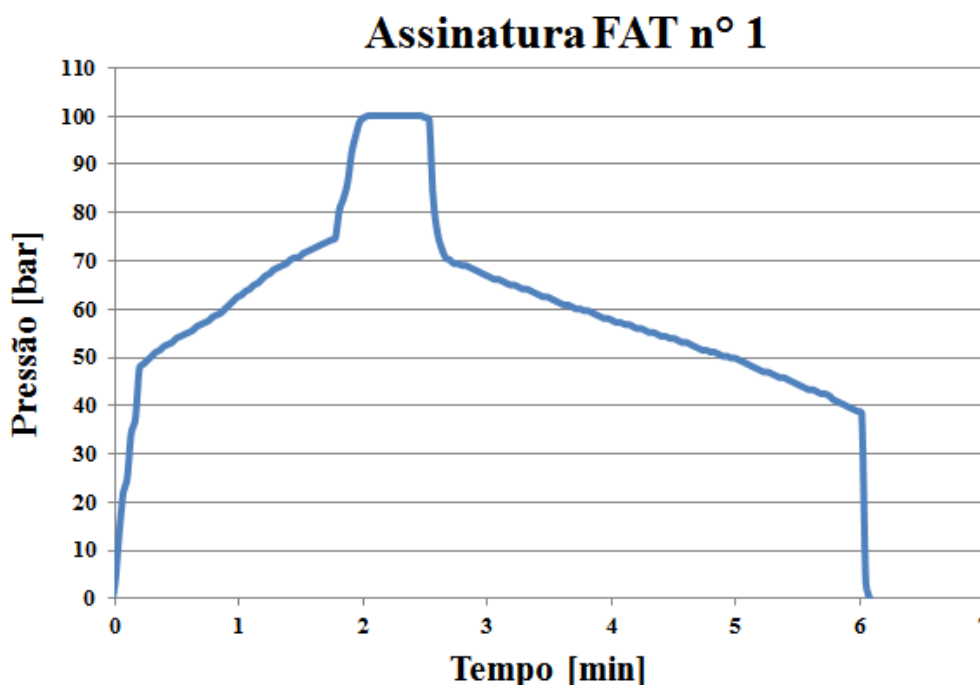
4.1.1. Dados para validação através do FAT

Para o modelamento da ESDV, algumas características do conjunto atuador-válvula devem ser definidas para se levantar um comportamento adequado na assinatura de pressão do modelo. Estas características compreendem medidas geométricas do conjunto. Estes dados podem sofrer ajustes para que um comportamento adequado da ESDV seja atingido em diferentes cenários do FAT a fim de resultar em um modelo calibrado. Esta etapa será a mais minuciosa do presente trabalho, devido à importância do correto levantamento dos parâmetros da ESDV. Portanto, os testes de FAT serão os direcionadores para determinar o comportamento padrão da ESDV, pois foram realizados na ESDV em estudo, na válvula-produto.

Os testes de FAT foram divididos em dois cenários, um de baixa pressão na válvula (FAT n° 1) e outro de alta pressão na válvula (FAT n° 2).

Os resultados do FAT n° 1 estão representados na Figura 27. O teste foi realizado em um ambiente atmosférico e o diferencial de pressão entre montante e jusante é nulo. Neste teste as forças oriundas do torque são mínimas devido à ausência do diferencial de pressão. Com isso, este teste será utilizado para definir o comportamento da ESDV em uma primeira aproximação devido a sua simplificação resultante da ausência de forças consideráveis de torque.

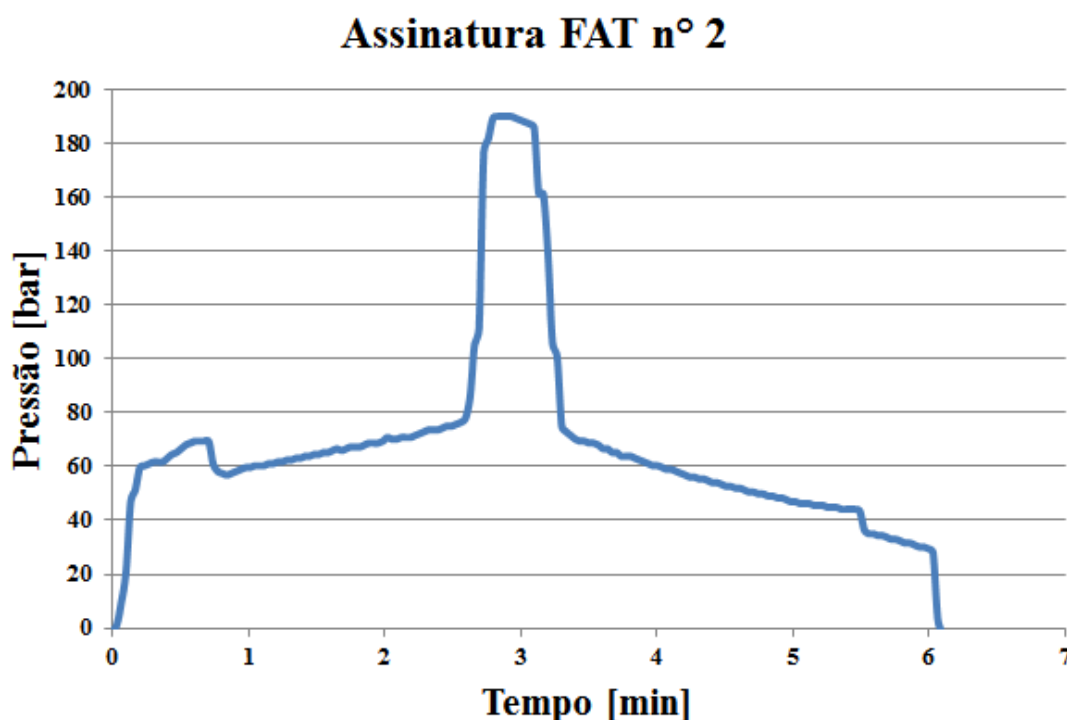
Figura 27 - Assinatura do teste FAT n° 1.



Fonte: Próprio Autor.

Para o FAT n° 2 os resultados estão expostos na Figura 28, onde a ESDV ainda se encontra sob um ambiente atmosférico, assim como no FAT n° 1, porém, este teste contempla um diferencial de pressão de 200 bar entre a montante e jusante da ESDV. Logo este teste possui um impacto das forças de torque que o fluido exerce sobre a esfera. Com base nisto, este teste poderá ser utilizado para corrigir eventuais desvios na modelagem não identificados pelo FAT n° 1.

Figura 28 – Assinaturas do teste FAT n° 2.



Fonte: Próprio Autor.

A Tabela 3 exibe os níveis de pressão dos pontos notáveis do FAT n° 1 e n° 2. Estes resultados serão utilizados para a validação do modelo matemático.

Tabela 3 - Resultados FAT 1 e 2.

Teste	Diferencial Montante/Jusante [bar]	Pontos Notáveis [bar]								
		A1	A2	A3	A4	A5	R1	R2	R3	R4
FAT n°1	0	-	47	-	-	75.6	67.8	-	-	39.2
FAT n° 2	200	47	57	68.75	54	77.8	68	44	33.5	29

Fonte: Próprio Autor.

4.1.2. Dados para validação através do PVT

Os testes de PVT correspondem ao produto-protótipo, logo, suas respostas podem sofrer algumas alterações se comparadas às respostas do FAT. O PVT irá exercer uma importância associada à comparação do modelo matemático as respostas da ESDV em um ambiente hiperbárico, onde será simulada uma LDA sobre o equipamento. Além disto, este teste foi realizado em três patamares de diferencial de pressão entre montante e jusante: baixo, médio

e alto. Estes cenários contribuem para o entendimento das forças de torque, assim como no FAT, porém, o PVT conta com a influência da parcela de pressão no sistema de compensação devido à simulação do ambiente submarino, neste caso, um ambiente hiperbárico com LDA de 2500 metros sobre a ESDV.

Foram testados duas condições de ambiente no PVT (atmosférica e hiperbárica), onde em cada condição foram simuladas três diferenças de pressão entre montante e jusante (baixo, médio e alto). As três primeiras condições de ambiente testadas procuram reproduzir um ambiente atmosférico, já a três últimas simulam um cenário hiperbárico de uma LDA de 2500 metros. Para o diferencial de pressão entre montante e jusante as três condições utilizadas foram: 12.4, 124 e 248.2 bar. Com isso, para o PVT são determinadas seis cenários de comparação para o modelo. Os três primeiros (PVT 1, 2 e 3) sem uma simulação de LDA, já os três últimos (PVT 4, 5 e 6) simulam uma LDA de 2500 metros.

Para o PVT, os resultados serão exibidos em forma de tabelas para os pontos notáveis conforme Tabela 4 e Tabela 5 para ambiente atmosférico e hiperbárico respectivamente. As assinaturas de pressão estão no Anexo A. Para o teste com um diferencial de pressão de 12.4 bar, os pontos notáveis A3, A4, R2 e R3 existem, porém, sua identificação em uma assinatura é dificultada devido as variações de pressões ocasionadas ao baixo diferencial de pressão entre montante e jusante. Para os cenários de 124 e 248.2 bar, todos os pontos notáveis são identificados.

Tabela 4 - Resultados PVT 1, 2 e 3 em condição Atmosférica.

Teste	Diferencial Montante/Jusante [bar]	Pontos Notáveis [bar]									
		A1	A2	A3	A4	A5	R1	R2	R3	R4	
PVT 1	12.4	44.8	48.0	-	-	74.3	67.5	-	-	40.4	
PVT 2	124	45.6	55.1	66.2	53.2	75.1	67.4	42.4	35.4	33.7	
PVT 3	248.2	47.6	61.5	83.6	53.2	75.1	67.6	42.8	30.1	29.4	

Fonte: Próprio Autor.

Tabela 5 - Resultado PVT 4, 5 e 6 em condição Hiperbárica (2500 metros).

Teste	Diferencial	Pontos Notáveis [bar]									
	Montante/Jusante [bar]	A1	A2	A3	A4	A5	R1	R2	R3	R4	
PVT 4	12.4	296.6	302.8	-	-	337.4	324.0	-	-	289.1	
PVT 5	124	298.3	314.2	335.8	310.2	336.7	324.0	293.7	286.3	284.8	
PVT 6	248.2	298.7	321.2	356.2	313.9	338.4	328.5	299.1	288.0	287.0	

Fonte: Próprio Autor.

4.2. Fluxograma de trabalho

A Figura 29 exemplifica a estrutura definida para o andamento deste trabalho, como já mencionado, duas etapas serão definidas para se atingir os objetivos propostos inicialmente. Para tanto, a construção do modelo matemático é a premissa de ambas as etapas. A validação do modelo se dará através da comparação dos resultados Modelo/FAT onde poderão ocorrer correções no modelo para adequar às respostas nesta etapa. Após isto, o modelo será então confrontado com os resultados do PVT (Modelo/PVT).

Após a comparação dos resultados da primeira etapa, a segunda se inicia com a simulação de mudanças de parâmetros de projeto e processo (ambiente) e o estudo das mudanças sobre as assinaturas de pressão.

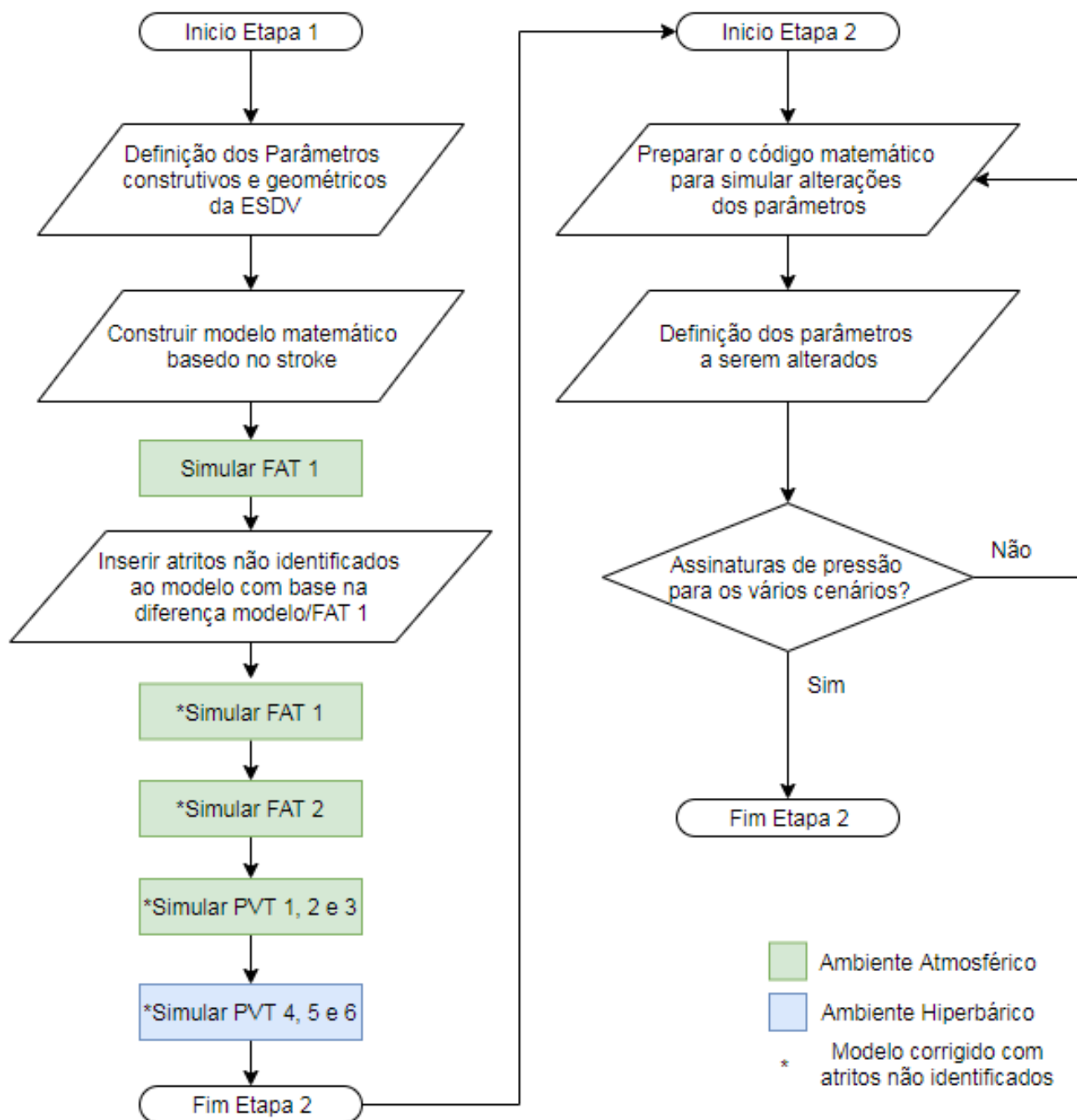
O trabalho começa definindo-se os parâmetros da ESDV e suas dimensões para construção do modelo matemático. Após o primeiro passo, uma comparação entre modelo e FAT n°1 é realizada, onde possíveis calibrações poderão ser realizadas, após isto, o modelo será comparado com os testes FAT n° 2.

Depois, o modelo matemático será confrontado com os resultados do PVT que compreende um ambiente hiperbárico. Após as análises sobre as diferenças nas respostas o objetivo inicial será alcançado.

Passada a primeira etapa, a construção do código que simula alguns casos será executada iniciando-se assim, a etapa dois. Com os parâmetros de projeto e processo definidos para a variação, as assinaturas de pressão serão estudadas para se concluir o impacto de cada mudança na assinatura. Esta etapa poderá auxiliar projetistas no desenvolvimento de ESDV e

minimizar erros de projetos, tão frequentes e demonstradas no capítulo 3.4. Também poderá ser utilizada para determinar qual o parâmetro está se degradando a partir da análise da assinatura.

Figura 29 - Fluxograma para Validação da ESDV.



Fonte: Próprio Autor.

4.3. Diagrama de forças da ESDV

Foram propostas as equações matemáticas para a ESDV do tipo esfera, capazes de descreverem uma assinatura de pressão. O modelo proposto exibirá as respostas em termos de deslocamento do pistão, ou seja, a saída do modelo será pressão por deslocamento (*stroke*). Com esta abordagem a dinâmica do sistema não é levada em conta, logo, somente os níveis de pressão são comparados. O tempo total para a operação da ESDV não será avaliada neste trabalho.

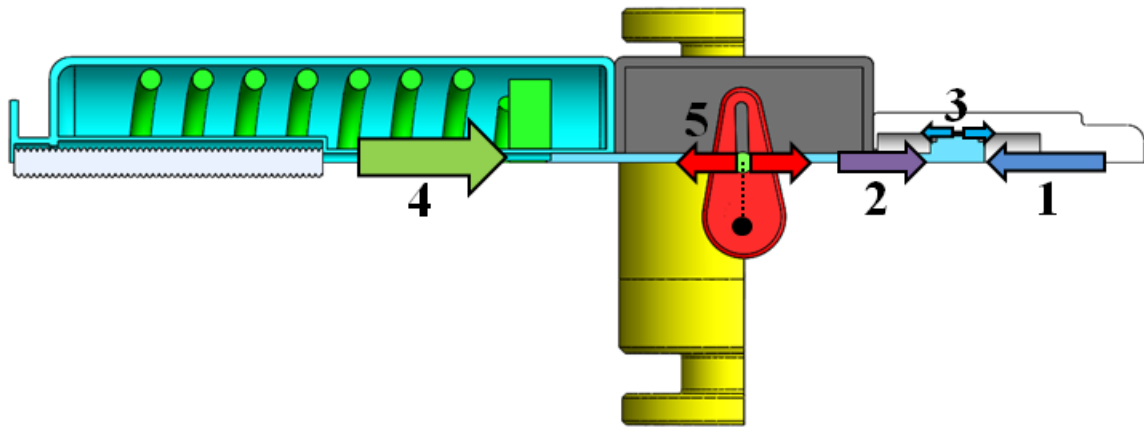
A abordagem de associar os valores das pressões ao deslocamento do pistão, não é nova. Softwares comerciais já são utilizados por empresas, baseado no *stroke*. Entre eles o *ValveLink* da empresa Emerson se utiliza deste método para emitir uma parecer da condição de uma ESDV monitorada. A grande diferença deste trabalho para os softwares comerciais está no fato que serão apresentadas as equações que governam a ESDV. Portanto a reprodução do comportamento poderá ser executada em qualquer linguagem de programação, bem como a realizações de melhorias e acertos no modelo.

A Figura 30 exhibe o balanço de forças para a ESDV, assim como na Tabela 1, as parcelas que formam o comportamento da ESDV, podem ser separadas no sistema de atuação e o sistema válvula. Para a atuação as parcelas 1, 2, 3 e 4 podem ser agrupadas. Para o sistema válvula a parcela 5 pode descrever este sistema.

Nas parcelas descritas com um sinal de mais ou menos (3 e 5), estão os componentes que sempre se opõem ao movimento da ESDV, seja na abertura ou no fechamento. A força necessária para gerar um torque, por exemplo, sempre será contra o movimento, isto se dá devido ao atrito que a esfera exerce contra as sedes de vedação independente do sentido do movimento. A mesma analogia pode ser aplicado ao atrito do elemento 3, embora sua magnitude esteja relacionado ao diferencial de pressão entre as câmaras de acionamento e compensação, o seu sentido é sempre contra o movimento, neste caso para o retorno as parcelas recebem o sinal negativo e para o avanço, o sinal positivo.

Para as parcelas 2 e 4, da compensação e da mola respectivamente, as forças que ajudam a ESDV no seu fechamento são sempre apresentadas como positivas (EUTHYMÍOY, 2013).

Figura 30 - Balanço de Forças da ESDV.



$$F_{at}(x) = F_{comp} \pm F_{atr(x)} + F_{mola(x)} \pm F_{tor(x)}$$

1
2
3
4
5

Fonte: Próprio Autor.

A força de atuação representada pelo número 1 simula a força necessária que a haste de atuação deve exercer para atuar a ESDV, esta força é depois convertida em pressão utilizando a área do pistão de acionamento. O número 2 representa a força de compensação que sempre é exercida em uma mesma direção, no caso de uma ESDV *Fail Safe Close*, no sentido do fechamento. O número 3 simboliza o atrito da vedação pistão camisa e atua no sentido contrário ao movimento. O número 4 representa a força da pré-carga e a compressão da mola que sempre exercem força no sentido de fechar a ESDV. Por fim, o número 5 é com relação ao torque necessário para vencer os atritos do contato esfera e sede, este é função do diferencial de pressão entre montante e jusante, além da pressão interna e do curso da válvula com seu mecanismo associado ao garfo escocês.

Para cada parcela que contribui para a construção do modelo, será apresentada uma explicação sobre o comportamento e os parâmetros que o compõem.

4.3.1. Modelo Matemático das Pressões devido a LDA

Existem pressões que são exercidas sobre o equipamento que independem dos sistemas internos e construtivos da ESDV. Tais pressões são necessárias para o acionamento da ESDV por exemplo. Um dos fatores que mais contribuem para estas pressões é a lâmina d'água

sobre a ESDV. Sua contribuição se deve tanto pela pressão hidrostática do mar, como na pressão do fluido de trabalho dentro do umbilical devido a sua parte vertical. Em ambos os casos essas duas pressões são dependentes da LDA como visto na equação 2 e 3.

As pressões podem ser divididas em:

- Pressões da *HPU*
- Pressões de Compensação
- Pressões do fluido de trabalho HW 525

A pressão da HPU (P_{hpu}) é definida pelo operador na superfície para que tal pressão seja capaz de vencer as forças internas da ESDV e promover o seu acionamento, ela é representada pela equação 1.

As pressões de compensação P_{comp} (equação 2) e do fluido de controle P_{hw} (equação 3) seguem a mesma estrutura diferindo-se somente na massa específica do fluido que sofre a ação da LDA.

$$P_{hpu} = P_{hpu} \quad (1)$$

$$P_{comp} = LDA * g * \rho_{mar} \quad (2)$$

$$P_{hw} = LDA * g * \rho_{hw} \quad (3)$$

Onde:

P_{hpu} : Pressão fornecida pela HPU na superfície [Pa]

P_{comp} : Pressão do sistema de compensação [Pa]

P_{hw} : Pressão resultante do peso do fluido de trabalho HW 525 [Pa]

LDA : Lâmina d'água sobre a ESDV [m]

g : Aceleração da gravidade [m/s²]

ρ_{mar} : Massa específica da água do mar [kg/m³]

ρ_{hw} : Massa específica do fluido de trabalho no umbilical [kg/m³]

4.3.2. Modelo Matemático do Sistema de Compensação no Atuador

O sistema de compensação, como já explicado, tem a função de compensar a pressão externa do ambiente de instalação da válvula para dentro dos outros sistemas da ESDV. Quando em ambiente hiperbárico, o sistema ainda exerce uma força contra o movimento de abertura da ESDV. Isto reforça a função de falha segura que o sistema deve proporcionar. No balanço de forças é representada pela parcela 2. Seu equacionamento é igual à pressão externa onde a ESDV está instalada sobre a face de retorno do pistão, sua definição é dada pela equação 4:

$$F_{comp} = P_{comp} * \left(\frac{\pi}{4} * (D_{pist}^2 - D_{hast}^2) \right) \quad (4)$$

Onde:

F_{comp}: Força do sistema de compensação [N]

P_{comp}: Pressão externa devido a LDA na ESDV [Pa]

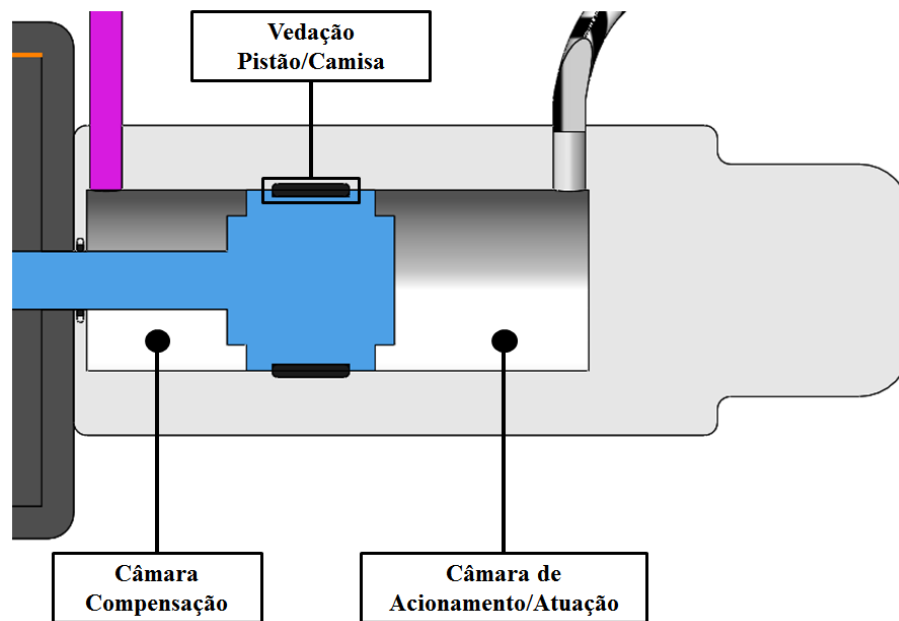
D_{pist}: Diâmetro pistão de acionamento no lado avanço [m]

D_{hast}: Diâmetro da haste de acionamento no lado de retorno [m]

4.3.3. Modelo Matemático do Atrito no Atuador

Durante os acionamentos da ESDV o contato entre os elementos de vedação, sejam eles metálicos ou resilientes, irão impor uma resistência ao sistema. A partir de trabalhos anteriores, a equação que governa o atrito do atuador foi definido pela equação 5. A força é diretamente proporcional ao diferencial de pressão que existe entre a câmara de acionamento e a câmara de compensação. Este diferencial age sobre o elemento de vedação conforme Figura 31.

