

**UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE MINAS,
METALÚRGICA E DE MATERIAIS – PPGE3M**

**AVALIAÇÃO DA INTEGRIDADE ESTRUTURAL DE PROJETOS DE
VÁLVULAS DO TIPO ESFERA *TRUNNION* E/OU GAVETA UTILIZADAS NAS
INSTALAÇÕES DE PETRÓLEO**

DIEGO RIZZOTTO ROSSETTO

Porto Alegre

Ano 2016

DIEGO RIZZOTTO ROSSETTO

**AVALIAÇÃO DA INTEGRIDADE ESTRUTURAL DE PROJETOS DE
VÁLVULAS DO TIPO ESFERA *TRUNNION* E/OU GAVETA UTILIZADAS NAS
INSTALAÇÕES DE PETRÓLEO**

**Tese submetida ao Programa de Pós
Graduação em Engenharia de Minas,
Metalúrgica e de Materiais –
PPGE3M da Universidade Federal do
Rio Grande do Sul, como requisito
parcial para à obtenção do título de
Doutor.**

Orientador: Prof. Dr. Thomas Gabriel Rosauero Clarke

Porto Alegre

2016

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL

Reitor: Carlos Alexandre Netto

Vice-Reitor: Rui Vicente Oppermann

ESCOLA DE ENGENHARIA

Diretor: Denise Carpena Dal Molin

Vice-Diretor: Carlos Eduardo Pereira

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO

Coordenador: Carlos Pérez Bergmann

Vice-Coordenador: Afonso Reguly

Rizzotto Rossetto, Diego

Avaliação da integridade estrutural de projetos de válvulas do tipo esfera trunnion e/ou gaveta utilizadas nas instalações de petróleo / Diego Rizzotto Rossetto. -- 2016.

177 f.

Orientador: Thomas Gabriel Rosauo Clarke.

Tese (Doutorado) -- 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, 2016.

1. Análise de Válvulas. 2. Elementos Finitos em Válvulas. 3. Integridade de Válvulas. 4. Válvula de Esfera Trunnion. 5. Válvula Gaveta. I. Rosauo Clarke, Thomas Gabriel, orient. II. Título.

DIEGO RIZZOTTO ROSSETTO

**AVALIAÇÃO DA INTEGRIDADE ESTRUTURAL DE PROJETOS DE
VÁLVULAS DO TIPO ESFERA *TRUNNION* E/OU GAVETA UTILIZADAS NAS
INSTALAÇÕES DE PETRÓLEO**

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

Orientador Prof. Dr. Thomas Gabriel Rosauo Clarke

Coordenador Prof. Dr. Carlos Pérez Bergmann

Aprovado em: _____/_____/_____

BANCA EXAMINADORA

Eng. Dr. Guilherme Victor Peixoto Donato, PETROBRAS

Prof. Dr. Antônio Fernando Burkert Bueno, IFRS

Prof. Dr. Marcos Alexandre Luciano, UCS

DEDICATÓRIA

Ao meu filho Pedro Ricieri que veio ao mundo no decorrer do estudo para dar mais alegria, felicidade abençoar nosso lar. Você é motivo de muito de muito orgulho a família e foi um grande incentivador e inspirador para realização deste trabalho.

A minha esposa Cláudia, pelo amor e companheirismo.

Aos meus pais Terezinha e Caetano e minhas irmãs Diane e Daísa, pelo incentivo e apoio proporcionado nos momentos de maior dificuldade.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus por me dar mais uma oportunidade em minha vida de aprender e evoluir.

Ao meu filho Pedro Ricieri por ser uma nova fonte de energia, motivação e inspiração.

A minha esposa Claudia pelo companheirismo, compreensão e apoio nesta jornada.

Aos meus pais Caetano e Terezinha, pelo imenso apoio, amor, dedicação e incentivadores da continuidade do estudo como forma de progresso e desenvolvimento.

As minhas irmãs Diane e Daísa, pelo amor, incentivo e apoio.

Ao Professor Prof. Dr. Telmo Roberto Strohaecker, pela confiança e interesse no tema de estudo proposto, e pela contribuição na orientação no início de desenvolvimento desta tese.