Figura 31 - Atuador com Elemento de Vedação.



Fonte: Próprio Autor.

$$F_{atr}(x) = \mu * (\pi * Dv * Lv) * (P_{at}(x) - P_{ext}) \quad (5)$$

Onde:

$F_{atr}(x)$: Força resultante do atrito no pistão [N]

μ : Coeficiente de atrito no contato resiliente-metal [adimensional]

Dv : Diâmetro médio de vedação entre pistão e o cilindro/camisa [m]

Lv : Comprimento do elemento de vedação entre pistão e o cilindro/camisa [m]

$P_{at}(x)$: Pressão de atuação/acionamento [Pa]

P_{ext} : Pressão externa no sistema de compensação [Pa]

4.3.4. Modelo Matemático da Mola

Para a mola é utilizada a informação sobre a sua constante de rigidez, a pré-carga e a posição atual do pistão. Para a situação de repouso, ou seja, quando o deslocamento do pistão é igual à zero, somente a pré-carga exerce uma força no sistema. Esta condição é necessária para evitar que a ESDV abra ao descê-la para a instalação, neste caso, a mola juntamente com

o sistema de compensação executam a tarefa de fornecer uma força que impeça aberturas indesejadas. A modelagem da mola sobre a ESDV segue a equação 6.

$$F_{mola}(x) = k * (pre_carga + x) \quad (6)$$

Onde:

$F_{mola}(x)$ Força resultante da mola [N]

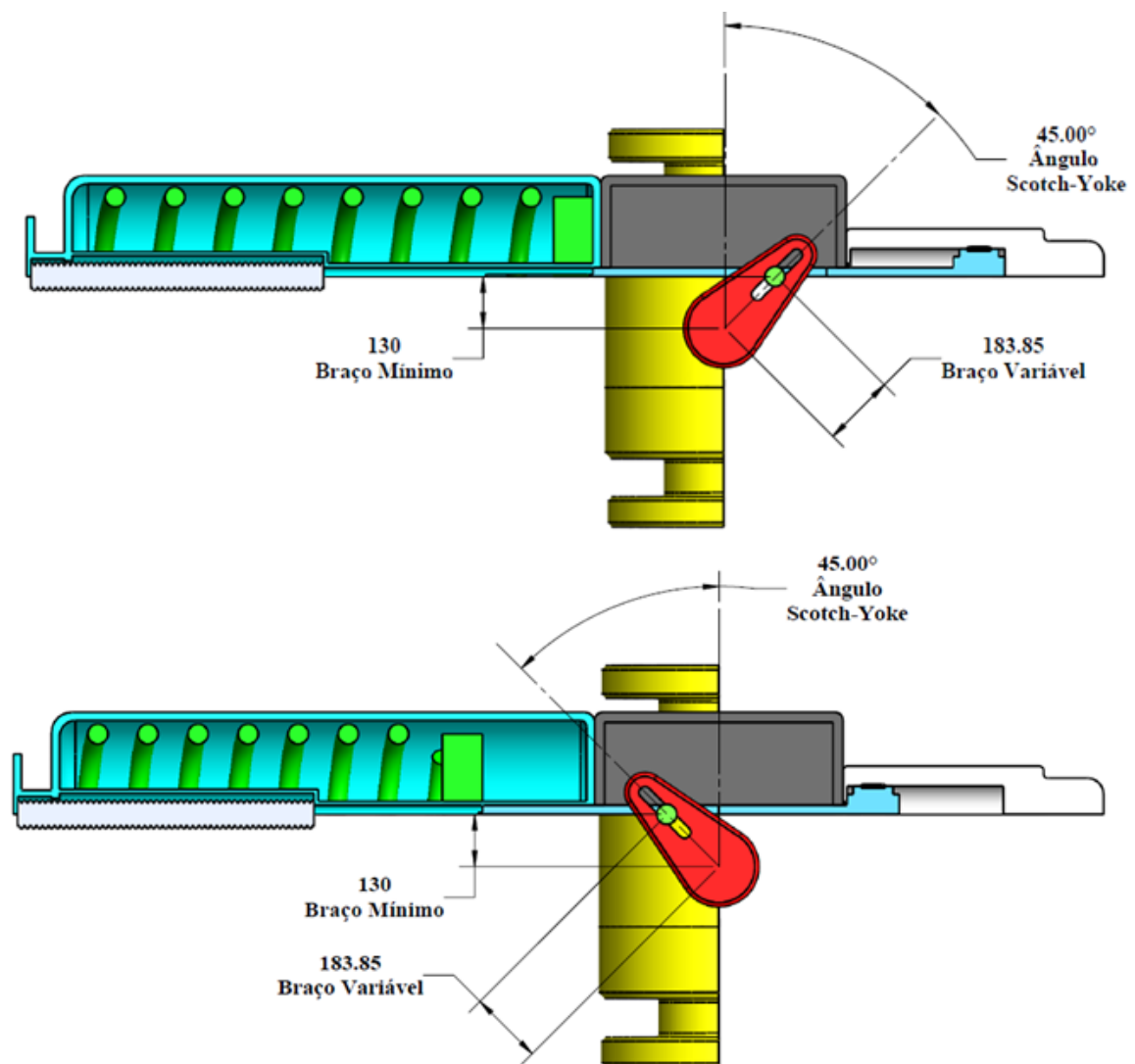
k : Constante de rigidez da mola [N/m]

pre_carga : Deslocamento devido montagem da pré-carga [m]

x : Posição atual do pistão [m]

4.3.5. Modelo Matemático do Torque na ESDV

A transferência da força necessária que o sistema de atuação deve fornecer para vencer o torque da válvula deve ser modelada com base no sistema de movimento. O *Scotch-Yoke* utilizado nesta ESDV possui um braço de alavanca variável. Esta variação é função da posição do pistão e do ângulo da esfera. Portanto, o comportamento do *Scotch-Yoke* é o pilar que governa a transferência do torque para o sistema de atuação. A Figura 32 mostra como o sistema de transmissão de movimento funciona para as posições fechada e aberta da ESDV, além de exemplificar os valores utilizados para a modelagem do *Scotch-Yoke*.

Figura 32 - Braço Variável do *Scotch-Yoke*.

Fonte: Próprio Autor.

Inicialmente o ângulo do *Scotch-Yoke* é resultado da posição do pistão (x), a distância mínima do braço do *Scotch-Yoke* (L_{min}) em conjunto com o deslocamento total do pistão (*stroke*) conforme equação 7:

$$a(x) = \text{atan} \left(\frac{x - \frac{\text{stroke}}{2}}{L_{min}} \right) \quad (7)$$

Onde:

- $a(x)$: Ângulo resultante da posição do *Scotch-Yoke* [°]
 x : Posição atual do pistão [m]
 $stroke$: Deslocamento total do pistão [m]
 $Lmin$: Comprimento mínimo do braço do *Scotch-Yoke* [m]

O cálculo do braço mínimo ($Lmin$) segue a equação 8, o valor retornado por esta equação simula a posição intermediária do pistão, onde o mínimo comprimento do braço é estabelecido.

$$Lmin = \left(\frac{\frac{stroke}{2}}{\tan\left(\frac{\alpha max}{2}\right)} \right) \quad (8)$$

Onde:

- $Lmin$: Mínimo comprimento do braço [m]
 αmax : Ângulo de giro total do *Scotch-Yoke* [rad]

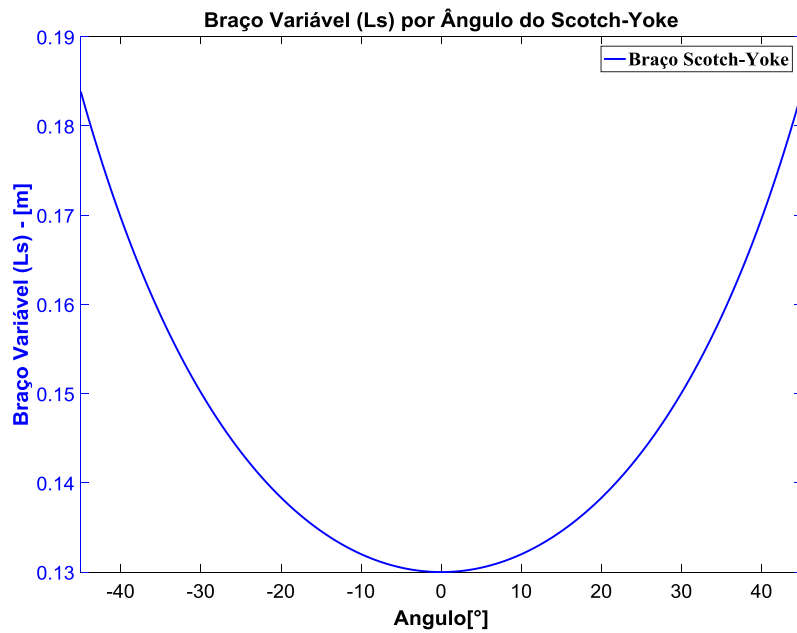
O braço variável ($Ls(x)$) é dependente do braço mínimo calculado e da posição angular do *Scotch-Yoke*, esta variação no comprimento do braço é definida pela equação 9. O comportamento do *Scotch-Yoke* é exibido na Figura 33.

$$Ls(x) = \left(\frac{Lmin}{\cos(a(x))} \right) \quad (9)$$

Onde:

- $Ls(x)$: Comprimento do braço variável do *Scotch-Yoke* [m]
 $Lmin$: Braço mínimo [m]
 $a(x)$: Posição angular do *Scotch-Yoke* [° ou rad]

Figura 33 - Braço Variável (L_s) do *Scotch-Yoke* pelo ângulo do SY.



Fonte: Próprio Autor.

Determinado o comportamento do braço variável do *Scotch-Yoke*, o próximo passo será definir como a força ($F_{tor}(x)$) resultante, devido ao torque da válvula, que irá influenciar no sistema de atuação conforme Figura 34. Os valores de torque irão alimentar a equação 10 e fornecer o valor de força para o torque correspondente em função do ângulo e do braço do *Scotch-Yoke*.

$$F_{tor}(x) = \left(\frac{Ts(x) * \cos(a(x))}{Ls(x)} \right) \quad (10)$$

Onde:

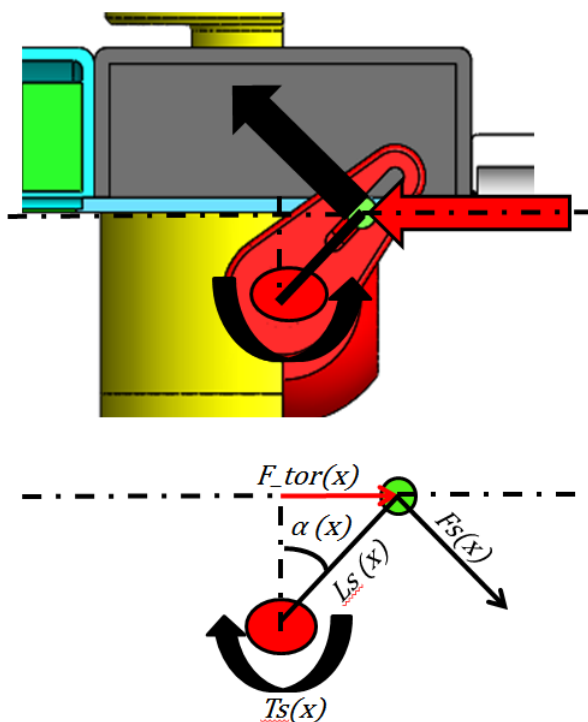
$F_{tor}(x)$: Força resultante devido ao torque [N]

$Ts(x)$: Valor de torque para cada posição da esfera/pistão [N.m]

$\cos(a(x))$: Posição angular do *Scotch-Yoke* [°]

$Ls(x)$: Comprimento do braço variável do *Scotch-Yoke* [m]

Figura 34 - Balanço de forças (reação) para o torque no *Scotch-Yoke*.



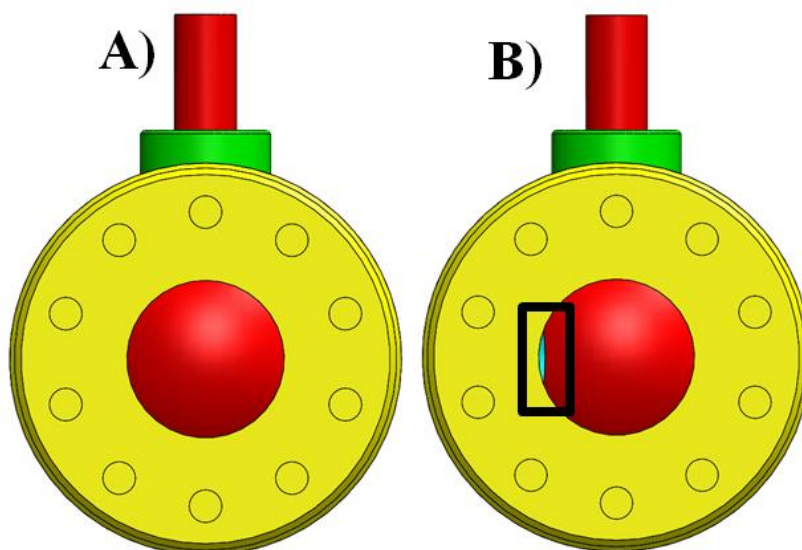
Fonte: Próprio Autor.

O valor de torque ($T_s(x)$) é função do *crack-open* e do diferencial de pressão entre montante e jusante. Como o modelo proposto neste trabalho se baseia no deslocamento do pistão, será necessária a transformação da posição angular do *crack-open* para o deslocamento do pistão para então, se localizar onde o ponto de *crack-open* ocorre.

4.3.6. Posição *Crack-Open*

Quando uma ESDV se encontra em uma posição fechada, o fluido de trabalho pressurizado no lado montante não tem comunicação com o lado jusante da válvula. Conforme o pistão avança, a esfera inicia sua rotação. Em um dado momento após o início de rotação da esfera, existirá um ponto mínimo onde o fluido de trabalho se comunicará da montante para a jusante. Neste ponto uma área útil mínima para a passagem do fluido é atingida, este ponto onde ocorre a comunicação é definido como *crack-open*.

Figura 35 - Vista frontal da válvula - A) Válvula Fechada a 0° B) Válvula em *crack-open* a 15° .



Fonte: Próprio Autor.

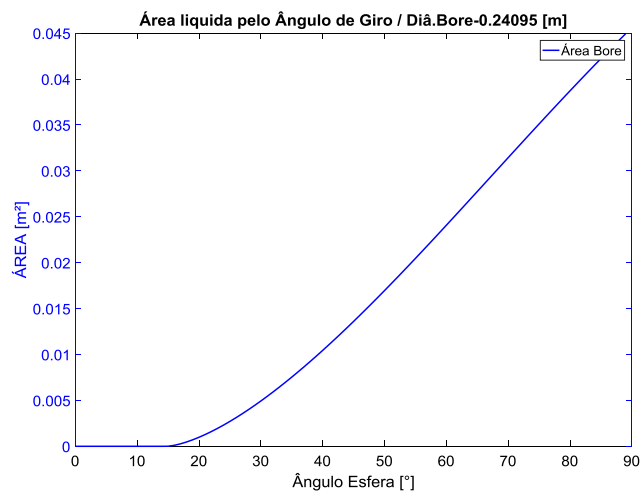
Antes do *crack-open*, o torque nas condições de testes, como FAT e PVT, se mantem em um nível maior se comparado ao valor de torque após o *crack-open*. Este comportamento é explicado devido ao diferencial de pressão entre montante e jusante, com isto o anel de vedação se desloca e exerce uma força de contato contra o corpo da esfera. Esta força se mantem em um valor relativamente alto até a posição de *crack-open*. Depois da comunicação do fluido que passa da montante para jusante, as pressões tendem a se equalizar e o anel de vedação não exerce uma força de contato tão alta se comparada com o seu valor antes do *crack-open*.

Isto é característico de uma válvula esfera e tem um impacto significativo na assinatura de pressão de uma ESDV, logo, a correta determinação deste ponto se torna importante para a reprodução dos testes. Um entendimento mais embasado sobre o impacto do ponto onde o *crack-open* ocorre na assinatura de pressão pode ser estabelecido analisando-se a Figura 18, onde o torque requerido pela válvula esfera diminui ao passar o ponto de *crack-open*.

A relação que mostra onde o *crack-open* ocorre em forma de equações matemáticas são determinadas pelo diâmetro externo da esfera e o diâmetro de passagem conforme as equações descritas por FENG (2013) no Apêndice A.

Utilizando as equações citadas, a Figura 36 foi desenvolvida. Nela é exibido o ângulo necessário que a válvula deve estar posicionada em termos de rotação (eixo x) para garantir uma mínima área útil (eixo y) para que o *crack-open* ocorra e o fluido passe da montante para o lado jusante. Para este trabalho o ângulo de *crack-open* ocorre aos 15° de giro da esfera.

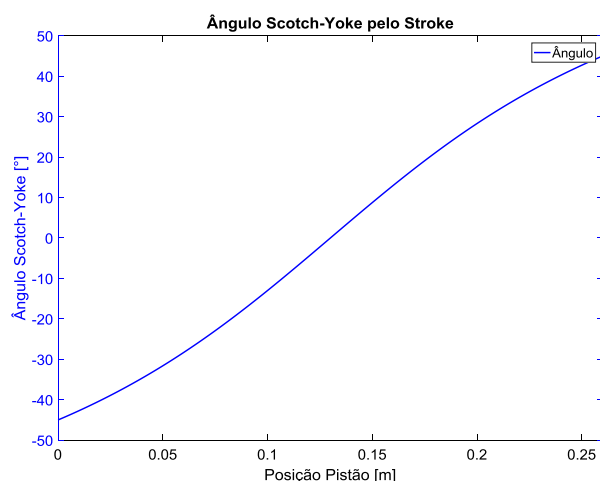
Figura 36 - Área Útil da Esfera por Giro.



Fonte: Próprio Autor.

O conhecimento do ângulo juntamente com a posição correspondente do *Scotch-Yoke* em função do avanço do pistão, leva a determinação do ponto exato do *crack-open*. Ao analisar a Figura 37, o *Scotch-Yoke* está em um ângulo de -45° quando o pistão está na posição de 0 metro (ESDV fechada). Conforme a ESDV vai se movimentando, decorridos 0.054 metros, o *Scotch-Yoke* agora se encontra na posição de -30° , com isto, um giro de 15° necessitou de 0.054 metros de deslocamento do pistão. Com base nesta análise, o *crack-open* pode ser definido para este trabalho.

Figura 37 - Ângulo do *Scotch-Yoke* por Deslocamento do Pistão.



Fonte: Próprio Autor.

4.4. Equação Geral do Modelo Matemático da ESDV

Apresentada as equações que governam o comportamento da ESDV, uma equação geral é desenvolvida conforme equação 11 ($P_{at}(x)$). Para a condição fechada da ESDV, ou seja, a posição de 0 metro do pistão, a única pressão exercida no sistema é o peso do fluido de trabalho no umbilical. Para o acionamento, quando o pistão inicia seu movimento até a última posição antes do *stroke*, a pressão da ESDV é definida pelas forças internas dos sistemas utilizando-se as equações de 1 a 10. Quando a ESDV atinge seu fim de curso, ou seja, com o pistão na posição igual ao *stroke*, a resposta em termos dos níveis de pressões são modelados pelas parcelas da pressão que o sistema hidráulico (HPU) fornece ao sistema da ESDV acrescido da pressão referente ao do fluido de trabalho (HW 525) dentro do umbilical resultante da LDA de instalação da ESDV.

As forças calculadas podem ser exibidas em termos de pressão, para isto basta dividir as forças calculadas pela área útil do pistão. É importante ressaltar que os valores de torque são definidos em dois valores, um antes e um depois do *crack-open*. O sinal de mais ou menos na equação 11 simula a abertura ou fechamento do sistema, pois, as parcelas de atrito e torque atuam em sentido contrário ao movimento.

$$P_{at}(x): \text{if } x = 0 \quad \rightarrow [P_{hw}]$$

$$P_{at}(x): \text{if } 0 < x < stroke \rightarrow \left[\frac{F_{comp} \pm F_{atr}(x) + F_{mola}(x) \pm F_{tor}(x)}{\frac{\pi * D_{pist}^2}{4}} \right] \quad (11)$$

$$P_{at}(x): \text{if } x = stroke \quad \rightarrow [P_{hw} + P_{hpu}]$$

Onde:

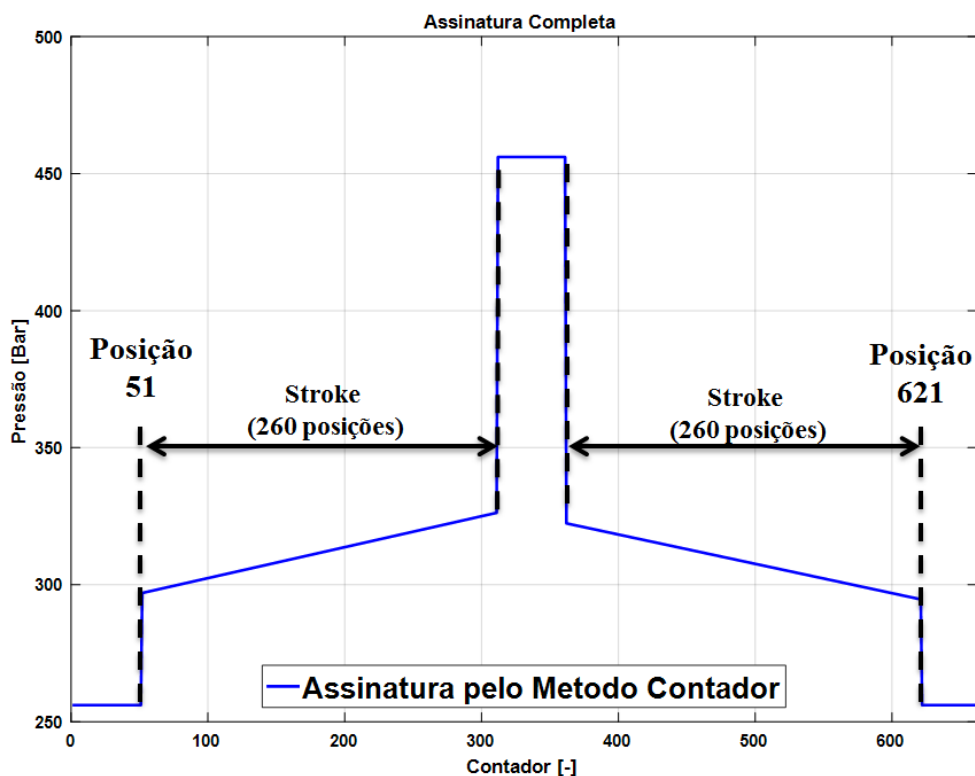
- $P_{at}(x)$: Pressão de atuação da ESDV [Pa]
 P_{hw} : Pressão exercida pelo fluido de trabalho dentro do umbilical [Pa]
 x : Posição atual do pistão [m]
 $stroke$: Deslocamento total do pistão [m]
 P_{hpu} : Pressão fornecida pela HPU [Pa]

Para a construção do gráfico de assinatura de pressão por deslocamento do pistão, pode-se incluir um contador antes, durante e depois da abertura e fechamento. Este método facilita a visualização da assinatura em uma mesma janela. Este contador é baseado no *stroke* da ESDV. Simulando 50 posições de *stroke* antes do início da abertura da ESDV, 50 posições entre a abertura e fechamento completos da ESDV e 50 posições depois do fechamento, obtém-se uma assinatura completa.