Ao meu orientador Prof. Dr. Thomas Gabriel Rosauo Clarke pelo confiança, suporte e orientações essenciais para desenvolvimento deste trabalho.

Aos Professores Dr. Marcos Alexandre Luciano e Dr. Antônio Fernando Burkert Bueno, pelas críticas e valiosas contribuições sugeridas durante o processo de qualificação.

Aos Mestres e Doutores, pelos ensinamentos transmitidos no decorrer de todo o curso.

Aos amigos e colegas de trabalho pela troca de experiência, amizade e ajuda prestada.

A todos que de alguma forma auxiliaram na realização deste trabalho, seja através de orientação técnica e científica, ou prestando apoio e amizade.

Os que se encantam com a prática sem a ciência são como os timoneiros que entram no navio sem timão nem bússola, nunca tendo certeza do seu destino.

Leonardo da Vinci

RESUMO

Esta tese propõe avaliar a integridade estrutural de projetos de válvulas do tipo esfera *trunnion* e/ou gaveta. Por meio desta pesquisa, são avaliados os principais modos de falhas e parâmetros funcionais. Os estudos foram realizados utilizando a técnica dos elementos finitos e permitiram a construção de modelos para avaliar os seguintes modos de falha. (i) colapso estrutural dos principais componentes; (ii) vazamento na interface esfera/sede; (iii) travamento do sistema de acionamento devido à influência da vazão de escoamento do fluido. A avaliação da integridade estrutural é de fundamental importância para mitigar e/ou evitar erros, durante a fase de desenvolvimento de válvulas. Os modelos desenvolvidos também possibilitam o aprimoramento de novos projetos de válvulas e o aperfeiçoamento de projetos já desenvolvidos. O estudo proposto pode ser utilizado como indicador da qualidade de projeto de válvulas, auxiliando a equipe de desenvolvimento no dimensionamento de novos produtos, permitindo assim a avaliação dos requisitos funcionais e a avaliação da possível melhoria do projeto. Os resultados mostraram que o uso do método dos elementos finitos durante as fases iniciais do processo de desenvolvimento de válvulas é extremamente útil na concepção de novos produtos, permitindo a elaboração de produtos otimizados, sendo que por meio de um conhecimento multidisciplinar falhas prematuras podem ser detectadas nas fases iniciais do processo de desenvolvimento de projeto de válvulas, possibilitando com isso o desenvolvimento de um projeto mais racional com melhoria significativa de qualidade, confiabilidade, desempenho e competitividade. O uso do método dos elementos finitos também possibilita uma redução do número de ensaios com protótipos físicos, o tempo de desenvolvimento e conseqüentemente o custo final do produto.

PALAVRAS CHAVES: Válvula de Esfera *Trunnion*, Válvula Gaveta, Análise de Projeto, Integridade Estrutural, Elementos Finitos em Válvulas.

ABSTRACT

This thesis proposes to evaluate the structural integrity of the trunnion ball valves and/or gate. By means of this research, are evaluated main failure modes and functional parameters. The studies were conducted using the finite elements technique and allowed the construction of models to evaluate the following modes of failure. (i) structural collapse of the main components; (ii) leakage in the ball/seat interface; (iii) torque and/or locking of drive system due the influence of fluid flow rate. The evaluation of the integrity structural is of fundamental importance to mitigate and/or avoid errors, during the valve development phase. The models developed also enable the improvement de new valves design and the upgrade the valves design already developed. The proposed study can be used as an indicator the quality of valves design, assisting the development team in the design of new products, thus enabling the assessment of the functional requirements and evaluation of possible improvements in the design. The results showed that the use of finite element method during the early stage of valve development process is extremely useful in the conception the new products, allow to develop products optimized, and by means of a multidisciplinary knowledge premature failures can be detected in the early stages of the product design, besides enable the development of a design more rational with significant improvement in quality, reliability, performance and competitiveness. The use of finite element method also allows reduction the number of with physical prototype tests, time of development and the final cost of the product.

KEYWORDS: Trunnion Ball Valve, Gate Valve, Design Analysis, Structural Integrity, Finite Elements in Valves.