A ressalva que deve ser feita, é com relação ao início e fim do ponto de abertura que ocorrem no contador de posição de 51 e 311 respectivamente. Para o fechamento a posição de início e fim da operação em termos do contador ocorre em 361 e 621.

A Figura 38 exemplifica o método de contador adotado para uma melhor visualização da assinatura de pressão. Este método não causa impacto sobre as pressões, apenas facilita a visualização das operações de abertura e fechamento em um mesmo gráfico.

Figura 38 - Assinatura de pressão por um contador de posição.



Fonte: Próprio Autor.

4.5. Dados de Entrada para Validação da ESDV

Os parâmetros geométricos e construtivos utilizados neste trabalho estão exibidos na Tabela 6, onde o parâmetro é apresentado junto seu valor utilizado. A aba condição da tabela mostra se o parâmetro faz parte do projeto da ESDV ou do processo de operação e instalação da ESDV. Para aqueles que fazem parte do projeto, uma alteração em suas características fica a cargo da equipe de projetista e engenharia no momento da concepção da ESDV. Para parâmetros relativos ao processo, cabe ao operador da ESDV definir a LDA de instalação e os fluidos de controle utilizados para o acionamento dentro das especificações e limitações apontadas pela fabricante. Embora a massa específica água do mar não possa ser alterada, ela está disposta na condição processo.

Os dados serão usados para alimentar o modelo matemático para a validação com os resultados de FAT e PVT da ESDV. Os valores geométricos foram definidos através de estudos através dos desenhos técnicos fornecidos pela Petrobras.

Tabela 6 - Parâmetros Construtivos e Geométricos.

Parâmetro	Sigla	Valor	Projeto/Processo	Origem*
Diâmetro Pistão	D_{pist}	0.140 [m]	Projeto	1
Diâmetro Haste	D_{hast}	0.045 [m]	Projeto	1
Coefficiente de atrito	μ	0.015 [-]	Projeto	2
Diâmetro média vedação	D_v	0.131 [m]	Projeto	1
Comprimento vedação	L_v	0.067 [m]	Projeto	1
Constante de rigidez mola	k	169331.8 [N/m]	Projeto	3
Pré-carga Mola	pre_carga	0.39181 [m]	Projeto	3
Posição do <i>crack-open</i>	-	0.054 [m]	Projeto	3
Massa específica do mar	p_{mar}	1030 [Kg/m ³]	Processo	2
Massa específica HW	p_{hw}	1044 [Kg/m ³]	Processo	4
LDA sobre a ESDV	LDA	Ver Tabela 7	Processo	4
Desloc. total do pistão	$stroke$	0.260 [m]	Projeto	3
Menor braço do <i>Scotch-Yoke</i>	L_{min}	0.130 [m]	Projeto	1
Ângulo total <i>Scotch-Yoke</i>	$amax$	$\pi/2$ [rad]	Projeto	1
Torque na válvula	T_s	Ver Tabela 7	Processo/Projeto	3

Fonte: Próprio Autor.

*1: Medido através dos desenhos técnicos; 2: Obtido em referência (Mashiba, 2011); 3: Estimado por cálculos; 4: Obtido nos documentos de PVT.

Para a validação, os valores de torque são variados de acordo com o cenário simulado, com isso, a Tabela 7 é utilizada para alimentar as simulações conforme o teste reproduzido. A LDA representará uma profundidade de 2500 metros sobre a ESDV. O sinal negativo simboliza o torque de fechamento (ver FIGURA 18).

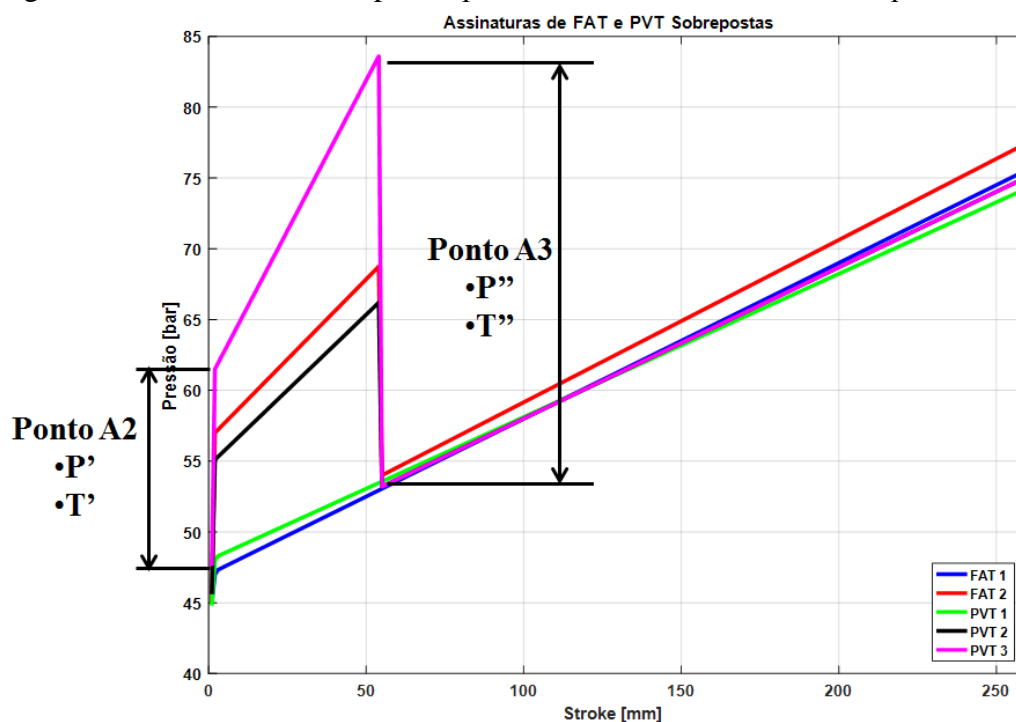
Os valores de torque foram determinados com base nas diferenças de pressão entre os pontos notáveis dos testes em questão (FAT e PVT) em comparação com os mesmos pontos

do teste de FAT n° 1. Para facilitar o entendimento para a obtenção dos valores, a FIGURA 39 foi desenvolvida.

Nesta figura todas as assinaturas de FAT e PVT foram sobrepostas a partir do deslocamento do pistão. Estabelecendo a curva de FAT n° 1 (sem diferencial de pressão) como a curva padrão e calculando as diferenças de pressão entre os pontos notáveis dos outros testes nestes mesmos pontos é possível transformar estas diferenças de pressões em torque.

Pegando-se, por exemplo, os pontos A2 e A3 das curvas FAT 1 e PVT 3, é possível determinar os valores de torque antes do *crack-open*. Para a diferença de pressão do ponto A2 da curva de FAT 1 e PVT 3 se obtém um valor de pressão P' , convertendo esta pressão para torque utilizando a equação 10, é retornado um valor de torque T' . Aplicando o mesmo procedimento para o ponto A3, um valor de pressão P'' resulta em um torque T'' . Estes valores de torque T' e T'' representariam os valores de torque para os pontos A2 e A3, porém, como este trabalho propõe um valor de torque constante antes e depois da posição de *crack-open*, é necessário definir um único valor dentro deste intervalo de T' e T'' . Com isso, foi determinado o valor de torque dentro de tal intervalo, sendo $T' < Ts(x) > T''$, onde $Ts(x)$ representa o valor de torque que alimenta a equação 10.

Figura 39 - Assinaturas sobrepostas para determinar os valores de torque T' e T'' .



Fonte: Próprio Autor.

Isto foi aplicado a todos os pontos notáveis, tanto na abertura como no retorno para se estimar os valores de torque antes e depois do *crack-open* da TABELA 7 para os testes de FAT 2, PVT 1, PVT 2 e PVT 3.

Os valores de torque para o PVT 4, 5 e 6 estavam sujeitos aos mesmos valores de diferencial de pressão entre montante e jusante (12,4, 124 e 248,2 bar) que os testes de PVT 1, 2 e 3, por isso, foram utilizados os mesmos valores de torque referentes aos respectivos diferenciais de pressão.

Tabela 7 - Condições de entrada para a LDA e torque para a validação.

Teste	LDA [m]	Torque abertura		Torque fechamento	
		[N.m]		[N.m]	
		Antes <i>Crack-open</i>	Após <i>Crack-open</i>	Antes <i>Crack-open</i>	Após <i>Crack-open</i>
FAT N° 1	0	0	0	0	0
FAT N° 2	0	3850	500	-500	-3575
PVT 1	0	400	300	-300	-400
PVT 2	0	3500	300	-500	-2000
PVT 3	0	6200	500	-500	-4000
PVT 4	2500	400	300	-300	-400
PVT 5	2500	3500	300	-500	-2000
PVT 6	2500	6200	500	-500	-4000

Fonte: Próprio Autor.

4.6. Dados de Entrada para Simulação de Casos

Para a simulação de casos da ESDV, alguns parâmetros foram definidos para sofrerem uma variação dentro de uma faixa estabelecida. Isto poderá levar a compreensão e o impacto que cada parâmetro exerce sobre a assinatura de pressão de uma ESDV.

Segundo Euthymíou (2013) os parâmetros que podem sofrer alterações no projeto de uma ESDV, estão relacionados com atritos e as forças elásticas, portanto, os parâmetros relacionados à mola serão variados para entender o seu impacto na assinatura de pressão, assim como, o coeficiente de atrito do pistão no atuador.

Em Mashiba (2011), as alterações de atrito e LDA foram realizadas para a ESDV gaveta, com isso estes dois parâmetros foram estabelecidos neste trabalho.

As escolhas da alteração do diâmetro do pistão e a posição do *crack-open* foram escolha do autor por julgar o impacto destas modificações significativas.

A taxa de variação foi determinada com base no trabalho de Euthymíou (2013), onde para os parâmetros estudados, foi determinada uma faixa de variação de $\pm 100\%$ para o estudo de uma ESDV gaveta. Como o intuito deste trabalho é fornecer uma ideia das alterações de certos parâmetros, a alteração foi proposta em uma faixa de $\pm 50\%$, em incrementos de 25%, portanto para cada parâmetro que será variado, os valores adotados serão em função do valor original (Tabela 6 e Tabela 7) em valores de -50%, -25%, 0%, 25% e +50%, totalizando 5 simulações para cada parâmetro. A Tabela 8 exibe os parâmetros escolhidos para a alteração.

Tabela 8 - Parâmetros projeto/processo para alterações.

Casos	Parâmetro	Faixa de Variação	Taxa de Incremento	Projeto/ Processo
Caso 1	Pré-carga	$\pm 50\%$	25%	Projeto
Caso 2	Constante Mola	$\pm 50\%$	25%	Projeto
Caso 3	Diâmetro Pistão	$\pm 50\%$	25%	Projeto
Caso 4	Posição <i>crack-Open</i>	$\pm 50\%$	25%	Projeto
Caso 5	Coefficiente Atrito	$\pm 50\%$	25%	Projeto
Caso 6	LDA	$\pm 50\%$	25%	Processo

Fonte: Próprio Autor.

As avaliações serão conduzidas através dos pontos notáveis A2 e A5 que representarão a operação de abertura da ESDV. Para o retorno, os pontos notáveis escolhidos serão o R1 e R4 que representam a operação de retorno ou fechamento da ESDV. Com este método será possível avaliar se a alteração dos parâmetros impacta na abertura ou somente no fechamento de maneira diferente ou em ambos de maneira igual.

5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

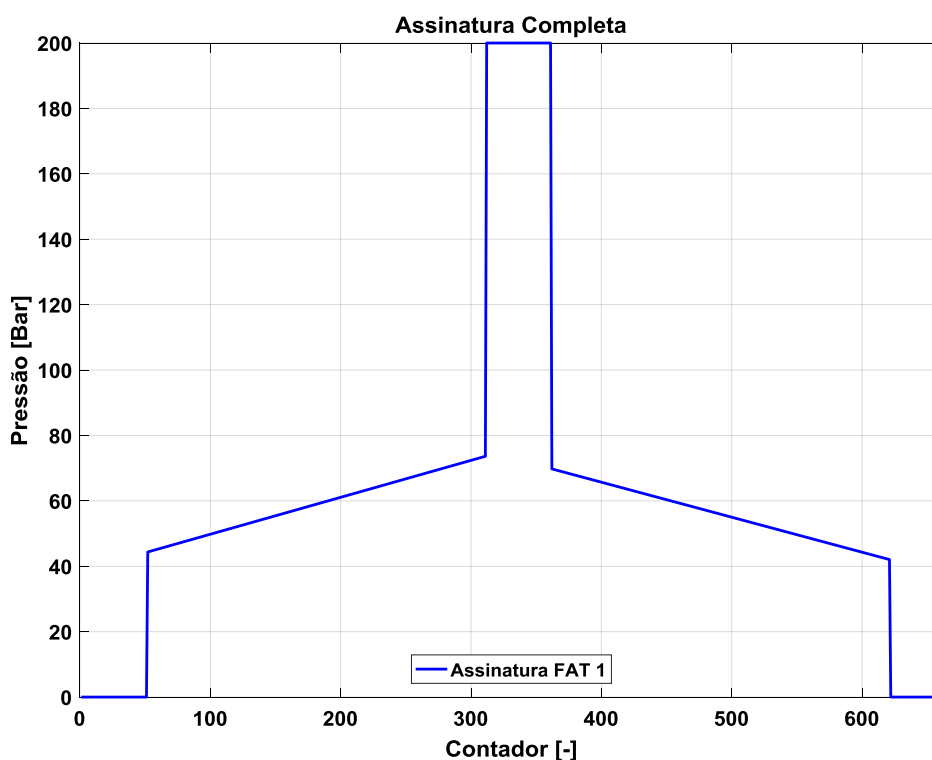
Com o modelamento matemático descrito anteriormente, foi possível obter as assinaturas de pressões da ESDV simulada. Para facilitar as comparações com os dados de FAT e PVT, os resultados de pressão que o modelo exhibe foram convertidos de pascal para bar.

Conforme proposto neste trabalho, a primeira etapa consiste em uma validação do modelo com os resultados de FAT n°1 e n°2. Para ambos os casos, as entradas foram os dados contidos na Tabela 6 e Tabela 7.

5.1. Resultado Modelo/FAT n° 1

A primeira validação é com respeito à comparação do modelo com o FAT n°1. As condições de teste foram realizadas em ambiente atmosférico, portanto as contribuições do sistema de compensação para este cenário são mínimas. O diferencial de pressão entre montante e jusante não foi caracterizado, logo, o impacto do torque na assinatura também foi nulo. Com isso apenas as forças internas do modelo deverão ser capazes de reproduzir a assinatura de pressão. O primeiro resultado é apresentado na Figura 40. O método do contador foi utilizado para agrupar os acionamentos da ESDV, tanto abertura como fechamento em um mesmo gráfico.

Figura 40 - Assinatura simulando FAT n° 1 através do modelo matemático.



Fonte: Próprio Autor.

Para analisar se o modelo apresenta um bom alinhamento com os resultados do FAT, a Tabela 9 foi criada a fim de facilitar as comparações e definir a porcentagem de erro do modelo em relação ao FAT. Como já mencionado, testes sem um diferencial de pressão entre montante e jusante não apresentam todos os pontos notáveis em uma assinatura, por isso, somente os pontos de início e fim de abertura e fechamento (A2, A5, R1 e R4) serão avaliados.

Tabela 9 - Comparação entre FAT n°1 e modelo matemático.

	Pontos Notáveis [bar]									
	A1	A2	A3	A4	A5	R1	R2	R3	R4	
FAT n° 1	-	47	-	-	75.6	67.8	-	-	39.2	
Modelo	-	44.37	-	-	73.63	69.77	-	-	42.05	
Diferença	-	-02.63	-	-	-01.97	01.97	-	-	02.85	
Diferença [%]	-	-5.93%	-	-	-2.68%	2.82%	-	-	6.78%	

Fonte: Próprio Autor.

A comparação entre o modelo e FAT n°1 apresentaram diferenças os pontos notáveis em estudo. Existe certa simetria entre as diferenças (em pressão) na Tabela 9 para os pontos A2 e R4, isto pode indicar algum ponto de atrito específico não modelado e a sua falta impacte justamente desta maneira na assinatura de pressão como os atritos no *Scotch-Yoke*.

O conhecimento deste atrito fica comprometido devido à limitação de dados da ESDV, como o modelo foi desenvolvido baseado em desenhos técnicos fornecidos, alguns pontos podem passar despercebidos devido à simplificação do modelo proposto.

Devido a este fator, um ajuste que contemple as parcelas desconhecidas deverá ser modelada. Logo, uma curva de calibração é necessária para que o modelo se adeque aos resultados de FAT e incorpore ao seu acionamento tais atritos que não foram identificados. Com isso, a diferença de pressão entre modelo e FAT é utilizada para construir uma curva linear de 1 ordem que compense ao modelo esta parcela de força/pressão que falta. Esta curva representará atritos do sistema que não foram identificados.

O procedimento para se obter tais curvas está exemplificado no APÊNDICE B.

Visto que para o avanço e o retorno apresentam valores diferentes, serão desenvolvidas duas equações. A equação 12 representa a curva para o avanço e a equação 13 representa a curva de atritos no fechamento da ESDV.

$$F_{atrExt_{av}} = \left[\left(\frac{(1.97 * 10^5) - (2.63 * 10^5)}{stroke} \right) * x + (2.63 * 10^5) \right] * \left(\frac{\pi * D_{pist}^2}{4} \right) \quad (12)$$

$$F_{atrExt_{re}} = \left[\left(\frac{(-1.97 * 10^5) - (-2.85 * 10^5)}{stroke} \right) * x + (-2.85 * 10^5) \right] * \left(\frac{\pi * D_{pist}^2}{4} \right) \quad (13)$$

As duas equações são dependentes do deslocamento do pistão, com isso, para cada posição do atuador, a parcela que compensa o atrito não identificado na ESDV terá um valor correspondente.

Como são necessárias duas equações para os acionamentos, uma para o avanço e outra para o retorno, a equação geral deve ser atualizada para compreender a curva de atritos não identificados em cada acionamento. Com isso a equação geral se apresentará conforme equação 14 e 15 para a abertura e fechamento respectivamente.

$$\begin{aligned}
 P_{at}(x): \text{ if } x = 0: & \quad \rightarrow [P_{hw}] \\
 P_{at}(x): \text{ if } 0 < x \leq \text{stroke}: & \\
 \rightarrow \left[\frac{F_{comp} + F_{atr}(x) + F_{mola}(x) + F_{tor}(x) + F_{atrExt_{av}}}{\frac{\pi * D_{pist}^2}{4}} \right] & \quad (14)
 \end{aligned}$$

$$P_{at}(x): \text{ if } x = \text{stroke}: \quad \rightarrow [P_{hw} + P_{hpu}]$$

$$P_{at}(x): \text{ if } x = \text{stroke}: \quad \rightarrow [P_{hw} + P_{hpu}]$$

$$\begin{aligned}
 P_{at}(x): \text{ if } \text{stroke} \geq x > 0: & \\
 \rightarrow \left[\frac{F_{comp} - F_{atr}(x) + F_{mola}(x) + F_{tor}(x) + F_{atrExt_{re}}}{\frac{\pi * D_{pist}^2}{4}} \right] & \quad (15)
 \end{aligned}$$

$$P_{at}(x): \text{ if } x = 0: \quad \rightarrow [P_{hw}]$$

Com a equação geral corrigida para compensar os atritos não identificados, uma nova assinatura poderá ser obtida pelo modelo matemático para então ser comparada com as respostas do teste FAT n°1. Os níveis de pressão do modelo corrigido estão representados na

Tabela 10 juntamente com o erro do modelo para o teste. Como já explicado através do diagrama, os próximos passos somente serão realizados uma vez que as respostas anteriores estejam dentro dos limiares definidos.

Tabela 10 - Comparação entre FAT n°1 e modelo matemático corrigido.

	Pontos Notáveis [bar]								
	A1	A2	A3	A4	A5	R1	R2	R3	R4
FAT n° 1	-	47	-	-	75,6	67,8	-	-	39,2
Modelo	-	47	-	-	75,6	67,8	-	-	39,2
Diferença [%]	-	0%	-	-	0%	0%	-	-	0%

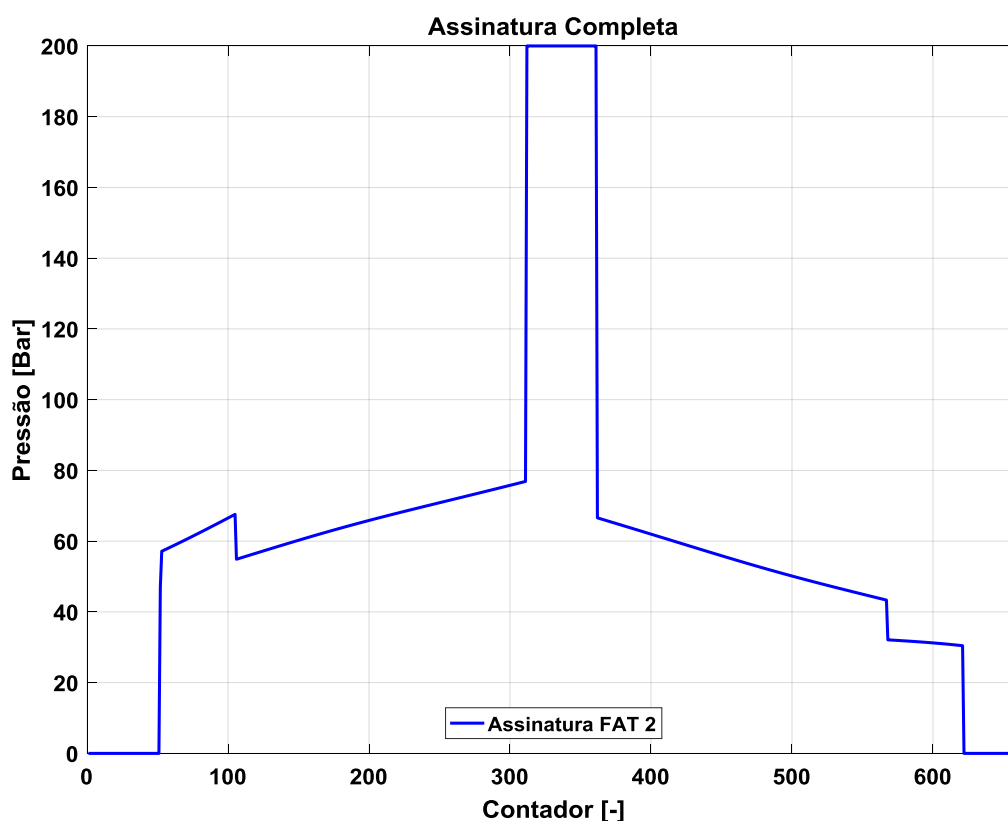
Fonte: Próprio Autor.

Para este modelo corrigido, as respostas ficaram exatamente similares ao do teste de FAT n° 1, isto calibra o modelo no seu primeiro teste. Para que a calibração não seja tendenciosa, mais validações serão necessárias, com isso, nos próximos capítulos serão apresentados os outros resultados do modelo quando comparados ao FAT n° 2 utilizando a mesma curva de calibração.

5.2. Resultado Modelo/FAT n° 2

A segunda validação seguirá com a comparação do modelo com o teste FAT n°2. Este teste foi realizado em um ambiente atmosférico, assim como o FAT n° 1, porém, com um diferencial de pressão entre montante e jusante na válvula. Com isso, uma força será necessária para promover um torque que resulte no movimento da esfera. Utilizando os dados da Tabela 7 para alimentar as simulações, uma assinatura foi obtida pelo modelo através da Figura 41.

Figura 41 - Assinatura simulando FAT n° 2 através do modelo matemático corrigido.



Fonte: Próprio Autor.

O atrito resultante do torque é exibido pela assinatura através da queda de pressão após o ponto que representa o *crack-open*. Este comportamento ocorre na abertura e no fechamento da ESDV, para isso, dois valores de torques são inseridos no modelo para cada operação (abertura e fechamento) conforme Tabela 7. Para analisar se os pontos de pressões estão dentro dos limites estabelecidos, a Tabela 11 é apresentada com as diferenças de pressões e percentual entre o FAT e o modelo.

Tabela 11 - Comparação entre FAT n° 2 e modelo matemático.

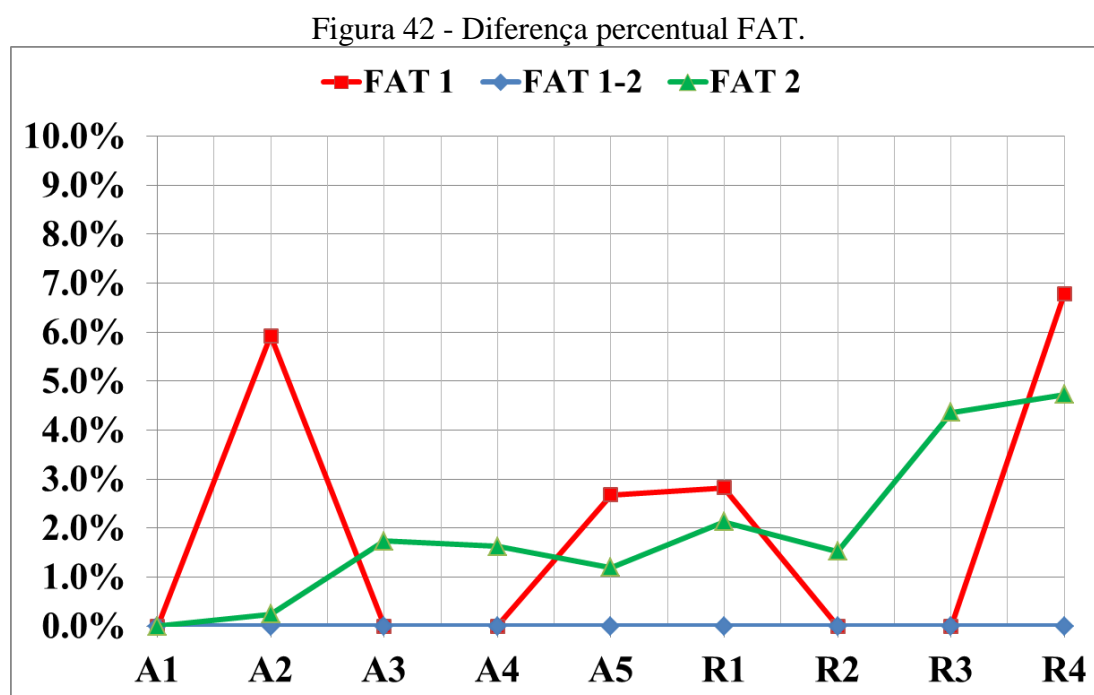
	Pontos Notáveis [bar]								
	A1	A2	A3	A4	A5	R1	R2	R3	R4
FAT n° 2	47	57	68.75	54	77.8	68	44	33.5	29
Modelo	47	57.14	67.58	54.89	76.88	66.58	43.34	32.1	30.44
Diferença [%]	0.00%	0.25%	-1.73%	1.62%	-1.20%	-2.13%	-1.52%	-4.36%	4.73%

Fonte: Próprio Autor.

As diferenças estão dentro da faixa adotada para o modelo com uma diferença de 5%. Os pontos R3 e R4 apresentaram uma maior diferença em relação aos outros pontos notáveis da

assinatura de pressão, com diferenças de 1.4 e -1.44 bar respectivamente. Isto pode ser explicado devido à simplificação da curva adotada para o torque com valores constantes. Uma representação através de uma curva polinomial para o comportamento do torque poderia minimizar estas diferenças.

Para facilitar a visualização dos valores percentuais de erros de cada ponto notável dos modelos em relação aos dois testes de FAT, a Figura 42 foi desenvolvida e exibe as diferenças em módulo. A linha vermelha está representando a primeira simulação onde os desvios foram resultados dos atritos não identificados e não inseridos no modelo. Isto resultou no ajuste nas forças de atrito desconhecidos da ESDV. Após a correção, a análise do modelo com o FAT n° 1 (FAT 1-2) foi repetida e é representada pela linha azul. A última comparação do modelo nesta etapa foi feita através do FAT n° 2, exibindo os desvios pela linha verde, onde é notável que o ponto R4 apresentou um maior desvio.



Fonte: Próprio Autor.

5.3. Resultado Modelo/PVT 1, 2 e 3

Com os resultados do modelo apresentando uma boa concordância com os dados de FAT, o modelo então será simulado em condições de testes do PVT. Nestes testes, seis condições

diferentes serão simuladas. Todas contemplam um diferencial de pressão entre montante e jusante para ESDV, no qual, três testes serão simulados em uma LDA de 2500 metros. Estes resultados serão o indicativo para avaliar se a ESDV modelada possui resultados satisfatórios para cenários de diferenciais de pressões entre a válvula e ambientes hiperbáricos.

As comparações das respostas do modelo matemático com o PVT 1, 2 e 3 são apresentadas nas Tabela 12, 13 e 14 respectivamente. Como esta etapa do trabalho tem o objetivo de comparar o modelo já validado pelos testes de FAT, com os testes de PVT, suas assinaturas de pressão estão exibidas no Apêndice C. Os níveis de pressões serão apresentados a seguir em forma de valores, bem como, o diferencial percentual de erro do modelo em relação ao teste realizado.

Tabela 12 - Comparação entre PVT 1 e modelo matemático.

Pontos Notáveis [bar]									
	A1	A2	A3	A4	A5	R1	R2	R3	R4
PVT 1	44.8	48	-	-	74.3	67.5	-	-	40.4
Modelo	47	48.15	-	-	76.37	67,56	-	-	38.71
Diferença [%]	4.68%	0.31%	-	-	2.71%	0.09%	-	-	-4.37%

Fonte: Próprio Autor.

A primeira comparação com o PVT 1 com o modelo matemático apresenta uma boa concordância com as respostas simuladas conforme Tabela 12. Neste cenário o diferencial de pressão de 12.4 bar foi simulado entre montante jusante na ESDV. O ponto A1 apresenta um desvio de 4.68% na resposta, e o ponto R4 apresenta um desvio de -4.37%. Este tipo de comportamento é característico de atritos que agem na ESDV.

Como o intuito desta fase do trabalho é avaliar se o modelo calibrado com os dados de FAT se comporta de maneira satisfatória para os testes de PVT, nenhuma calibração será executada, apenas serão avaliadas as diferenças percentuais e suas possíveis causas.

Para a comparação entre o modelo e o PVT 2, a Tabela 13 apresenta as diferenças percentuais. Analisando os valores, é visível que eles ficaram abaixo de uma margem de 6.5%. O ponto que sofreu a maior variação foi o R3, que representa o *crack-open* para o fechamento.

Tabela 13 - Comparação entre PVT 2 e modelo matemático.

Pontos Notáveis [bar]									
	A1	A2	A3	A4	A5	R1	R2	R3	R4
PVT 2	45,6	55,1	66,2	53,20	75,1	67,4	42,4	35,4	33,7
Modelo	47	56.23	66.24	54.12	76.37	66.59	43.34	37.81	34.3
Diferença [%]	2.98%	2.01%	0.06%	1.70%	1.66%	-1.22%	2.17%	6.37%	1.75%

Fonte: Próprio Autor.

Para o PVT 3 os níveis de pressão são apresentadas na Tabela 14. A maior diferença no modelo se apresentou nos pontos A3 com -9.20%, este ponto é imediatamente antes do *crack-open*. Uma das causas que poderiam levar a esta diferença é com relação às sedes da esfera, pois, um desvio dimensional na fabricação ou no material pode levar aos resultados de atritos mais elevados, com isso, o torque necessário para promover o giro da esfera tende a ser maior. Outro ponto que pode induzir a esta diferença seria a pré-carga de montagem nas molas, localizadas nas sedes da válvula ser diferentes da utilizada na ESDV dos testes de FAT.

Tabela 14 - Comparação entre PVT 3 e modelo matemático.

Pontos Notáveis [bar]									
	A1	A2	A3	A4	A5	R1	R2	R3	R4
PVT 3	47.6	61.5	83.6	53.2	75.1	67.6	42.8	30.1	29.4
Modelo	47	63.26	76.56	54.89	76.88	66.59	43.34	30.56	29.4
Diferença [%]	-1.28%	-2.78%	-9.20%	-3.08%	2.32%	-1.52%	1.25%	1.51%	0%

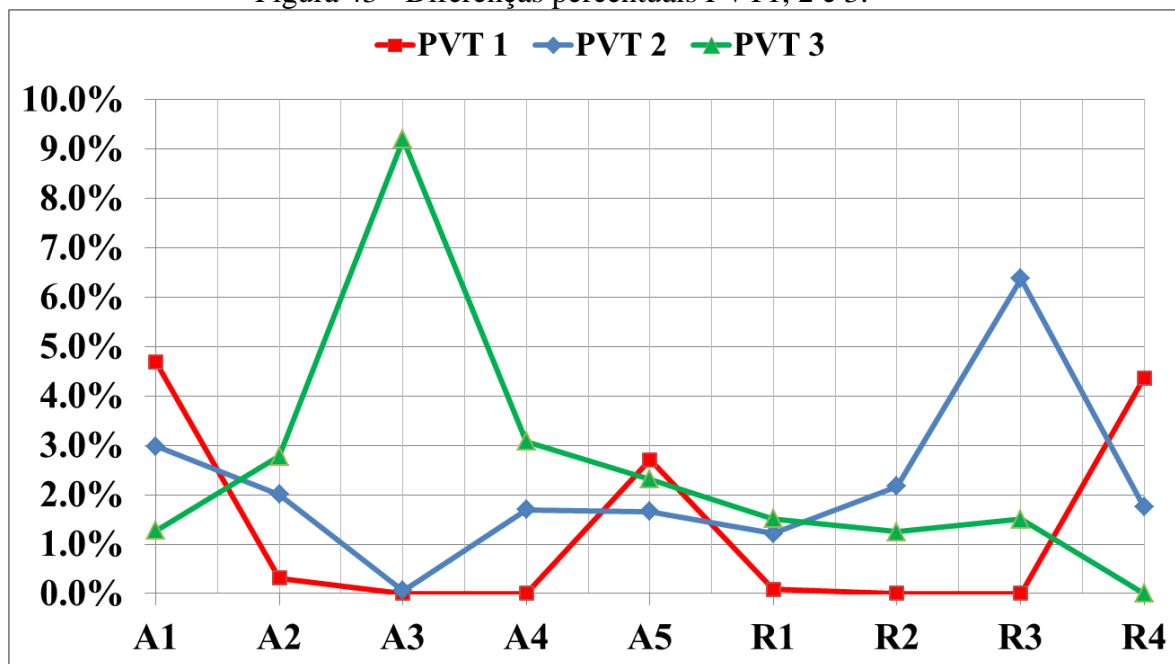
Fonte: Próprio Autor.

É importante ressaltar que o teste de PVT 3 simulou a maior diferença de pressão entre montante e jusante, gerando um caso “severo” de forças/pressões de acionamento da ESDV justamente nos pontos próximos ao *crack-open*. Entretanto os pontos notáveis de maneira geral para este teste apresentaram uma boa concordância com os pontos reais. Os resultados de todos os PVT com o modelo não apresentaram erros maiores que 10%.

Analisando o desvio geral do modelo pelo respectivo teste, as diferenças em módulos foram de 2.43% para o PVT 1, 2.21% para o PVT 2 e 2.55% para o PVT 3.

A Figura 43 apresenta o módulo das diferenças percentuais de cada ponto notável do modelo em relação ao teste de PVT 1, 2 e 3.

Figura 43 - Diferenças percentuais PVT1, 2 e 3.



Fonte: Próprio Autor.

5.4. Resultado Modelo/PVT 4, 5 e 6

Os próximos resultados representam a simulação da ESDV em um ambiente hiperbárico. Estas análises poderão indicar se o modelo reproduz de maneira correta o ambiente hiperbárico. Para isto, o correto modelamento do sistema de compensação será avaliado. As assinaturas de pressão do modelo matemático para os testes PVT 4, 5 e 6 estão dispostas no Apêndice D.

Para a análise comparativa dos resultados, a Tabela 15 exibe os níveis de pressão entre os pontos notáveis do modelo e o teste PVT 4 sem descontar a LDA sobre a ESDV. A

O ponto A5 apresentou a maior diferença percentual, onde o modelo e exibiu uma resposta de 2.55% menor para o ponto em questão, o que representa 8.4 bar. No geral, o modelo apresentou uma diferença média de 1.23% em módulo para o teste realizado. É possível que em um ambiente hiperbárico, atritos extras podem exercer uma resistência ao movimento que não são identificados em testes sobre condições atmosféricas.

Tabela 15 - Comparação entre PVT 4 e modelo matemático.

Pontos Notáveis [bar]									
	A1	A2	A3	A4	A5	R1	R2	R3	R4
PVT 4	296.6	302.8	-	-	337.4	324.0	-	-	289.1
Modelo	299.6	300.8	-	-	329.0	320.2	-	-	291.3
Diferença [%]	1%	-0.66%	-	-	-2.55%	-1.19%	-	-	0.76%

Fonte: Próprio Autor.

Para o PVT 5, os resultados estão exibidos na Tabela 16. De maneira geral os pontos apresentaram um bom alinhamento com os dados do PVT. A maior diferença percentual ocorreu no ponto A3. Porém, para o restante dos pontos notáveis, as diferenças ficaram abaixo de 2.5% de desvio em módulo. A diferença geral entre modelo e PVT 4 foi de 1.71%.

Tabela 16 - Comparação entre PVT 5 e modelo matemático.

Pontos Notáveis [bar]									
	A1	A2	A3	A4	A5	R1	R2	R3	R4
PVT 5	298.3	314.2	335.8	310.2	336.7	324	293.7	286.3	284.8
Modelo	299.7	308.8	318.8	306.7	329	319.2	295.9	290.4	286.9
Diferença [%]	0.47%	-1.75%	-5.33%	-1.14%	-2.34%	-1.50%	0.74%	1.41%	0.73%

Fonte: Próprio Autor.

O PVT 6 que representa um diferencial de pressão de 248.2 bar entre montante e jusante está exibida na Tabela 17. A maior diferença ocorreu no ponto A3, assim como no PVT 5 e PVT 4. Neste teste, este alto diferencial de pressão gera altos valores de atritos e com isso, a simplificação adotada neste trabalho para valores de torque constantes antes e depois do *crack-open* parece não ser a melhor opção. A inclusão de uma curva de torque em função do deslocamento do pistão, talvez possa diminuir este erro associado a um grande diferencial montante e jusante. Em média o desvio total do modelo para este teste ficou em 2.49%.

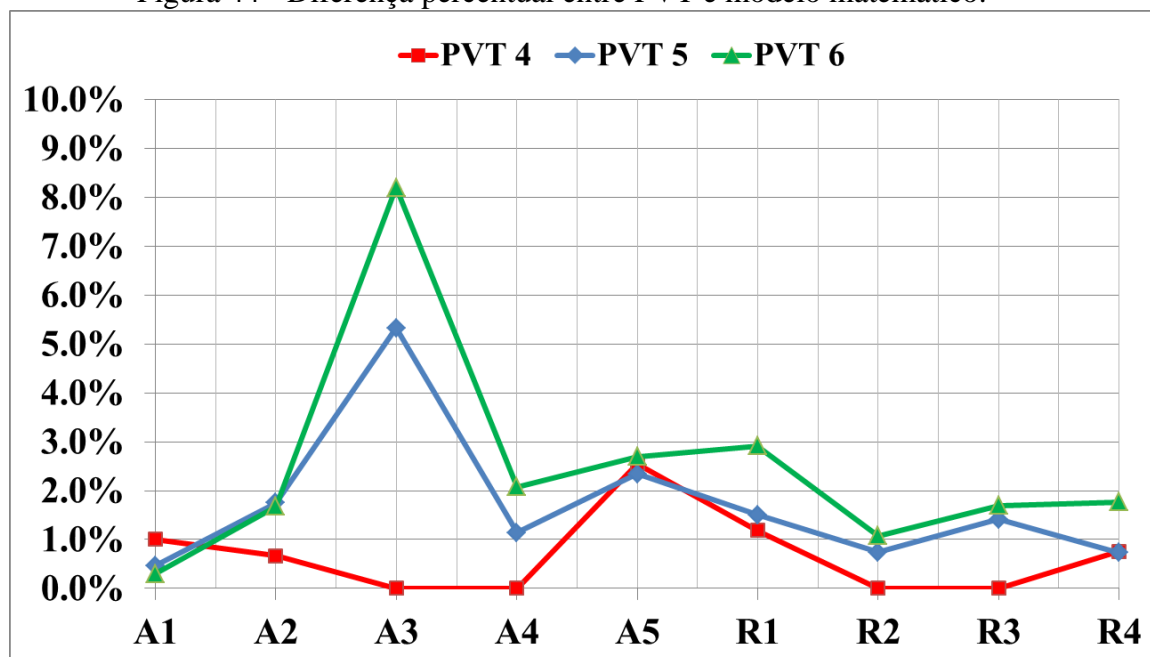
Tabela 17 - Comparação entre PVT 6 e modelo matemático.

Pontos Notáveis [bar]									
	A1	A2	A3	A4	A5	R1	R2	R3	R4
PVT 6	298.7	321.2	356.2	313.9	338.4	328.5	299.1	288	287
Modelo	299.6	315.9	329.2	307.5	329.5	319.2	295.9	283.2	282
Diferença [%]	0.30%	-1.68%	-8.20%	-2.08%	-2.70%	-2.91%	-1.08%	-1.69%	-1.77%

Fonte: Próprio Autor.

Para facilitar a visualização das comparações entre PVT e modelo, a Figura 44 foi desenvolvida. Os diferenciais percentuais estão exibidos em módulo.

Figura 44 - Diferença percentual entre PVT e modelo matemático.



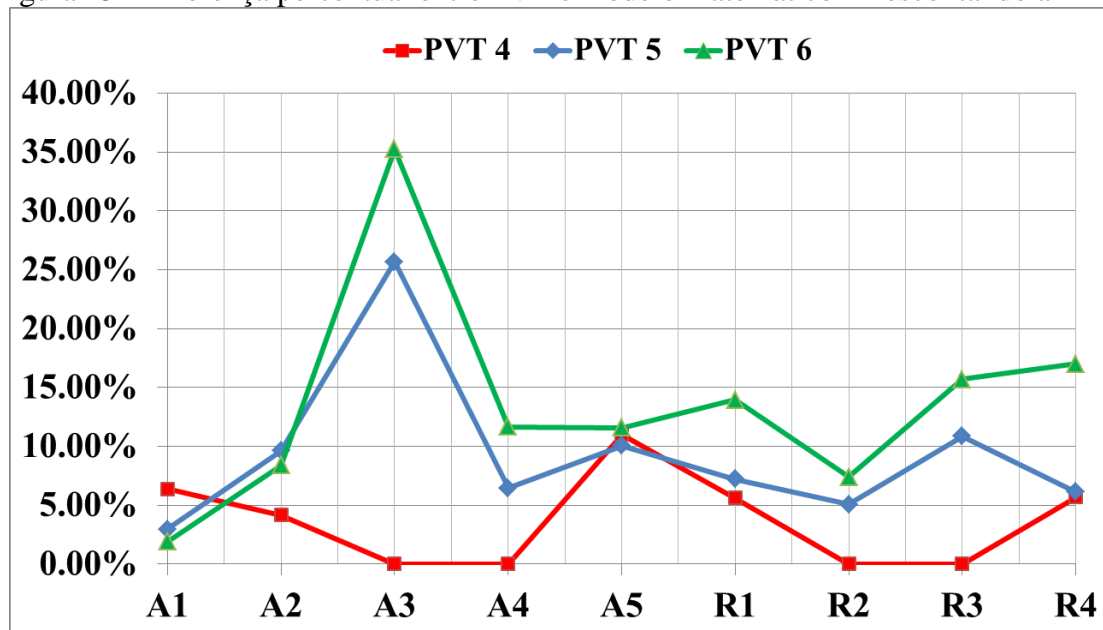
Fonte: Próprio Autor.

Analisando as respostas do modelo em função dos testes de PVT, percebe-se que as maiores diferenças percentuais se concentraram nos pontos A3 para o PVT 5 e 6 e no ponto A5 para o PVT 4. Para todos os pontos restantes, os resultados ficaram abaixo de 3% de erro quando analisadas as diferenças que incorporam a parcela da LDA sobre a ESDV. Esta situação reforça que o modelo possui uma boa previsibilidade sobre os pontos notáveis de uma ESDV em condições de PVT.

Outra análise pode ser conduzida nesta etapa dos testes em condições hiperbáricas. Descontando-se a parcela referente à coluna d'água dos 2500 metros (252.6 bar) das respostas de todos os pontos notáveis, se obtêm a assinatura em condições "atmosféricas". Analisando agora, os desvios dos pontos notáveis sem a parcela da LDA, conforme Figura 45, as diferenças percentuais de todos os pontos aumentaram consideravelmente.

As diferenças no ponto A3 ficaram em 25.68 e 35.25% em módulo para os testes de PVT 5 e PVT 6 respectivamente. Isto representa um aumento de 4.82 sobre o desvio percentual no mesmo ponto notável sem descontar a LDA (ver A3 na Tabela 15) para o PVT 4 e um aumento de 4.29 para o PVT 6 no mesmo ponto.

Figura 45 - Diferença percentual entre PVT e modelo matemático - Descontando a LDA.



Fonte: Próprio Autor.

Isto indica que durante a atuação de uma ESDV em condições hiperbáricas, outras forças estão exercendo uma influência sobre a assinatura de pressão. Outros pontos de resistência ao movimento e atritos precisam ser verificados para se reproduzir o comportamento da ESDV sobre uma LDA. Sobre tais hipóteses que podem ocasionar este tipo de diferença, este trabalho levanta como possíveis causas:

- Atritos das vedações das gaxetas da haste da válvula devido à pressão na cavidade da válvula esfera;
- Atritos no sistema de *Scotch-Yoke* devido a LDA;
- Atritos no deslocamento da mola;

5.5. Simulações de Casos de Projeto

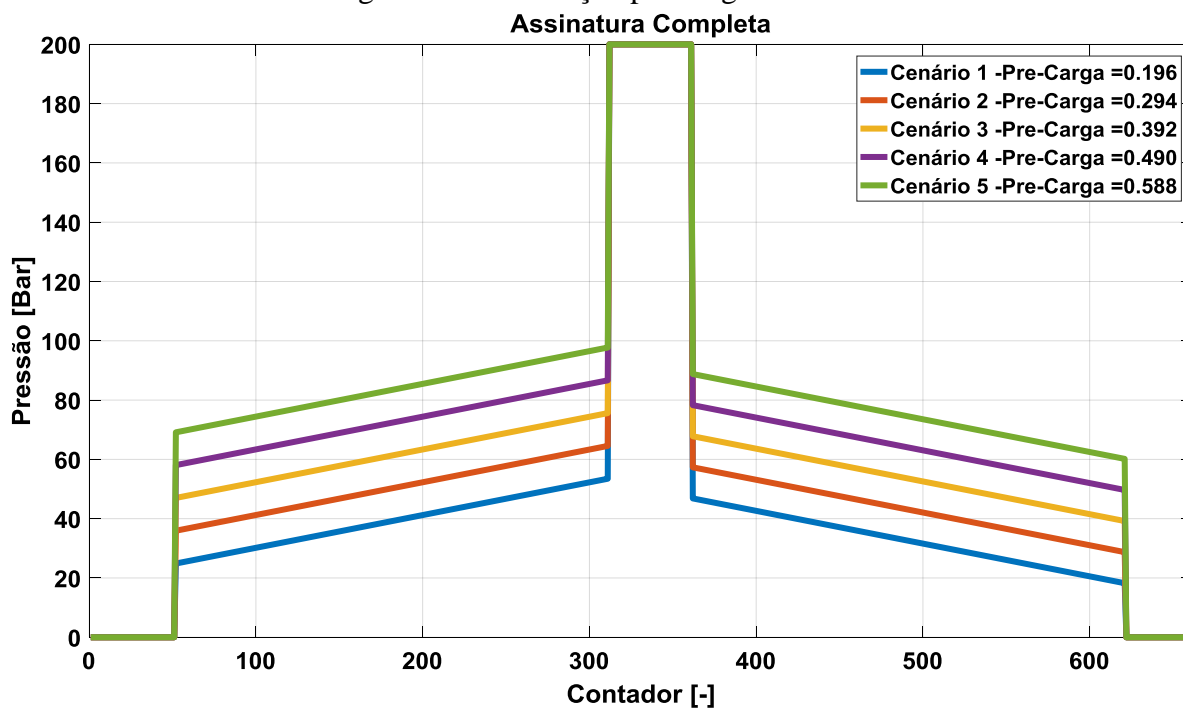
Com a primeira etapa concluída, a segunda se inicia com o foco nas alterações de parâmetros em situações pré-estabelecidas. Serão variados alguns parâmetros do projeto da ESDV em faixas pré-definidas para então relacionar esta modificação do parâmetro a sua resposta na assinatura de pressão. Isto pode levar a relação do comportamento de uma ESDV pela assinatura de pressão a alguma mudança de parâmetro, seja por degradação ou falha de projeto.