LISTA DE FIGURAS

	Página
Figura 2.1 – Principais componentes de uma válvula esfera.....	39
Figura 2.2 – Diferentes tipo de anéis de vedação e sede de válvulas de esfera do tipo <i>trunnion</i>	41
Figura 2.3 – Válvula de esfera flutuante.....	42
Figura 2.4 – Desenho esquemático do funcionamento do sistema de vedação da válvula de esfera flutuante	42
Figura 2.5 – Válvula de esfera do tipo <i>trunnion</i>	43
Figura 2.6 – Principais componentes do sistema de vedação de válvula de esfera do tipo <i>trunnion</i>	44
Figura 2.7 – Válvula gaveta do tipo cunha.....	45
Figura 2.8 – Componentes de forças principais atuantes nos elementos de vedação.....	46
Figura 2.9 – Porcentagem de problemas associados com cada tipo de válvula	48
Figura 2.10 – Tensões de membrana e de flexão em um cilindro submetido a pressão interna	59
Figura 2.11 – Tensões de membrana e flexão	60
Figura 2.12 – Comportamento das tensões secundárias	61
Figura 2.13 – Representação esquemática do raciocínio de Galileu	62
Figura 2.14 – Domínio dos carregamentos admissíveis.....	63
Figura 2.15 – Métodos de avaliação o processo de desenvolvimento de válvulas.....	66
Figura 2.16 – Elemento tetraédrico	69
Figura 2.17 – Elemento hexaédrico	69
Figura 2.18 – Elementos tetraédricos 3D de alta ordem. (a) elemento com 10 nós; (b) elemento com 20 nós	70
Figura 2.19 – Elementos tetraédricos 3D de alta ordem. (a) elemento com 10 nós; (b) elemento com 20 nós	70
Figura 2.20 – Linha de classificação de tensões.....	71
Figura 2.21 – Curva típica de assinatura de válvulas	78
Figura 2.22 – Assinatura típica do conjunto válvula / atuador manual (ROV) – Teste em Alta Pressão.....	79
Figura 2.23 – Queda de pressão em dois estágios em válvula de esfera parcialmente aberta..	80

Figura 2.24 – Regiões que ocorrem esforços adicionais devido as forças fluidodinâmicas	81
Figura 3.1 – Representação das regiões sujeitas a pressão nas condições DBB, SPE e DPE ..	82
Figura 3.2 – Razão de aspecto da malha gerada nos principais componentes da válvula.....	85
Figura 3.3 – Caminhos de linearização de tensões nos principais componentes da válvula de esfera <i>trunnion</i>	86
Figura 3.4 – Modelo da análise da pressão de contato na pista de vedação em válvulas de esfera do tipo <i>trunnion</i>	89
Figura 3.5 – Regiões da superfície molhada da válvula	92
Figura 3.6 – Regiões da superfície molhada utilizados na análise fluidodinâmica.....	93
Figura 3.7 – Razão de aspecto da malha gerada para análise fluidodinâmica.....	95
Figura 3.8 – Malha gerada para análise estática estrutural considerando os efeitos do fluido sobre a estrutura.....	96
Figura 4.1 – Gradiente de tensões no corpo e na tampa	98
Figura 4.2 – Gradiente de tensões na esfera	101
Figura 4.3 – Gradiente da tensão de cisalhamento da haste	102
Figura 4.4 – Análise comparativa dos valores de tensão primária de membrana	107
Figura 4.5 – Análise comparativa dos valores de tensão primária de membrana mais tensão primária de flexão.....	108
Figura 4.6 – Deformação da esfera nas diferentes condições de operação	110
Figura 4.7 – Pressão de contato sobre a pista de vedação nas diferentes condições de operação	112
Figura 4.8 – Gradiente de pressão total	114
Figura 4.9 – Gradiente de velocidade.....	115
Figura 4.10 – Torque de acionamento em função do ângulo de abertura do sistema de acionamento.....	118
Figura 4.11 – Tipos de problemas detectados pelo estudo de integridade estrutural de projetos de válvulas	119
Figura 4.12 – Problemas detectados pela análise de tensões em válvulas do tipo esfera <i>trunnion</i> tripartida.....	121
Figura 4.13 – Problemas detectados pela análise de tensões em válvulas do tipo esfera <i>trunnion</i> bipartida	122
Figura 4.14 – Forma construtiva dos componentes corpo e tampa de válvula de esfera do tipo <i>trunnion</i>	123