Para todas as simulações de projeto, a ESDV irá operar sem um diferencial de pressão entre montante e jusante, o que resulta em um valor de zero para o torque. A exceção será feita para a alteração da posição de *crack-open* da ESDV, pois, somente com um valor de torque os pontos A3, A4, R2 e R3 são visíveis na assinatura, logo, para esta simulação os valores de torque que simularão um diferencial de pressão montante e jusante será o correspondente ao torque do PVT 3 e 6, que são os mesmos em termos de valores de torque conforme já apresentado na Tabela 7.

5.5.1. Pré-carga da Mola

A variação da pré-carga aplicada na mola durante a montagem será reproduzida em cada simulação e os seus impactos sobre a assinatura de pressão. Os resultados para tal modificação de caso estão exibidos na Figura 46. Para cada mudança do parâmetro foi atribuído um cenário, onde o cenário 3 representa o valor de pré-carga original da ESDV utilizada neste trabalho durante a fase de validação. Com isto, dois cenários acima e dois cenários abaixo são simulados, resultando em uma faixa de $\pm 50\%$ sobre o valor inicial.

Figura 46 – Simulação pré-carga da mola.



Fonte: Próprio Autor.

É possível notar a tendência no aumento de pressão para ambos os lados de acionamento da ESDV, como o avanço e o retorno na assinatura de pressão. Em ambas as situações, as pressões aumentaram de uma maneira proporcional ao valor da pré-carga. Os valores de pressão dos pontos notáveis estão expostos na Tabela 18.

Tabela 18 - Pontos notáveis para a modificação da pré-carga da mola.

Cenário [-]	Valor Modificado [m]	Pontos Notáveis [bar]									
		A1	A2	A3	A4	A5	R1	R2	R3	R4	
Cenário 1	0.196	-	24.98	-	-	53.47	46.83	-	-	18.23	
Cenário 2	0.294	-	36.05	-	-	64.53	57.32	-	-	28.72	
Cenário 3	0.392	-	47.11	-	-	75.60	67.80	-	-	39.20	
Cenário 4	0.490	-	58.17	-	-	86.66	78.29	-	-	49.69	
Cenário 5	0.588	-	69.24	-	-	97.73	88.77	-	-	60.17	

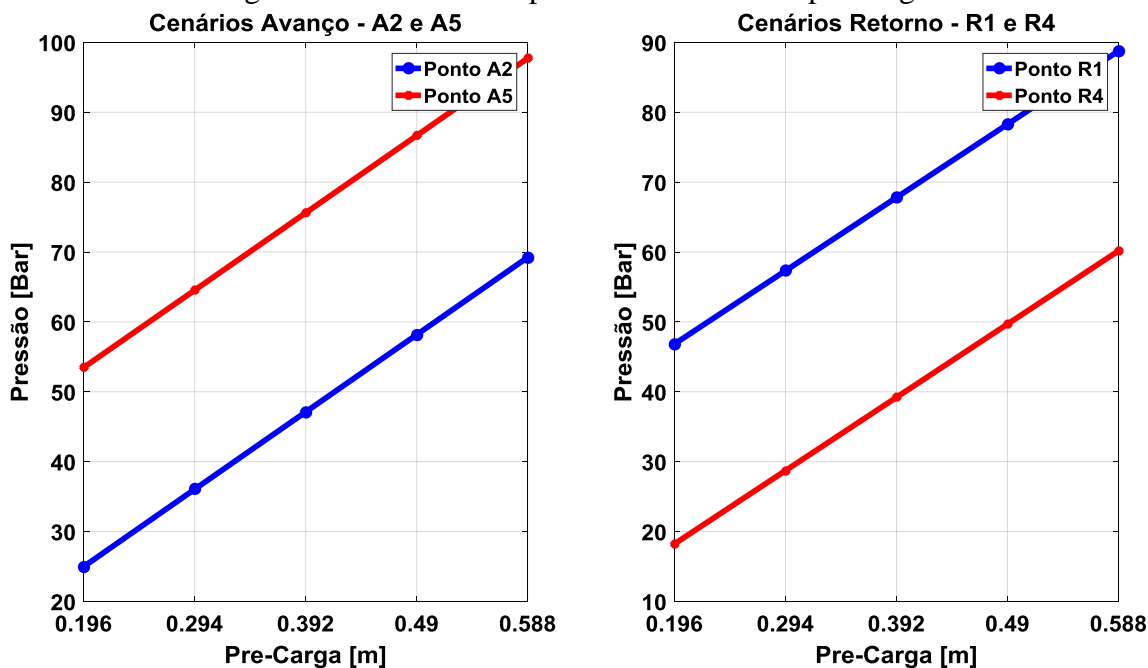
Fonte: Próprio Autor.

Para uma análise mais detalhada dos pontos notáveis, a Figura 47 pode ser analisada. Os pontos A2 e R4 de todos os cenários apresentaram uma tendência de aumento ou diminuição proporcional à modificação da pré-carga. Para um aumento de 25% da pré-carga, os valores de A2 e R4 aumentaram em média 25% como o caso do cenário 4. Já para os pontos A5 e R1, as alterações ficaram dentro de uma faixa de 15% para cada 25% de alteração da pré-carga.

Este comportamento é evidenciado em todos os cenários, onde, para os pontos A2 e R4, o seu comportamento está diretamente relacionado com a modificação da pré-carga da mola. Isto se deve ao fato que a pré-carga exerce sua força antes da ESDV iniciar seu movimento e com isso, a cada modificação deste parâmetro, a pressão necessária para tirar a ESDV do repouso é função dos atritos e pré-carga do sistema. Com a ESDV em operação, a pré-carga foi superada e a sua contribuição é uma parcela constante no sistema e somente a compressão da mola juntamente com o coeficiente de rigidez operam sobre a ESDV de maneira crescente, e isto acontece após o ponto A2 e prossegue até o ponto A5.

Outro ponto a ser levantado é com relação à diferença entre A2 e A5, a qual permaneceu constante independente do cenário simulado. O valor de 28.48 bar se manteve em todos os cenários, originado a curva característica da Figura 47. O mesmo comportamento é observado no fechamento quando se analisa os pontos R1 e R4. Isto também é explicado devido ao fato que a pré-carga só exerce uma parcela no início das operações e não durante a mesma, com isso, esta diferença se manteve constante.

Figura 47 - Análise comparativa dos cenários/pré-carga.



Fonte: Próprio Autor.

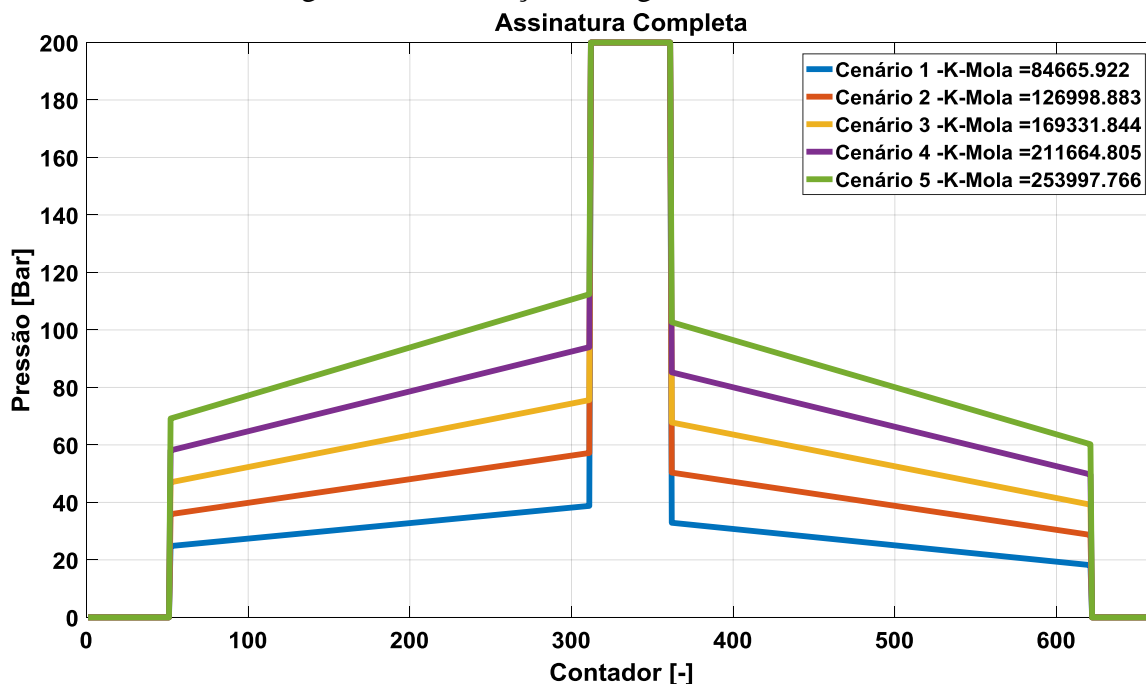
Para modificações de 25% da pré-carga da mola aplicada ao modelo, seja para menos ou para mais sobre o valor original, levam os pontos notáveis a uma modificação geral (todos os pontos) de 20%, ou seja, existe uma correlação positiva perfeita entre as mudanças de cenários e os pontos notáveis analisados neste trabalho.

5.5.2. Constante de Rigidez da Mola

Para a variação da rigidez, foram definidas as faixas de 0.5 a 1.5 sobre o valor original em incremento de 0.25. As condições de simulação foram sem LDA sobre a ESDV e sem um diferencial de pressão entre montante e jusante, logo o torque na ESDV é inexistente.

Analisando a Figura 48 é possível perceber que uma mudança na rigidez da mola leva a um aumento para ambos os acionamentos da ESDV, na operação de abertura e fechamento. Para valores de rigidez cada vez maiores, as pressões necessárias para operar a ESDV também acompanham este aumento.

Figura 48 - Simulação da Rigidez da Mola.



A Tabela 19 exibe os valores dos pontos notáveis da modificação na constante da mola correspondente a cada cenário exibido na Figura 48.

Tabela 19 - Pontos notáveis para a modificação da rigidez da mola.

Cenário [-]	Valor Modificado [N/m]	Pontos Notáveis [bar]								
		A1	A2	A3	A4	A5	R1	R2	R3	R4
Cenário 1	084665.922	-	24.87	-	-	38.80	32.92	-	-	18.39
Cenário 2	126998.883	-	35.99	-	-	57.19	50.36	-	-	28.69
Cenário 3	169331.844	-	47.11	-	-	75.60	67.80	-	-	39.20
Cenário 4	211664.804	-	58.23	-	-	94.00	85.25	-	-	49.71
Cenário 5	253997.766	-	69.35	-	-	112.5	102.9	-	-	60.23

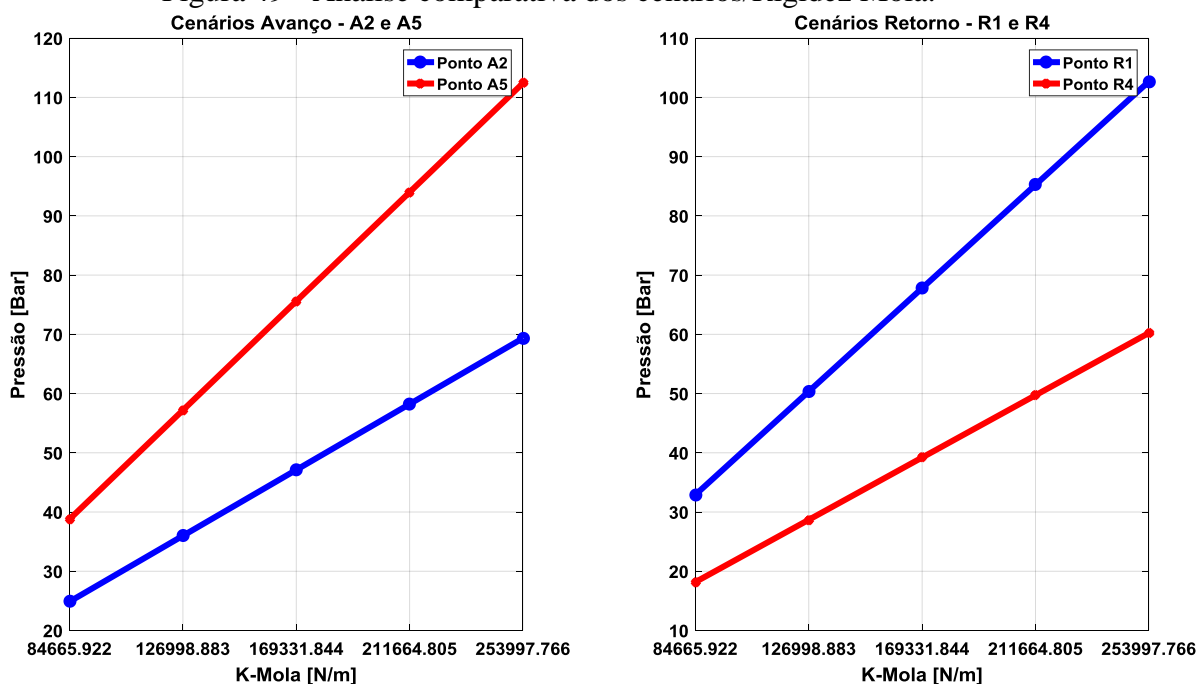
Fonte: Próprio Autor.

Analisando a Figura 49 fica evidente o comportamento dos pontos A2 e A5 para o avanço e R1 e R4 para o fechamento. Para os cenários onde a rigidez da mola é o mais baixo, a diferença entre os pontos A5 e A2 são os menores, com valores de 13.92 bar para o cenário 1 por exemplo, já para o cenário 2, esta diferença foi para 21.20 bar. A cada novo incremento no valor da rigidez da mola, a diferença entre os pontos A2/A5 e R1/R4 tende a aumentar de maneira proporcional. Para o cenário 5 por exemplo, onde a rigidez da mola foi aumentada

em 50% sobre o valor original, a diferença entre os pontos A2/A5 e R1/R4 foram em média 49.89% maior que os valores originais definidos pelo cenário 3.

Ambas as diferenças A2/A5 (abertura) e R1/R4 (fechamento) se comportaram proporcionalmente ao aumento da rigidez da mola. Com isso, conclui-se que uma alteração na rigidez da mola impacta diretamente os todos os pontos analisados da assinatura por uma correlação positiva perfeita. Este comportamento difere do apresentado pela pré-carga da mola, onde somente os pontos A2 e R4 se comportaram de maneira diretamente proporcional as alterações.

Figura 49 - Análise comparativa dos cenários/Rigidez Mola.

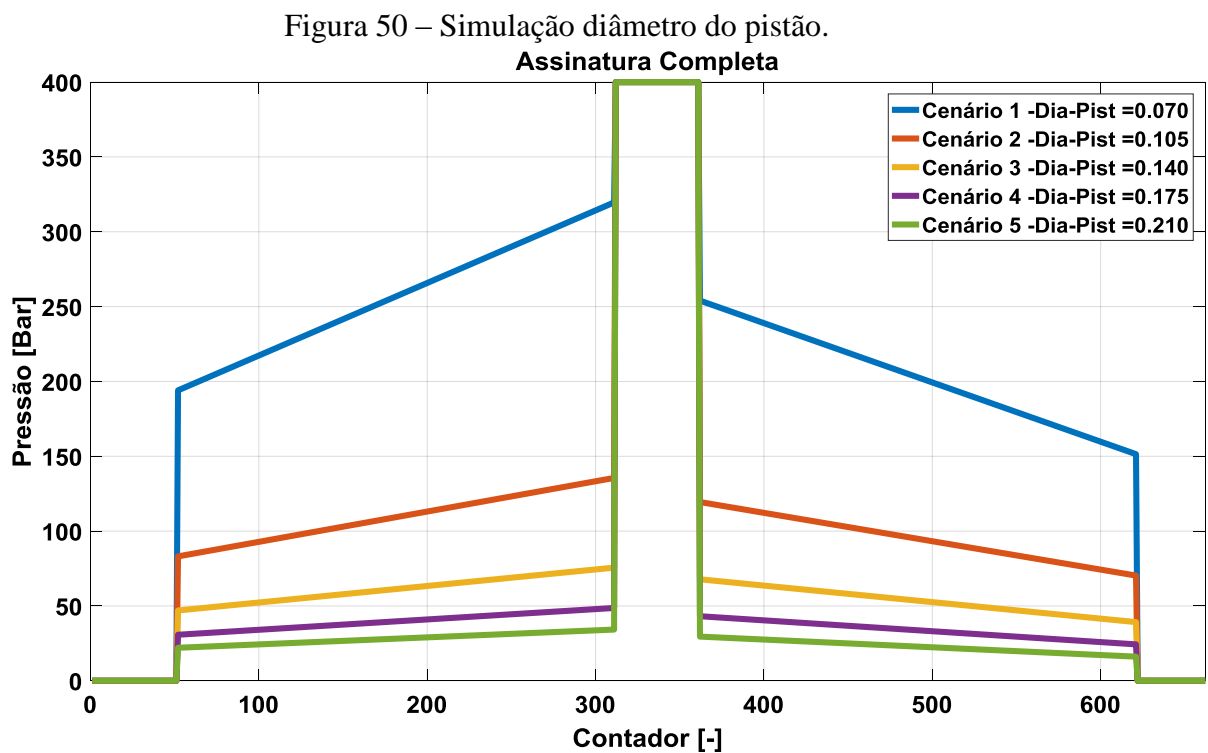


Fonte: Próprio Autor.

Por fim, se observa que a modificação da rigidez leva a uma diferença cada vez maior dos pontos relacionados à abertura (A2 e A5) e fechamento (R1 e R4). Os pontos tendem a se afastarem à medida que o parâmetro é modificado no sentido do aumento da rigidez e exigem maiores pressões de acionamento.

5.5.3. Diâmetro do Pistão

Para a variação do diâmetro do pistão de acionamento cinco valores foram adotados: 0.07, 0.105, 0.14, 0.175 e 0.21 metros. As assinaturas de pressão que representam as modificações estão exibidas na Figura 50. A princípio os comportamentos dos pontos notáveis seguem uma relação inversamente proporcional ao aumento do diâmetro do pistão.



Fonte: Próprio Autor.

As análises dos pontos notáveis em termos de níveis de pressão estão dispostas na Tabela 20. A comparação entre o Cenário 1 e 2 já evidencia que diâmetros menores de pistão requerem pressões de trabalhos maiores.

Tabela 20 - Pontos notáveis para a modificação do diâmetro do pistão.

Cenário [-]	Valor Modificado [m]	Pontos Notáveis [bar]								
		A1	A2	A3	A4	A5	R1	R2	R3	R4
Cenário 1	0.070	-	194.53	-	-	319.59	254.00	-	-	151.41
Cenário 2	0.105	-	83.32	-	-	135.53	119.41	-	-	70.30
Cenário 3	0.140	-	47.11	-	-	75.60	67.80	-	-	39.20
Cenário 4	0.175	-	30.83	-	-	48.65	43.13	-	-	24.33
Cenário 5	0.210	-	22.11	-	-	34.22	29.52	-	-	16.13

Fonte: Próprio Autor.

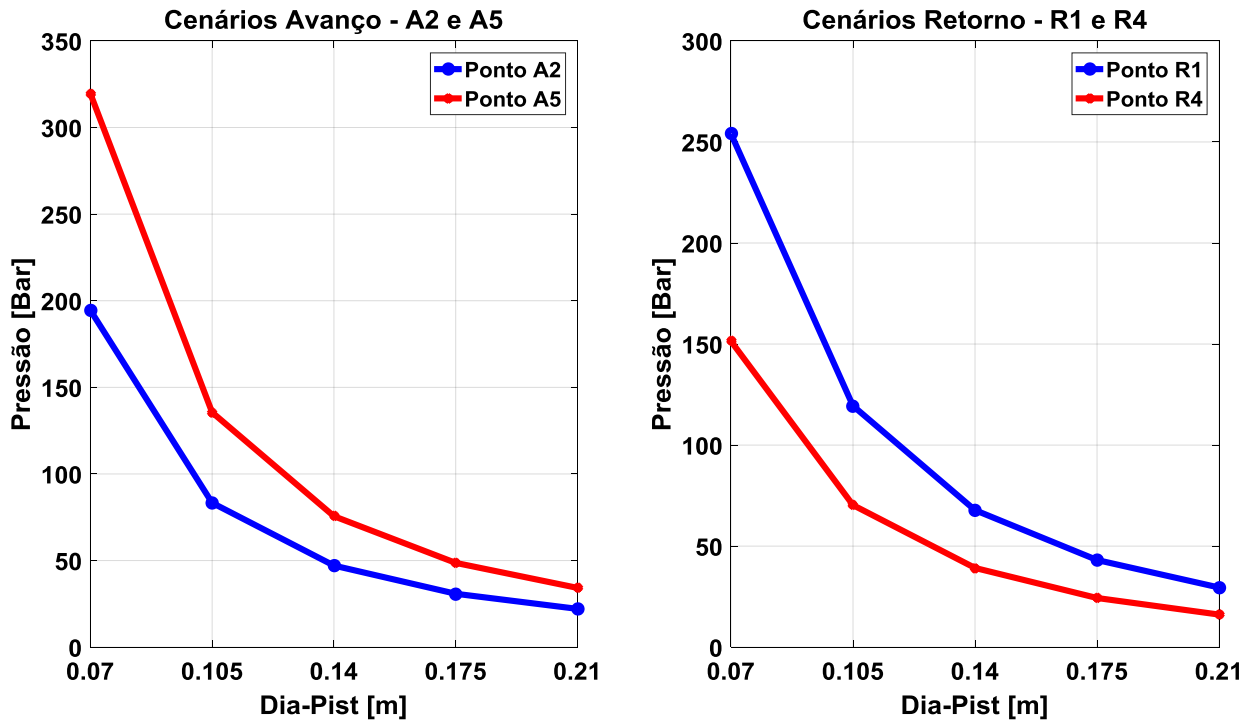
A Figura 51 mostra a relação entre os cenários simulados e os pontos A2, A5, R1 e R4. Um diâmetro de 0.21 metros apresenta os menores níveis de pressão dos pontos notáveis enquanto que para um pistão de diâmetro de 0.07 m os pontos notáveis são os maiores possíveis dentro dos cenários simulados. Esta relação pode ser aproximada a um comportamento quadrático.

O comportamento da pressão em função do diâmetro do pistão pode ser entendido analisando as equações 14 e 15, onde o diâmetro do pistão é o elemento que promove a divisão da força que a ESDV dever exercer para os acionamentos e a transforma em pressão. Assim como na fórmula $P = F/A$, onde P é pressão, F é força e A é a área, uma área maior irá resultar em uma pressão menor, já que as parcelas P e A são inversamente proporcionais.

Outro ponto notado é com relação à diferença entre A2/A5 e R1/R4 que diminuem com o aumento do diâmetro do pistão. Por outro lado, um pistão com diâmetro menor irá exigir um diferencial cada vez maior entre as operações, como por exemplo, para o cenário 1, com diferenças em média de 113.82 bar tanto para a abertura como para o fechamento. Já para o cenário 5, as diferenças entre os pontos A2/A5 e R1/R4 ficaram na média de 12.75 bar. Isto pode ser utilizado para definir as faixas de pressões fornecidas pela HPU e as pressões máximas de trabalhos da ESDV.

O aumento de 25% sobre o diâmetro original (0.14 m) do pistão ocasionou uma diminuição geral dos pontos notáveis de 36.03%. Para um aumento de 50%, os pontos diminuíram em média 55.61%. Para a diminuição de 50% no diâmetro (0.07 metros), os pontos aumentaram na média de 400.30%.

Figura 51 - Análise comparativa dos cenários/Diâmetro Pistão.

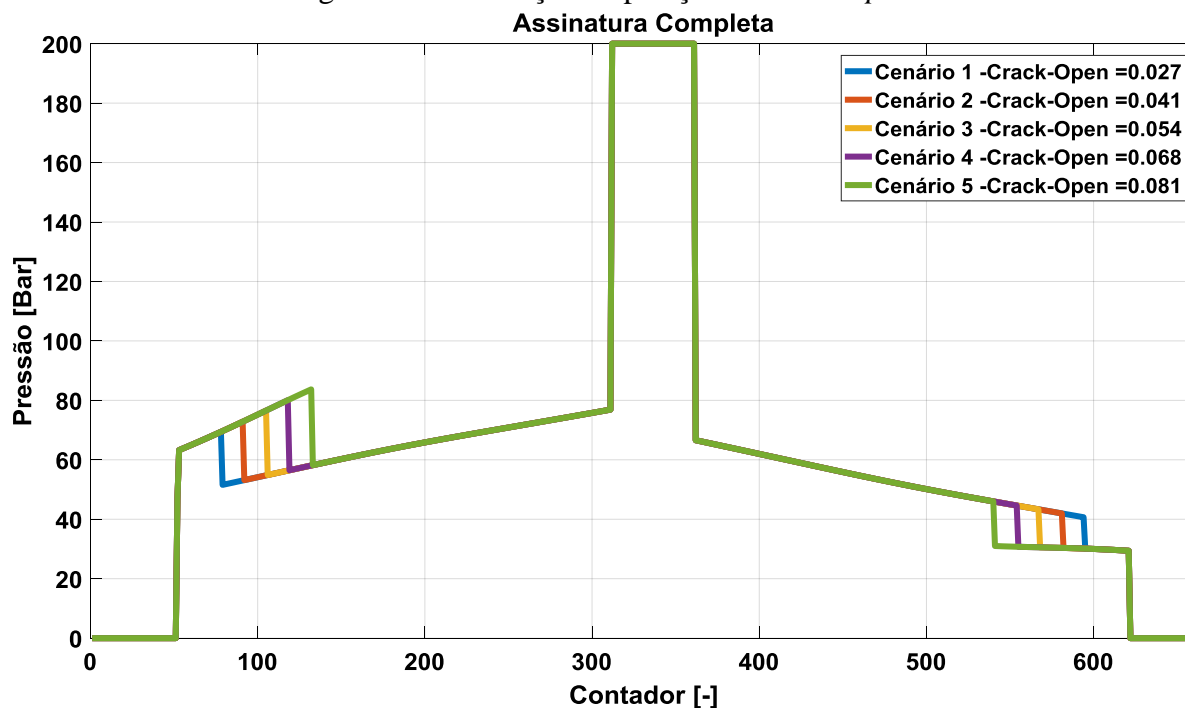


Fonte: Próprio Autor.

Por fim, a variação existe uma correlação negativa forte entre os pontos notáveis e as mudanças de cenários.

5.5.4. Posição do *Crack-Open*

Para a variação da posição do *crack-open* foi gerado os valores de 0.027, 0.041, 0.054, 0.068 e 0.081 metros sobre o deslocamento do pistão que originam esta posição. Para a observação do *crack-open*, um diferencial de pressão é necessário para a simulação, com isso, serão simulados um valor de torque antes e depois do *crack-open* de 6200 e 500 N.m respectivamente para a abertura e 500 e 4000 N.m para o fechamento. Estes valores simulam a condição de diferencial entre montante e jusante utilizada no teste de PVT 3 e 6. A Figura 52 exibe as assinaturas de pressão em função da modificação do *crack-open*.

Figura 52 - Simulação da posição do *crack-open*.

As pressões A1, A2, A5, R1, e R4 não sofreram alterações quando comparadas entre si, pois, as posições do *crack-open* só afetam os pontos antes e depois da comunicação montante e jusante, ou seja, os pontos A3 e R3 antes e A4 e R2 depois. Com isso, a Tabela 21 exhibe esses pontos notáveis que sofreram o impacto da alteração da posição do *crack-open* para a abertura e fechamento da ESDV.

Tabela 21 - Pontos notáveis para a modificação da posição do *crack-open*.

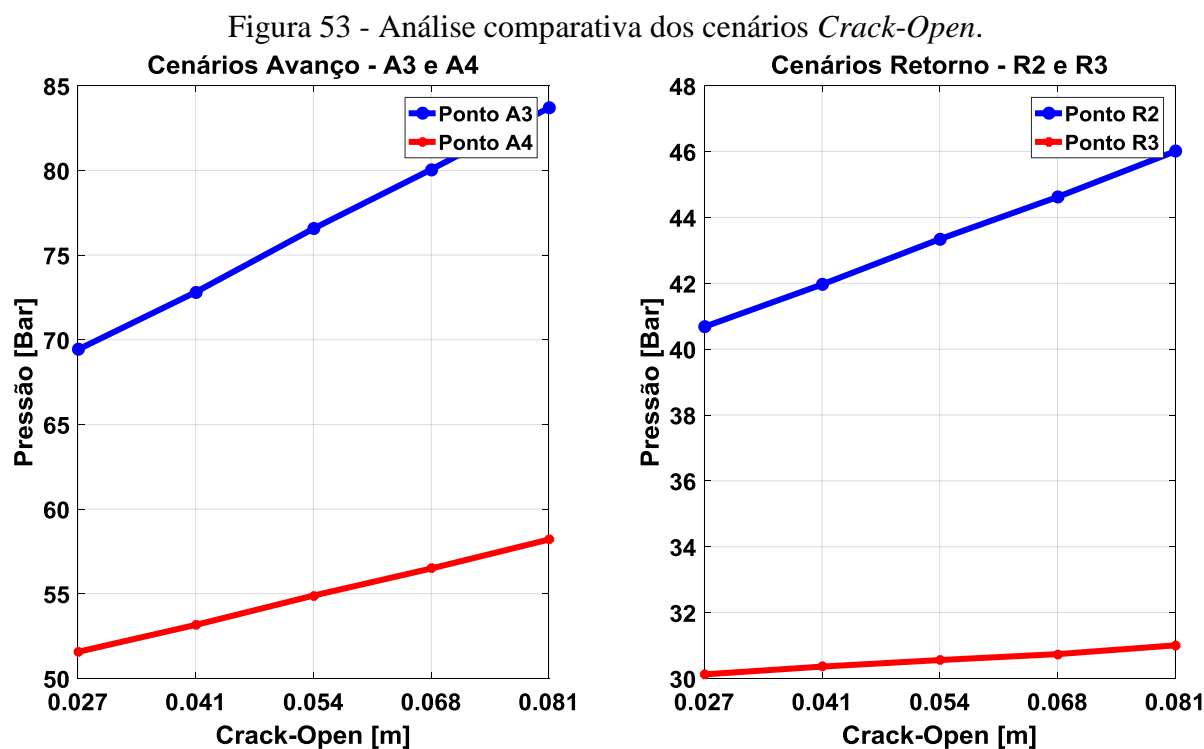
Cenário [-]	Valor Modificado [m]	Pontos Notáveis [bar]									
		A1	A2	A3	A4	A5	R1	R2	R3	R4	
Cenário 1	0.027	-	-	69.42	51.57	-	-	40.68	30.12	-	
Cenário 2	0.041	-	-	72.81	53.16	-	-	41.96	30.36	-	
Cenário 3	0.054	-	-	76.56	54.89	-	-	43.34	30.56	-	
Cenário 4	0.068	-	-	80.05	56.49	-	-	44.62	30.74	-	
Cenário 5	0.081	-	-	83.69	58.20	-	-	46.01	31.00	-	

Fonte: Próprio Autor.

Assim como para os casos anteriores, a Figura 53 exhibe as pressões em função das modificações para facilitar os estudos, agora nos pontos A3, A4, R2 e R3. É notável que à medida que a posição do *crack-open* aumenta a diferença entre os pontos tende a aumentar da mesma maneira. Isto pode ser explicado devido à forma simplificada no comportamento de

torque adotado neste trabalho. Com um valor constante de torque antes do *crack-open*, a ESDV está exposta ao valor de torque por uma distância maior durante o deslocamento do pistão (ver Figura 19), isto resulta em pressões cada vez maiores nestes pontos.

Para um aumento de 25% no valor da posição do *crack-open*, o modelo apresentou um aumento de 8.65% na diferença geral entre os pontos A3/A4 e R2/R3. Para o cenário 5, onde a mudança foi de 50% na posição original, esta diferença foi de 17.48% no geral, com valores de 17.59% e 17.36% para avanço e retorno respectivamente. A relação entre os pontos notáveis analisados e as mudanças de cenários indica uma correlação positiva forte.

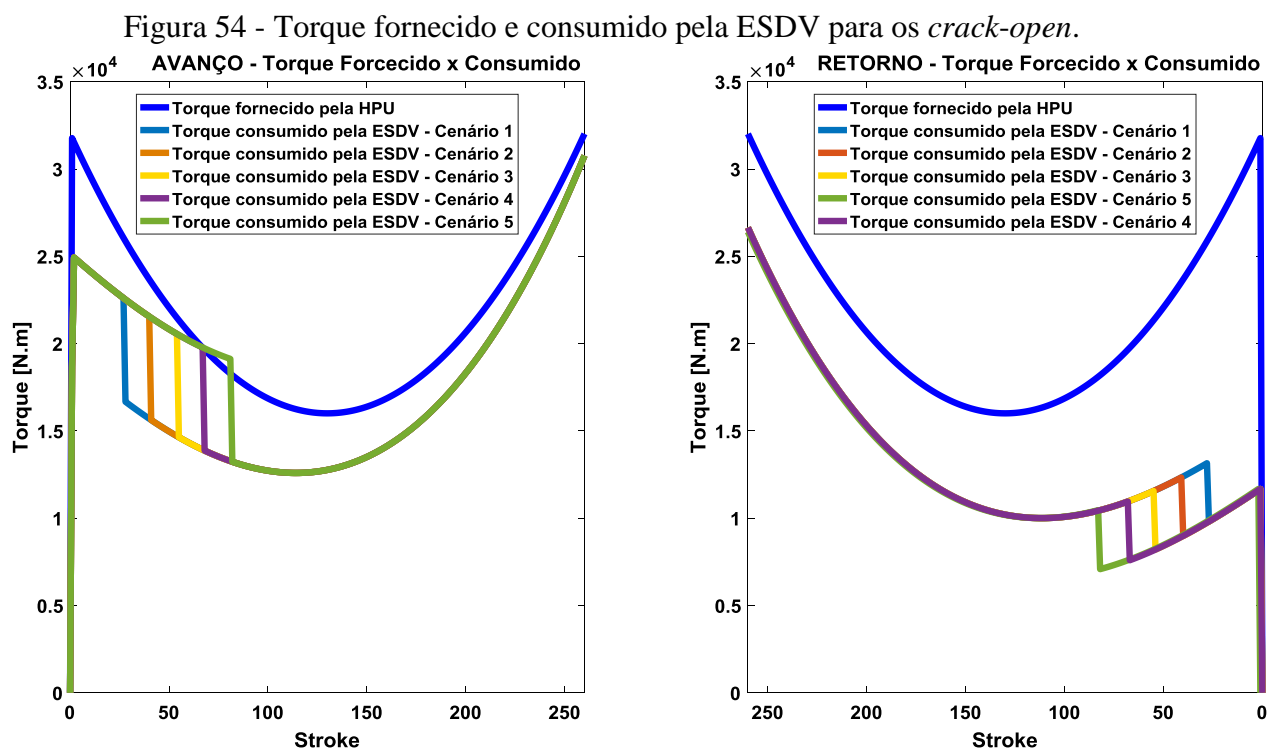


Fonte: Próprio Autor.

Além dos comportamentos observados, um estudo mais aprofundado pode revelar se a unidade de pressão fornecerá uma força ou pressão que seja capaz de superar as forças internas no sistema e promover a movimentação da ESDV. As forças podem então ser transformadas em torque para facilitar a análise das forças envolvidas. Esta transformação ocorre utilizando a equação 10.

Utilizando-se uma pressão de 80 bar, por exemplo, que ilustra a pressão fornecida pela HPU para a ESDV. Em condições normais, esta pressão seria necessária para operar a ESDV com as posições do *crack-open* para os cenários 1, 2, 3 e 4 conforme Figura 54.

Para o cenário 5, onde o *crack-open* é simulado na posição de 0.081 metros, há um ponto de intercessão entre a abertura (avanço) da ESDV. Neste ponto, o torque fornecido pela ESDV não foi o suficiente para operar o sistema. Com isso, uma pressão de 80 bar seria o suficiente para todos os cenários, com exceção do número cinco. A escolha por outro tipo de mecanismo de conversão de movimento pode resolver esta condição, as opções de *Scotch-Yoke* assimétrico ou ainda um sistema de pinhão-cremalheira podem ser avaliadas para que o cenário cinco seja operado de maneira total com os 80 bar proposto.



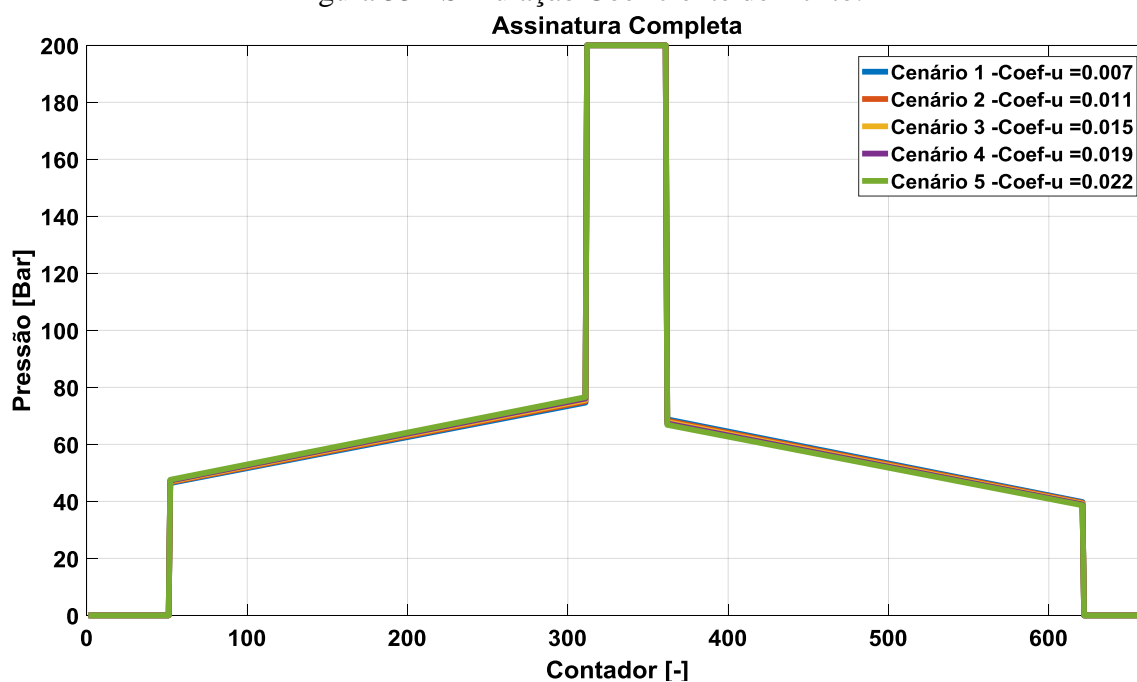
Fonte: Próprio Autor.

5.5.5. Coeficiente de Atrito do Pistão

A modificação do coeficiente de atrito foi simulada e os seus impactos sobre a assinatura de pressão podem ser vistas na Figura 55. A variação de $\pm 50\%$ sobre o valor original resultou

em diferenças tão pequenas entre as assinaturas, que não são possíveis distinguir as linhas que representam cada cenário simulado.

Figura 55 - Simulação Coeficiente de Atrito.



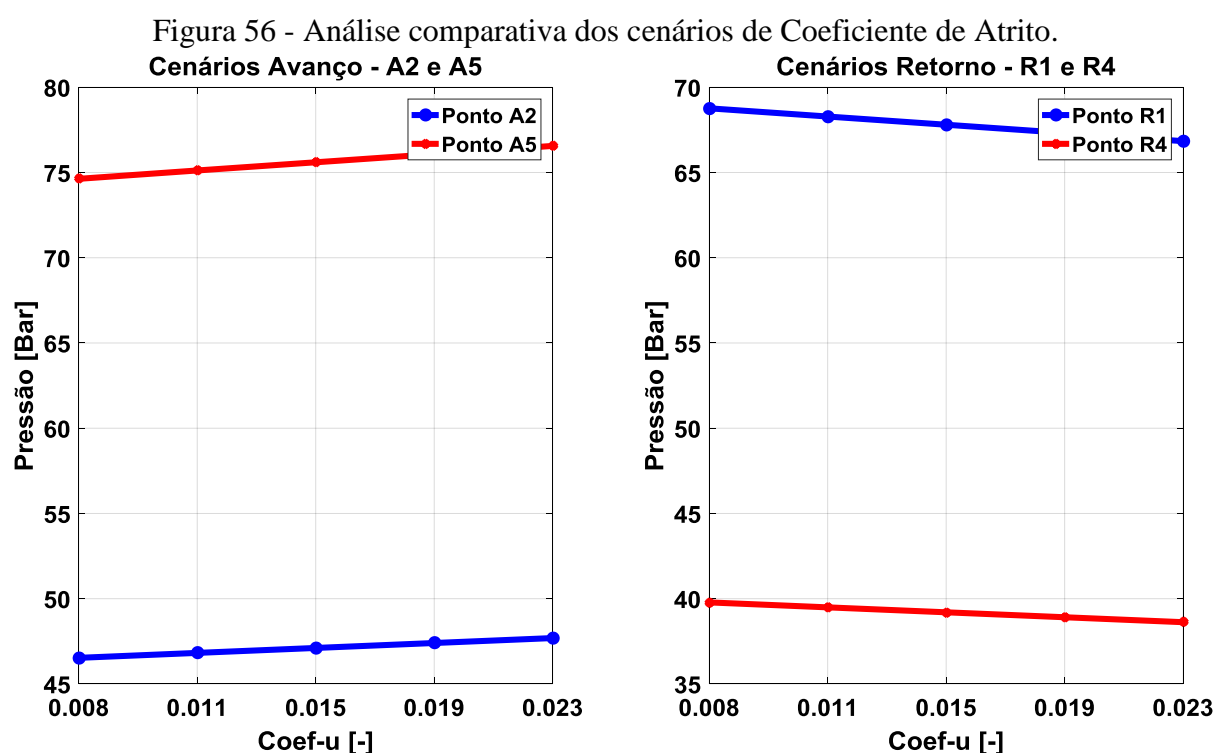
A Tabela 22 indica os valores de cada cenário para os pontos notáveis, onde é possível distinguir as diferenças relacionadas a cada cenário simulado mesmo com pequenas variações. Para um aumento de 50% no fator de atrito, a diferença entre os pontos A2/A5 e R1/R4 foram ambos de 1.34%, porém, com a tendência de aumentar as pressões no avanço e diminuí-las no retorno.

Tabela 22 - Pontos notáveis para a modificação do coeficiente de atrito.

Cenário [-]	Valor Modificado [-]	Pontos Notáveis [bar]									
		A1	A2	A3	A4	A5	R1	R2	R3	R4	
Cenário 1	0.007	-	46.53	-	-	74.63	68.77	-	-	39.78	
Cenário 2	0.011	-	46.82	-	-	75.12	68.28	-	-	39.49	
Cenário 3	0.015	-	47.11	-	-	75.60	67.80	-	-	39.20	
Cenário 4	0.018	-	47.40	-	-	76.08	67.32	-	-	38.91	
Cenário 5	0.022	-	47.69	-	-	76.56	66.84	-	-	38.62	

Fonte: Próprio Autor.

A Figura 56 facilita a compreensão do impacto da modificação deste parâmetro nos pontos notáveis. Entre os casos simulados, o atrito foi o único a aumentar os pontos notáveis no avanço/abertura e diminuí-los no retorno/fechamento da ESDV. Isto ocorreu em todos os cenários simulados. Embora este parâmetro possua um impacto menor na assinatura de pressão se comparado aos outros parâmetros simulados, o seu comportamento é de fácil identificação devido ao seu comportamento singular, a análise de uma assinatura em que o avanço tende a aumentar e o retorno tende a diminuir em relação aos dados lidos anteriormente podem indicar problemas de atritos na ESDV. A correlação no avanço é positiva perfeita e para o fechamento foi negativa perfeita.



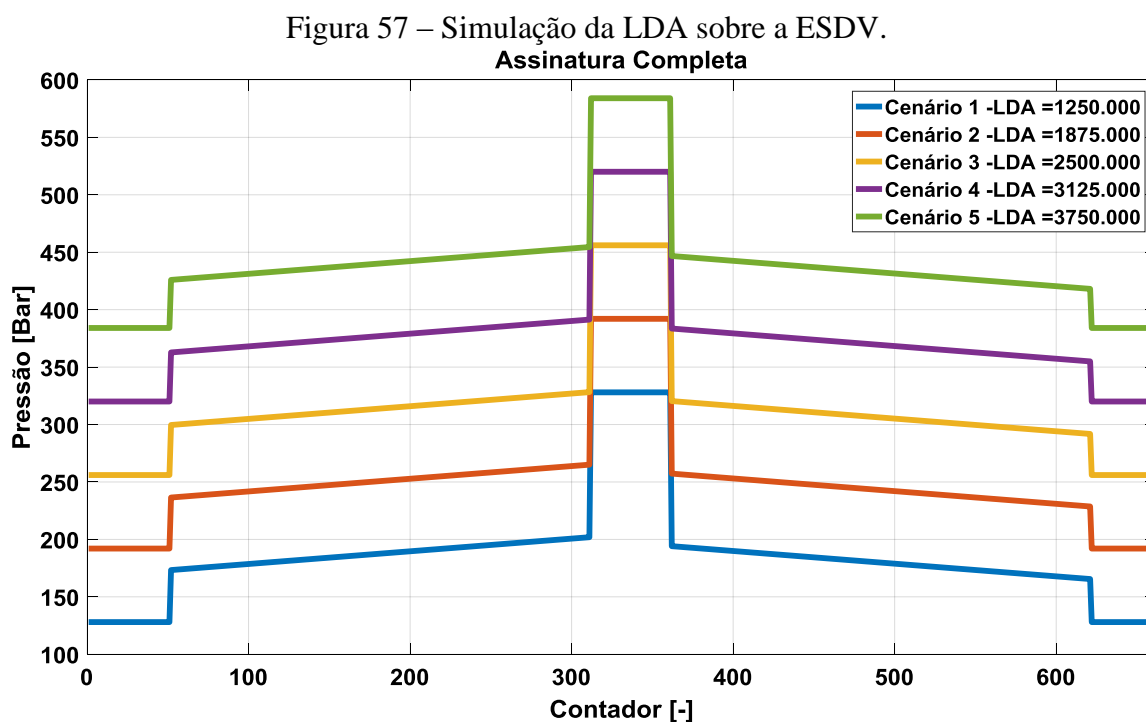
Fonte: Próprio Autor.

5.6. Simulações de Casos de Processo

Assim como para as simulações de cenários de projeto, nenhum diferencial de pressão foi simulado, as simulações de cenários de processos também seguirão esta linha. Então, não haverá torque na ESDV durante esta análise.

5.6.1. Lâmina d'água

Foram definidas cinco lâminas d'água para simulação a partir da LDA padrão de 2500 metros, com isso, a simulação será para profundidades de 1250, 1875, 2500, 3125 e 3750 metros. Todas as LDA são consideradas ultraprofundas. A Figura 57 mostra a influência das diferentes LDA sobre a ESDV.



Fonte: Próprio Autor.

A LDA exerce uma influência quase linear sobre os pontos notáveis da ESDV. Para LDA de maiores profundidades, pressões cada vez maiores são necessárias. Isto pode ser explicado pela pressão que o sistema de compensação deve exercer na face oposta ao pistão de acionamento (equação 4). Esta pressão é proporcional a LDA e exerce influência sobre todos os pontos notáveis da assinatura de pressão deslocando-os para níveis maiores.

A Tabela 23 exhibe os valores de cada ponto notável dentro de cada cenário.

Tabela 23 - Pontos notáveis para a modificação da LDA.

Cenário [-]	Valor Modificado [m]	Pontos Notáveis [bar]								
		A1	A2	A3	A4	A5	R1	R2	R3	R4
Cenário 1	1250	-	173.41	-	-	201.90	194.11	-	-	165.51
Cenário 2	1875	-	236.57	-	-	265.05	257.26	-	-	228.66
Cenário 3	2500	-	299.72	-	-	328.21	320.41	-	-	291.81
Cenário 4	3125	-	362.87	-	-	391.36	383.56	-	-	354.96
Cenário 5	3750	-	426.02	-	-	454.51	446.71	-	-	418.11

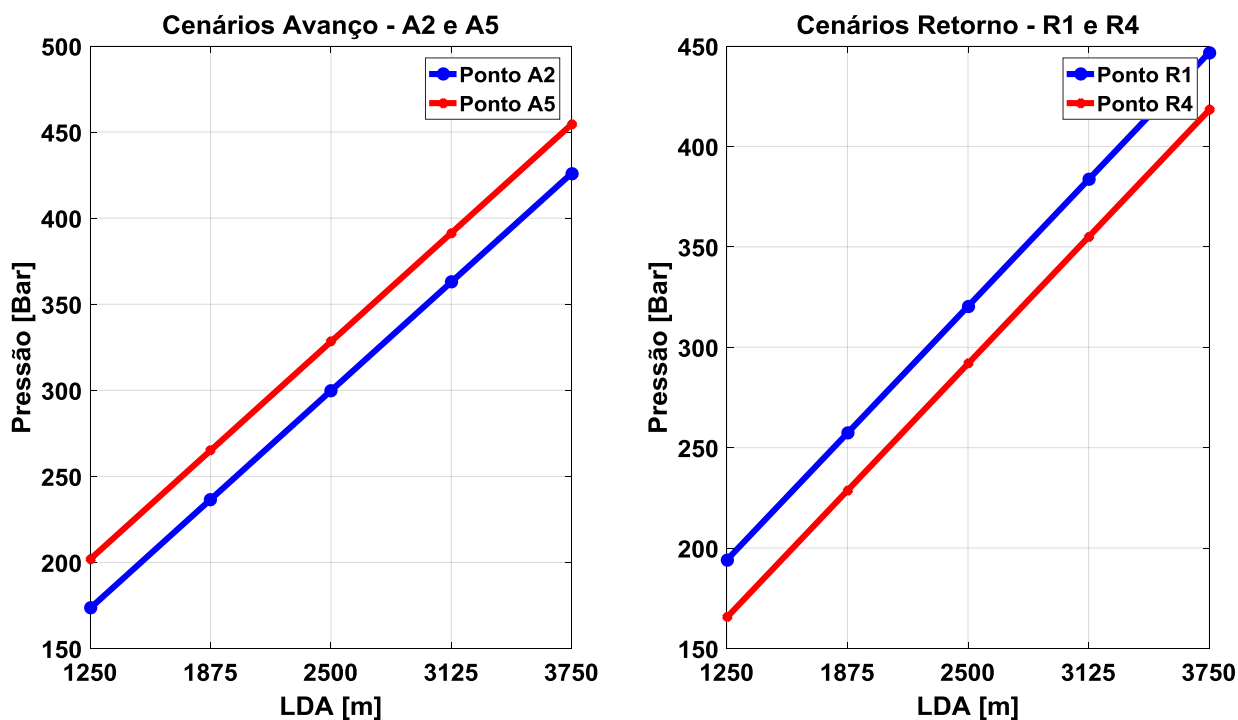
Fonte: Próprio Autor.

Analisando a Figura 58 conclui-se que a diferença entre A2/A5 e R1/R4 se mantiveram constante independente da profundidade de instalação da ESDV, isto já era esperado, pois, a LDA exerce uma pressão externa na ESDV e não impacta diretamente nos sistemas internos da mesma, com isso, o comportamento simulado da LDA está dentro do esperado.

Os pontos A2 e R4 aumentam em função da LDA e consequentemente toda a assinatura possui a tendência de aumentar as pressões de acionamento.

Para um aumento de 25% sobre o valor dos parâmetros LDA original (cenário 4), os pontos notáveis aumentaram em média 20.42%. Já para o cenário 5, onde um valor de 50% sobre a LDA original foi simulada, os pontos notáveis apresentaram um aumento médio de 40.83%, sendo de 40.31% no avanço e 41.35% no fechamento.

Figura 58 – Análise comparativa dos cenários de LDA.



Fonte: Próprio Autor.

De maneira geral, mudanças de 25% sobre o valor da LDA impactam em média de 20% sobre todos os pontos notáveis estudados e apresentaram uma correlação positiva perfeita entre os pontos e as mudanças de LDA.

6. CONCLUSÕES

O modelo matemático proposto simulou as condições de testes da ESDV. Para a primeira etapa, ocorreu um comparativo entre modelo e os resultados dos testes do FAT em duas condições, a atmosférica e a hiperbárica. Na primeira foram inseridos os atritos não identificados ao modelo o qual resultou em um modelo calibrado para os testes de FAT n° 1. A segunda se deu na reprodução dos testes de FAT n° 2 com um diferencial de pressão de 200 bar entre montante e jusante, o qual apresentou um máximo desvio no ponto R4 com 4.73%.

Os resultados de PVT utilizados como uma segunda validação apresentou uma boa concordância com o modelo matemático. O máximo erro na comparação com o PVT ocorreu no ponto A3 com -9.20% de diferença durante a simulação do PVT 3, esta diferença ocorreu com um diferencial de pressão 248.2 bar entre montante e jusante. Para o PVT 6 onde o mesmo diferencial de pressão do PVT 3 é utilizado, houve o acréscimo da LDA de 2500 metros, o que ocasionou um erro de -8.20% no ponto A3. Descontando-se a influência da LDA sobre a ESDV nos testes de PVT hiperbárico, os erros aumentaram significamente, onde os maiores erros ficaram em 25.68 e 35.25% para o ponto A3 nos testes de PVT 5 e 6 respectivamente.

Em resumo, os maiores erros percentuais das validações ocorreram ambos nos cenários de PVT com um diferencial e pressão de 248.2 bar entre montante e jusante. Isto evidencia a necessidade de modelar o impacto que o torque exerce na assinatura de pressão, principalmente quando existe um grande diferencial de pressão entre a montante e jusante, além de modelar as perdas por atritos nos diversos mecanismos que compõem a ESDV e que foram simplificadas neste trabalho.

Para as simulações dos casos, onde alguns parâmetros de projeto e processo foram variados em cada cenário, o grau de influência dos impactos sobre a assinatura de pressão será apresentada:

Para uma variação da pré-carga e a LDA, as pressões entre as diferenças dos pontos A2/A5 e R1/R4 permaneceram constante ao longo das variações dos cenários, onde para cada 25% de alteração entre os parâmetros, a assinatura variou em média cerca de 20% para todos os pontos na assinatura. Houve um aumento vertical dos pontos na assinatura

Para os parâmetros de rigidez da mola, posição do *crack-open* e o coeficiente de atrito, a diferença entre os pontos da abertura e fechamento não se mostraram constante ao longo das variações de cenários. Para a rigidez da mola e o *crack-open*, a diferença entre A2/A5 e R1/R4 se apresentaram de maneira proporcional ao aumento dos parâmetros em ambas as operações, de abertura e fechamento da ESDV quando estudadas isoladamente. Para o atrito, no avanço da ESDV a diferença aumentou com o aumento do coeficiente, já para o retorno, esta diferença diminuiu com o aumento do coeficiente. Isto mostra um comportamento de aumento de pressão proporcional no avanço e inversamente proporcional no retorno para os valores do coeficiente de atrito.

Para a alteração do diâmetro do pistão a assinatura apresentou um comportamento próximo a uma curva quadrática para os pontos analisados. Este comportamento é particular desta alteração, pois, este parâmetro pode ser relacionado diretamente com a equação construtiva do modelo. Logo, pistão de acionamento com diâmetro menor exigem maiores pressões nos acionamento enquanto um pistão com um diâmetro maior pode ser operado com pressões menores.

Por fim, o presente trabalho concluiu que:

- Diferenças de pressão entre os pontos A2/A5 e R1/R4 que permanecem constantes em função das variações de parâmetros deste trabalho podem indicar:
 1. Alterações na pré-carga de montagem da mola.
 2. Alterações no sistema de compensação (LDA – Profundidade de instalação).
- Diferenças de pressão entre os pontos A2/A5 e R1/R4 que tendem a aumentar em função das variações de parâmetros deste trabalho podem indicar:
 1. Alterações na constante de rigidez da mola.
 2. Alterações nas posições do *Crack-Open*.
- Diferenças de pressão entre os pontos A2/A5 e R1/R4 que tendem a aumentar no avanço e diminuir no fechamento da ESDV podem indicar:
 1. Alterações no coeficiente de atrito (atritos em geral).
- Diferenças de pressão entre os pontos A2/A5 e R1/R4 que se comportam de maneira próxima a uma curva exponencial podem ser relacionadas a uma variação do diâmetro do pistão de acionamento.
- As correlações sobre as mudanças dos parâmetros e os pontos notáveis foram:

1. Pré-carga - Correlação positiva perfeita.
2. Constante de rigidez - Correlação positiva perfeita.
3. Diâmetro do pistão - Correlação negativa forte.
4. Posição do *crack-open* - Correlação positiva forte.
5. Coeficiente de atrito - Correlação positiva (avanço) e negativa (retorno) perfeita.
6. LDA - Correlação positiva perfeita.

7. TRABALHOS FUTUROS

- Modificar a curva que reproduz o comportamento do torque na ESDV.
- Modelar um gasoduto com escoamento de fluido que gere entradas para o modelo matemático da ESDV.
- Inserir uma equação que governe o torque da ESDV em função dos parâmetros de escoamento no gasoduto.
- Inserir no modelo o comportamento da dinâmica de um umbilical na ESDV, simulando a operação real da ESDV, obtendo-se assim, o tempo de cada acionamento.
- Localizar os pontos de atritos não identificados neste trabalho e inseri-los no modelo.
- Criar curvas de degradações/alterações dos parâmetros da ESDV em função do numero de acionamento da ESDV com base em dados de PVT.
- Submeter uma ESDV real a ciclos de degradação para obter assinaturas de pressão reais de um sistema degradado e validar as contribuições teóricas deste trabalho.

8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABNT. **NBR 15827:Válvulas industriais para instalações de exploração, produção, refino e transporte de produtos de petróleo – Requisitos de projeto e ensaio de protótipo.** Rio de Janeiro, p. 36. 2011.

AGITO. **Advance modelling in SimulationX.** Agito Academy. Building user compund - Subsea Ball Valve. 2016.

ALBUQUERQUE, F. A. **Metodologia para cálculo do custo da indisponibilidade de sistemas submarinos de bombeamento para injeção de água produzida.** 2008. 195 f. Dissertação de Mestrado. UFRJ/COPPE. Rio de Janeiro. 2008.

ATCONTROLS. **Trunnioin Mounted Ball Valves.** Disponível em:
< https://a-tcontrols.com/Documents/433/TRUN_catalog.pdf>. Acesso em: 15 Set 2018.

BENCOMO, A. **Applications of condition monitoring for the subsea industry.** 2012. 89 f. Master's Thesis. University of Stavanger. Stavanger. 2012.

BERTOLDI, E. **Desenvolvimento de método e ferramenta para aplicação submarina de clamps de reparo de dutos ou proteção de sistemas de monitoramento.** 2018. 139 f. Dissertação de Mestrado. UFRGS. Porto Alegre. 2018.

BERVEN, J. **Subsea production control system for all-electric xmas trees.** 2013. 74 f. Master's Thesis. University of Stavanger. Stavanger. 2013.

BETANZOS, J. T. **Projeto, construção e teste de equipamentos para ensaio de fadiga de risers flexíveis.** 2004. 98 f. Dissertação de Mestrado. UFRGS. Porto Alegre. 2004.

BONNEY FORGE. **Trunnioin Mounted Ball Valves.** Disponível em:
< <http://www.bonneyforge.com/resources/TMBV.pdf>>. Acesso em 15 Set 2018.

BRANDÃO, M. O. **Análise do contato de superfícies metálicas rugosas aplicadas a válvulas de esfera de bloqueio.** 2007. 95 f. Dissertação de Mestrado. UFRJ. Rio de Janeiro. 2007.

BUENO, A. F. **Avaliação das armaduras de tração de rise flexível durante ensaios axiais de tração e fadiga.** 2010. 155 f. Tese de Doutorado. UFRGS. Porto Alegre. 2010.

DUARTE, R. R. **Projeto e desenvolvimento de uma câmara térmica para testes de temperatura de acordo com a norma api 6a apêndice f.** 2017. 74 f. Projeto de Graduação. PUCRJ. Rio de Janeiro. 2017.

EUTHYMÍO, E. |J. **Metodologia para modelagem da evolução da probabilidade de falha, decorrente da degradação funcional de válvulas.** 2013. 237 f. Tese de Doutorado. UFRJ. Rio de Janeiro. 2013.

FACCIO, M. **Avaliação de revestimentos anticorrosivos orgânicos aplicado em válvulas do tipo esfera para operações subsea**. 2017. 87 f. Dissertação de Mestrado. UFRGS. Porto Alegre. 2017.

FENG, Z., WANG, L., LI, Z. Prediction model establishment of the opening angle of a ball valve. **Applied Mechanics and Materials**. Vols. 260-261 (2013), pp 570-575. 2013

GASPARETTO, D. **Projeto e validação de válvulas industriais do tipo esfera com revestimento anticorrosivo orgânico interno**. 2014. 95 f. Dissertação de Mestrado. UFRGS. Porto Alegre. 2014.

GRECHI, P. H., ALVES, Á. R. Estudo comparativo entre sistemas submarinos de isolamento (ssiv) com válvulas submarinas de isolamento (ssiv) do tipo esfera e gaveta. **Produto & Produção**, vol 17 n 2, p 71-89, 2016.

HSE. Assessment of valve failures in offshore oil & gas sector. HSE (Healthy & Safety Executive), **Research Report 162**. 2003.

HURTADO, S. L. B. **Análise de acidente de trabalho em uma refinaria de petróleo: desencontros entre a segurança comportamental e organizacional**. 2016. 175 f. Dissertação de Mestrado. USP. São Paulo. 2016.

JU, X., LIU, P., JIANG, Y., QI, J., SONG, C., FANG, W., LIU, S., Design Implementation of Subsea Isolation System for Central Platform in South China Sea. **International Society of Offshore and Polar Engineers (ISOPE)**, Sapporo, Japan, June 10-15, 2018.

LENNERTZEN, J. A. **Testing and performance of production- and safety critical valves used in gas pipelines**. 2015. 82 f. Master's Thesis. University of Stavanger. Stavanger. 2015.

LIA, B. A. **Development, modeling and simulation of test equipment for subsea choke valves**. 2014. 167 f. Master's Thesis. University of Agder. Stavanger. 2014.

LIE, A. H. **Installation and IMR on a subsea production system**. 2017. 113 f. Master's Thesis. NTNU, Trondheim, 2017.

LIMA, A. M., JUNIOR, C. R., ROSA, L. P. O legado do acidente de piper alpha: uma análise do relatório de cullen (1991). **I Congresso Nacional de Engenharia de Petróleo (CONEPETRO)**, Gás Natural e Biocombustíveis, 2016.

LIMA, H. F. **Metodologia para tomada de decisão no projeto de sistemas submarinos de produção de óleo e gás**. 2007. 188 f. Dissertação de Mestrado. UFRJ. Rio de Janeiro. 2007.

MAHGEREFEH, H., SAHA, P., ECONOMOU, I. A study of the dynamic response of emergency shutdown valves following full bore rupture of gas pipelines. **Trans IChem**. vol 75 Part B. November. 1997.

MASHIBA, M. H. S. **A influência dos parâmetros de operação e projeto no desempenho de atuação hidráulica de válvulas submarinas do tipo gaveta.** 2011. 214 f. Dissertação de Mestrado. UFRJ. Rio de Janeiro. 2011.

MATHIAS, A. C. **Válvulas: Industriais, segurança, controle: tipos, seleção, dimensionamento.** São Paulo. Artliber. 2008.

NESS, M., SKAGE, H. F. **Resolving gasket- and bearing failure in a tbv96s valve.** 2016. 131 f. Bachelor Thesis. Stord/Haugesund University College, Haugesund, 2016.

NOGUCHI, A. **Estudo de um sistema de controle para um manifold submarino de injeção.** 2014. 86 f. Monografia de Especialização em Automação Industrial. UTFP. Curitiba. 2014.

OLIVEIRA, P. G. **Estudo de confiabilidade de sistemas de controle de dispositivos de segurança de sub-superfície em poços de petróleo.** 2016. 141 f. PUCRJ. Rio de Janeiro. 2016.

PALADON . Paladon System. **ESDV Brochure.** Disponível em: <http://www.paladonsystems.com/images/downloads/brochures/asv_brochure.pdf>. Acesso em: 06 Set 2018.

PETROBRAS. **Exposição 60 anos.** Disponível em: <<http://exposicao60anos.agenciapetrobras.com.br/decada-1980-momento-25.php>>. Acesso em: 04 Set 2018.

RAGAZZONI, S., CAMPANELLI, G., Very Large Size Valves and Actuator – Design and Testing. *International Society of Offshore and Polar Engineers (ISOPE)*, Rhodes, Greece, June 17-22, 2012.

ROSETTO, D. R. **Avaliação da integridade estrutural de projetos de válvulas do tipo trunnion e/ou gaveta utilizadas nas instalações de petróleo.** 2016. 177 f. Tese de Doutorado. UFRGS. Porto Alegre. 2016.

ROSSETTO, D. R., CLARKE, T. G. R. Estudo numérico e experimental de válvula esfera do tipo trunnion. *Revista Iberoamericana de Ingeniería Mecânica*, vol 20 n 2, p 71-81, 2016.

SHIMOSAKA, M. Y. **Estudo dinâmico comparativo entre mecanismos biela-manivela e garfo escocês.** 2016. 80 f. Monografia de Graduação. UTFP. Paraná. 2016.

SILVA, P. T. **Estudo de alternativas de arranjos submarinos de produção com o uso de manifolds e bombas multifásicas: otimização da vazão e análise financeira.** 2015. 89 f. Projeto de Graduação. UFRJ. Rio de Janeiro. 2015.

SMIDERLE, Á. L. **Deteção de vazamento em sistemas subsea de produção de óleo e gás via preditores estocásticos arx-mimo.** 2016. 122 f. Dissertação de Mestrado. UFRJ. Rio de Janeiro. 2016.

SOTOMAYOR, H. B. **Estudo comparativo entre válvulas hidráulicas**. 2016. 110 f. Projeto de Graduação. UFRJ. Rio de Janeiro. 2016.

STAVENES, T. **Subsea hydraulic leakage detection and diagnosis**. 2010. 107 f. Master's Thesis. NTNU. Trondheim. 2010.

TECPETRO. **Equipamentos Submarinos**. Disponível em:<<https://tecpetro.com/2014/05/11/equipamentos-submarinos/>>. Acesso em: 04 set. 2018.

TELLES, D. B. **Projeto e validação de válvula industrial do tipo esfera para baixa emissão fugitiva**. 2015. 92 f. Dissertação de Mestrado. UFRGS. Porto Alegre. 2015.

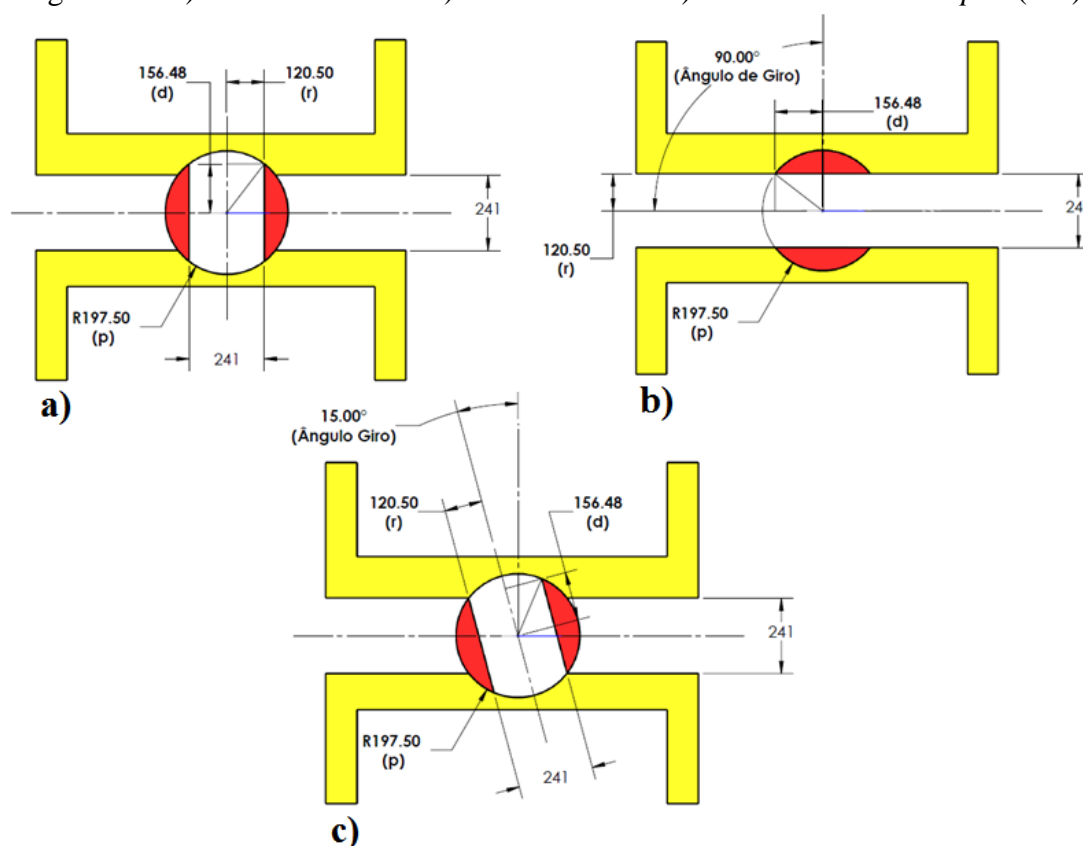
APÊNDICE A - ÁREA TRANSVERSAL EM FUNÇÃO DO GIRO

Para o cálculo da posição do *crack-open* foram utilizadas as equações de 16 a 20, onde a área útil da válvula é resultado do giro da esfera (FENG, WANG, & LI, 2013).

Os parâmetros de entrada para este trabalho são o diâmetro externo do corpo da esfera (p), o raio da passagem (r) por onde passa o fluido escoado e a distância entre o centro de giro e a ponta da esfera (d) conforme Figura 59. O resultado da área útil é função destes dois parâmetros e do ângulo de giro da válvula.

- $p = 0.3975/2$ [m]
- $r = 0.241/2$ [m]

Figura 59 - a) Válvula Fechada b) Válvula Aberta c) Válvula no *Crack-Open* (15°).



Fonte: Próprio Autor.

$$r = \sqrt{p^2 - d^2} \quad (16)$$

$$ye = \frac{\cos\beta - 1}{\text{sen}\beta} \quad (17)$$

$$yg = r + 2ye \quad (18)$$

$$\gamma = \arccos\left(\frac{ye - yg + r}{r}\right) \quad (19)$$

$$Sj = 2r^2 \left[\frac{\gamma}{2} - \frac{1}{4} \text{sen}2\gamma \right] \cdot (1 + \cos\beta) \quad (20)$$

Onde:

Sj :	Área útil da válvula [m ²]
r :	Raio do diâmetro do bore [m]
β	Ângulo da posição da esfera [°]

O resultado da equação 20 exhibe a área útil da válvula esfera. Relacionando o primeiro ângulo onde a mínima área é obtida com a posição do pistão, chega-se ao ponto de *crack-open* simulado. Este resultado é mostrado no presente trabalho pela Figura 36.

APÊNDICE B - CURVAS DE CALIBRAÇÃO MODELO/FAT N° 1

Para adequar o comportamento do modelo proposto ao comportamento do FAT n° 1 e inserir ao modelo os atritos não identificados, uma curva foi proposta ao modelo. Com isso, trabalhando-se com as diferenças de pressão da Tabela 9, foi proposta uma curva linear de primeira ordem.

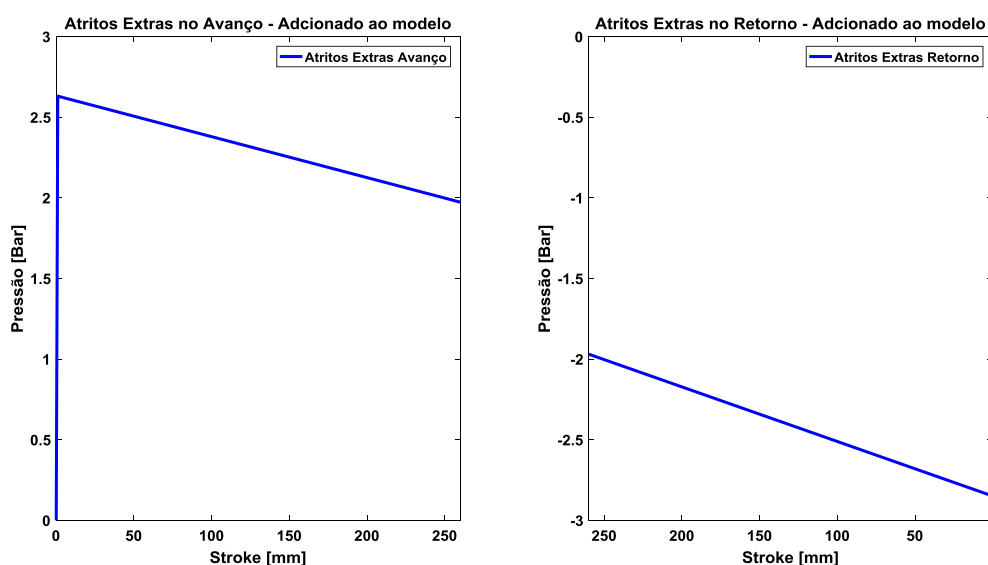
Estabelecendo a diferença entre os pontos A5 e A2 $((A5 - A2)/stroke)$ para ser o coeficiente angular da reta em função do stroke, o primeiro termo da curva é definido nas equações 12 e 13.

Já o coeficiente linear foi definido através da pressão do ponto A2 (ver Tabela 9) nas equações 12 e 13.

Para o retorno, o mesmo raciocínio foi definido, utilizando-se os pontos R1 e R4 divididos pelo stroke foi determinado a coeficiente angular da curva de calibração no retorno. O coeficiente linear foi o próprio valor de R4.

Com isto, foi gerada a curva que compensa os atritos da ESDV que não foram identificados conforme Figura 60, tal curva compensa os atritos em função do deslocamento pistão (*stroke*).

Figura 60 - Atritos não identificados e inseridos ao modelo.



Fonte: Próprio Autor.

APÊNDICE C - ASSINATURAS DE PRESSÃO SIMULADAS PARA PVT 1, 2 E 3

Para as assinaturas de pressão obtidas pelo modelo matemático, são exibidas as respostas simuladas dos testes de PVT 1, 2 e 3 nas Figuras 61, 62 e 63 respectivamente.

Figura 61 - Assinatura Simulada do PVT 1.

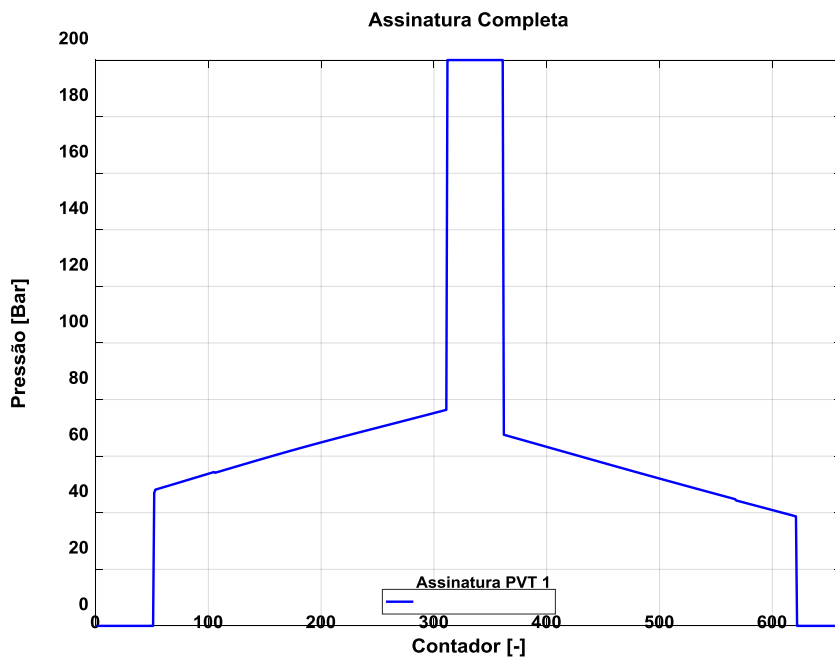


Figura 62 - Assinatura Simulada do PVT 2.

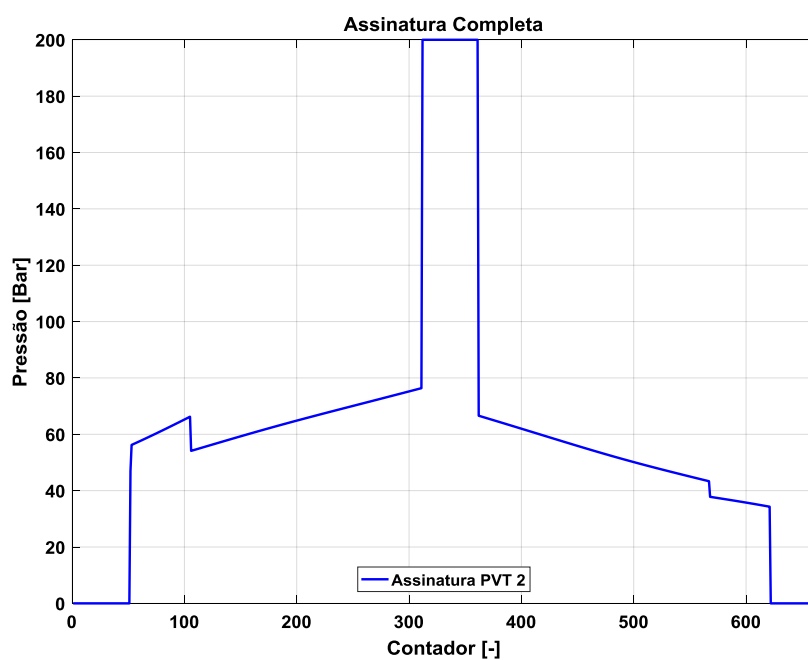
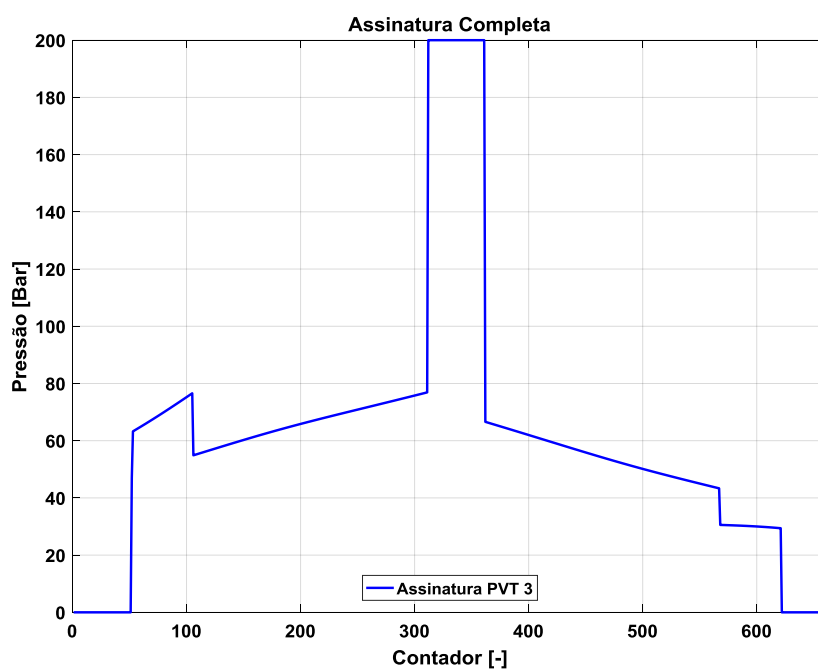


Figura 63 - Assinatura Simulada do PVT 3.



APÊNDICE D - ASSINATURAS DE PRESSÃO SIMULADAS PARA PVT 4, 5 E 6

Para a simulação do PVT 4, 5 e 6 as assinaturas do modelo matemático são representadas pelas Figuras 64, 65 e 66.

Figura 64 - Assinatura Simulada do PVT 4.

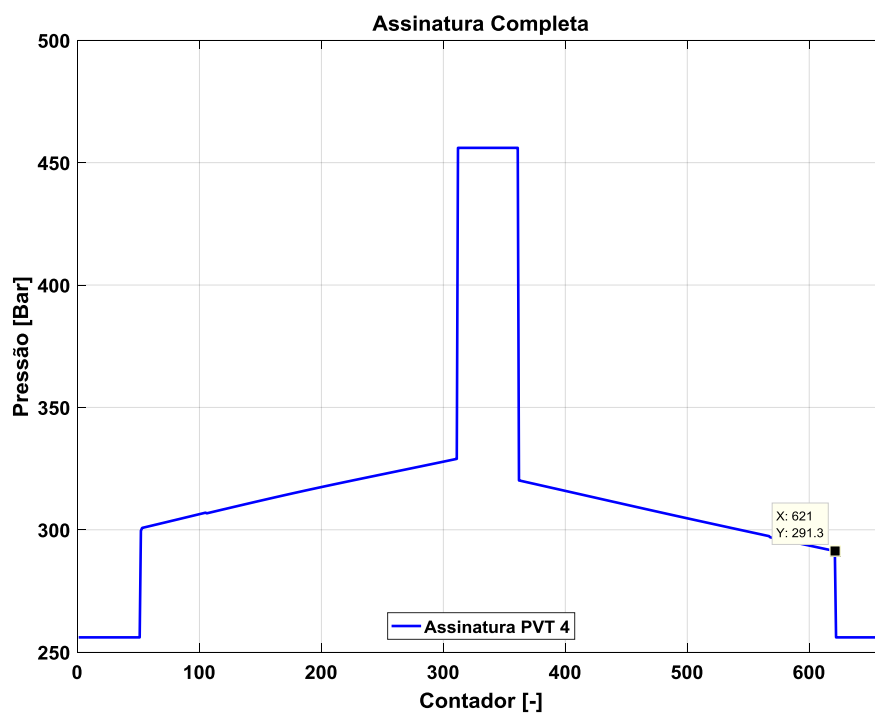


Figura 65 - Assinatura Simulada do PVT 5.

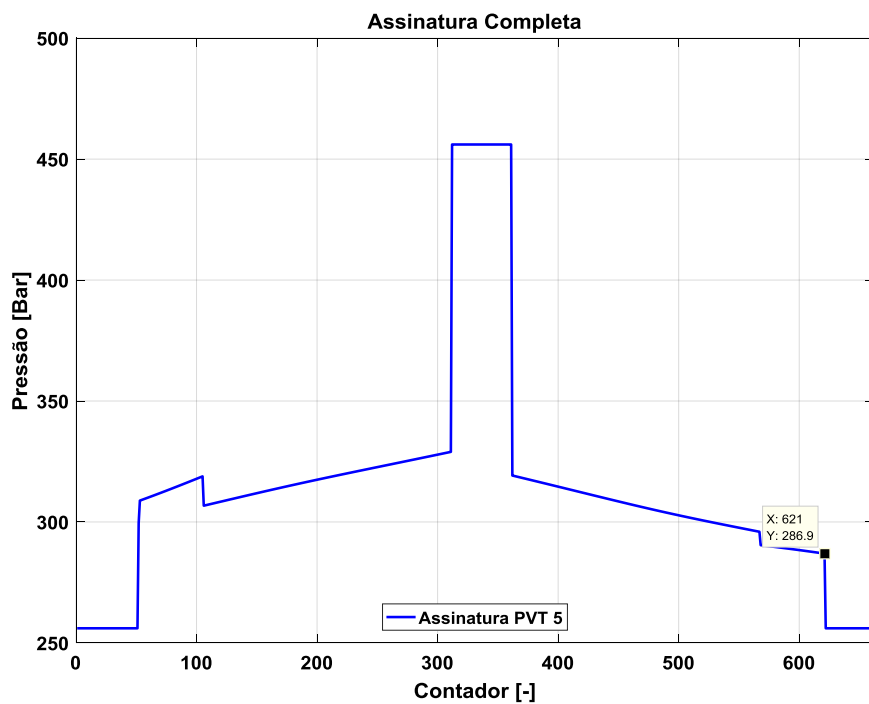
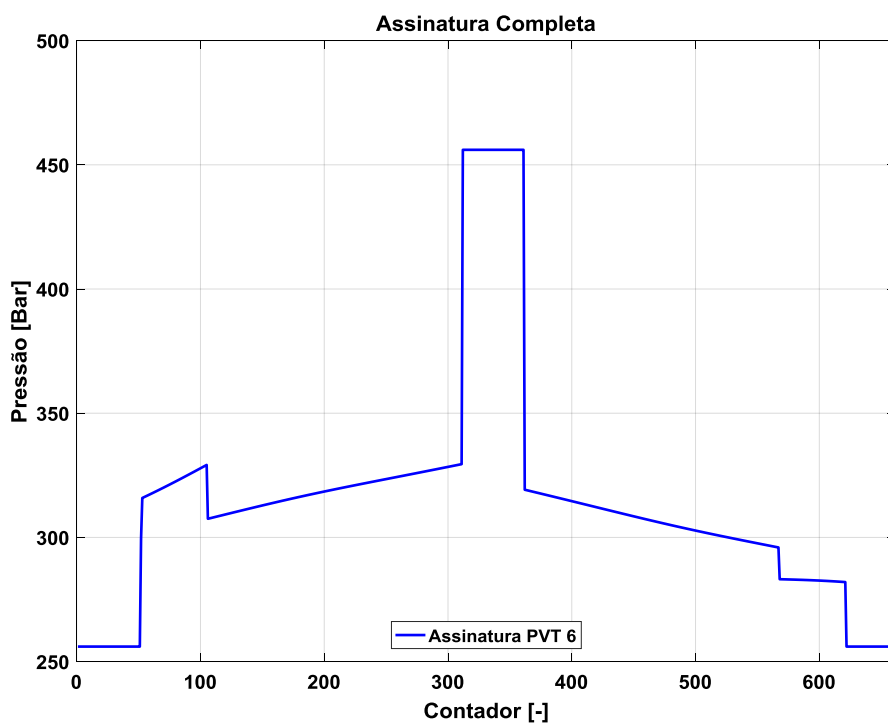


Figura 66 - Assinatura Simulada do PVT 6.



ANEXO A – RESULTADOS REAIS DO PVT REALIZADOS NA ESDV

As assinaturas de pressão realizadas na ESDV para o teste real de PVT são exibidas nas Figuras 67, 68, 69, 70, 71 e 72.

Figura 67 - Assinatura PVT 1.

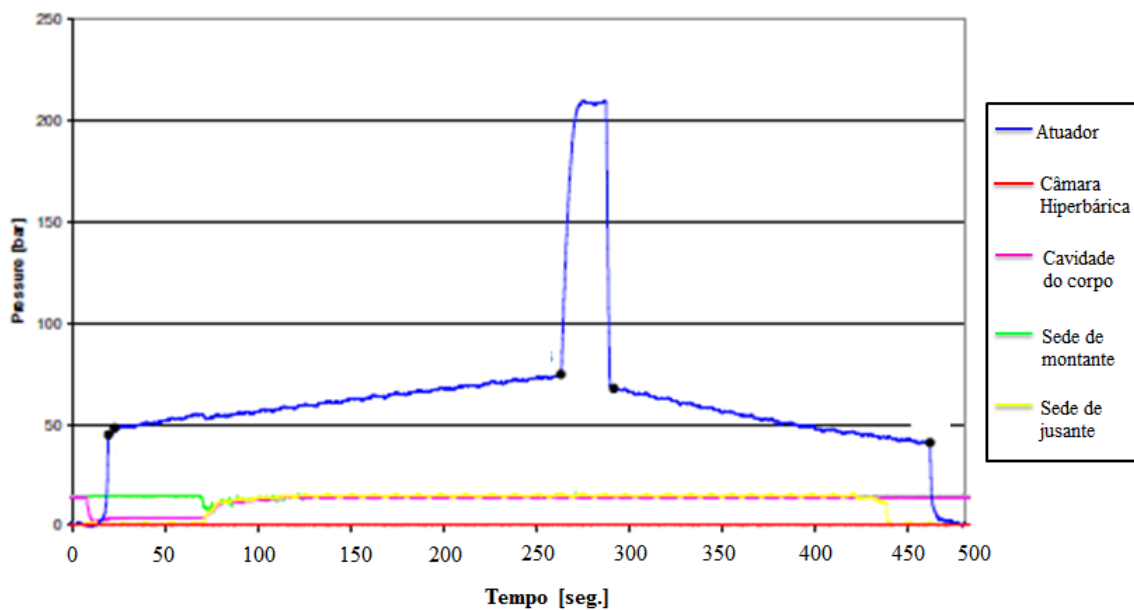


Figura 68 - Assinatura PVT 2.

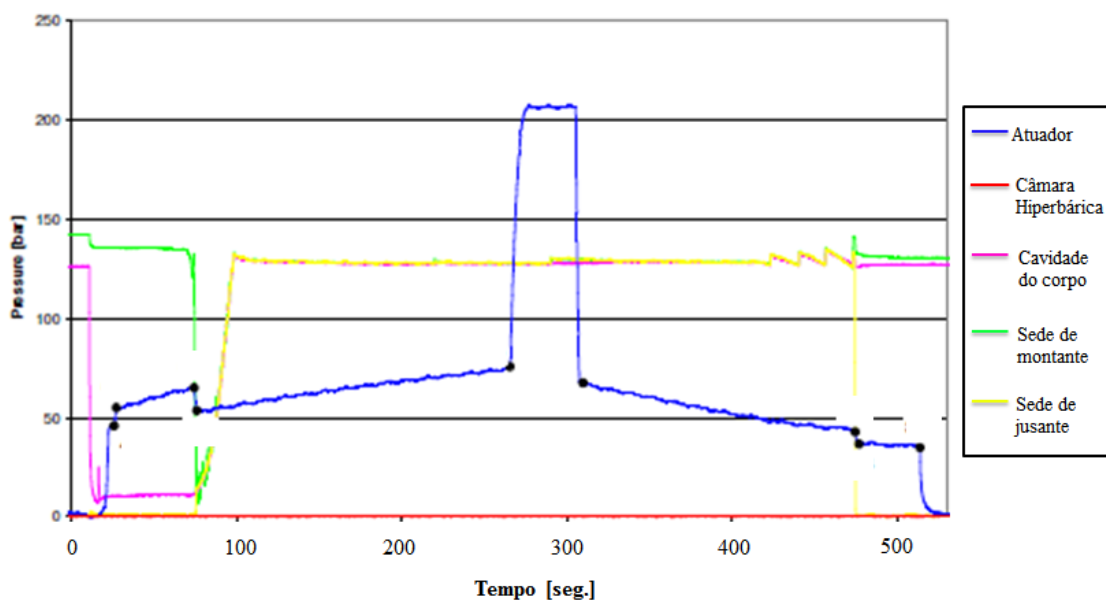


Figura 69 - Assinatura PVT 3.

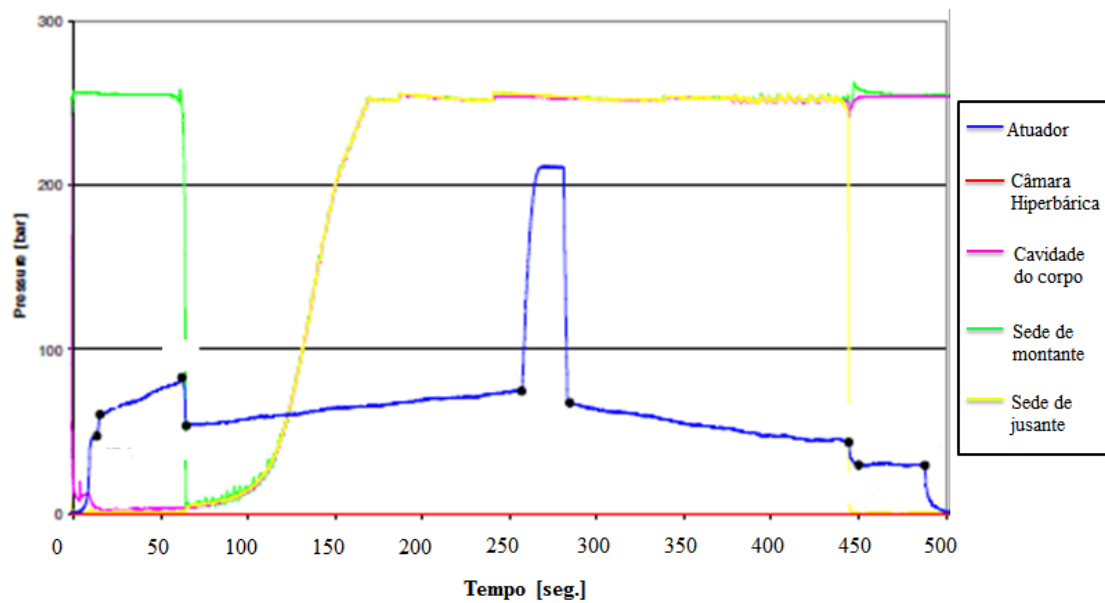


Figura 70 - Assinatura PVT 4.

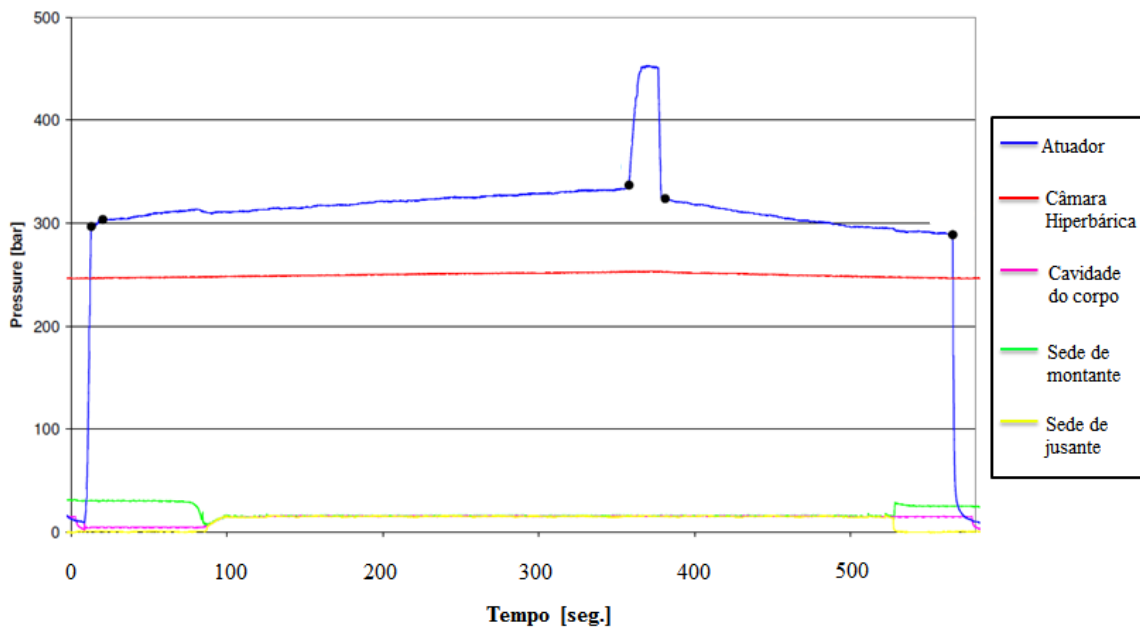


Figura 71 - Assinatura PVT 5.

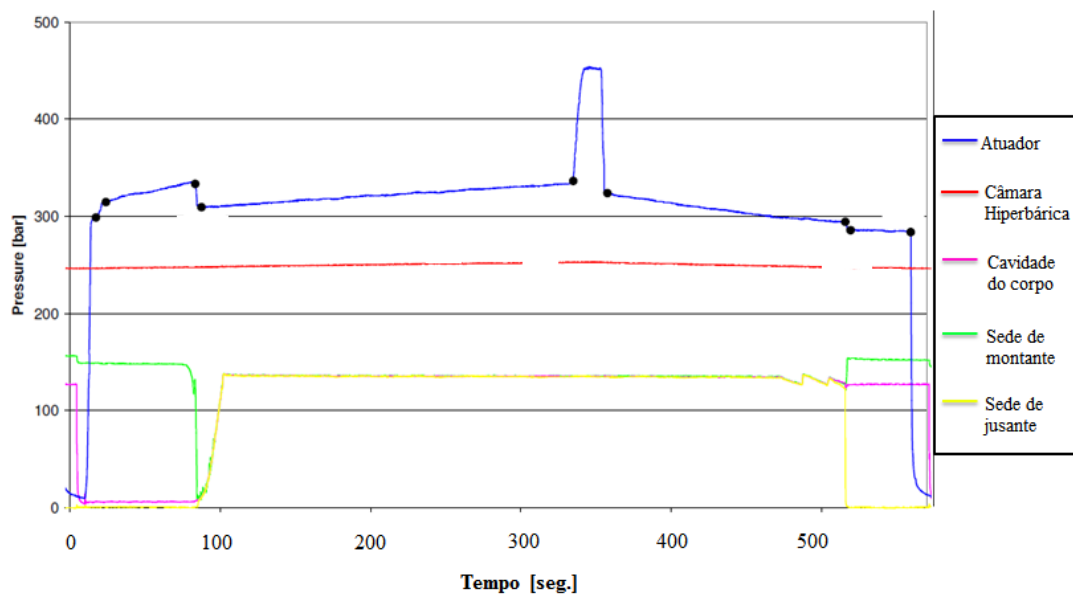


Figura 72 - Assinatura PVT 6.