Figura 4.15 – Problemas detectados pela análise de tensões em válvulas do tipo gaveta.....	125
Figura 4.16 – Regiões com problemas nos projetos de válvulas gaveta	126
Figura 4.17 – Tensões nos componentes após alteração	127
Figura 4.18 – Esforços sobre a esfera e porta-sede	128
Figura 4.19 – Valores de pressão de contato na superfície de vedação da válvula gaveta.....	130
Figura 4.20 – Marcas de desgaste na superfície de vedação	131
Figura A.1 – Modelo simplificado do conjunto	148
Figura A.2 – Modelo da curva bilinear de plasticidade considerando 1,5S	149
Figura A.3 – Tensões equivalentes no corpo resultante da variação da pressão interna (PMT)	151
Figura A.4 – Tensões equivalentes na tampa resultante da variação da pressão interna (PMT)	152
Figura A.5 – Tensões equivalentes no corpo resultante da variação da pressão interna (PMT) e pressão externa constante.....	153
Figura A.6 – Tensões equivalentes na tampa resultante da variação da pressão interna (PMT) e pressão externa constante.....	154
Figura B.1 – Malha gerada no conjunto da válvula.....	159
Figura B.2 – Ponto de medição das deformações nos componente corpo e tampa da válvula	160
Figura B.3 – Análise comparativa entre os resultados experimentais e numéricos na posição fechada com pressão interna no lado da tampa – Nível A do fator D	162
Figura B.4 – Análise comparativa entre os resultados experimentais e numéricos na posição fechada com pressão interna no lado do corpo – Nível B do fator D.....	163
Figura B.5 – Análise comparativa entre os resultados experimentais e numéricos na posição aberta – Nível C do fator D	164
Figura C.1 – Diferentes tipos e tamanhos de elementos adotados no estudo de densidade de malha	168
Figura C.2 – Análise comparativa do número de elementos para cada configuração de malha	169
Figura C.3 – Análise comparativa do número de nós para cada configuração de malha.....	170
Figura C.4 – Análise comparativa da qualidade de malha em função do tipo e tamanho do elemento	171

Figura C.5 – Ponto adotados para análise comparativa de tensões equivalentes no estudo de densidade de malha.....	173
Figura C.6 – Resultados comparativo de tensões equivalentes para a condição de carregamento A.....	174
Figura C.7 – Resultados comparativo de tensões equivalentes para a condição de carregamento	175
Figura C.8 – Resultados comparativo de tensões equivalentes para a condição de carregamento C.....	176
Figura C.9 – Comparativo do tempo de processamento para cada uma das análises do estudo em função do tipo e tamanho de elemento	177

LISTA DE TABELAS

	Página
Tabela 1 – Resultados da Pesquisa com cerca de 250.000 Válvulas.....	48
Tabela 2 – Estimativo de Distribuição das Falhas.....	49
Tabela 3 – Limites admissíveis para cada tipo de tensão	57
Tabela 4 – Combinações de análise da válvula de esfera <i>trunnion</i> de aplicação submarina ...	83
Tabela 5 – Configuração da malha	84
Tabela 6 – Modos de falha analisados e limites admissíveis	87
Tabela 7 – Propriedades do fluido petróleo 28,3° API a 25 °C	91
Tabela 8 – Configuração de malha da análise fluidodinâmica.....	94
Tabela 9 – Configuração de malha da análise estrutural estática	96
Tabela 10 – Resultados da análise de tensões da válvula na posição fechada com pressão interna e torque de acionamento (Condição A).....	103
Tabela 11 – Resultados da análise de tensões da válvula na posição fechada com pressão interna mais pressão externa e torque de acionamento (Condição B).....	104
Tabela 12 – Resultados da análise de tensões da válvula na posição aberta com pressão interna mais pressão externa na condição de teste hidrostático (Condição C).....	104
Tabela 13 – Resultados da análise de tensões da válvula na posição aberta com pressão interna mais pressão externa (Condição D).....	105
Tabela 14 – Resultados da análise de tensões da válvula na posição aberta somente com pressão externa (Condição E).....	105
Tabela 15 – Incremento das pressões em cada <i>load case</i>	150
Tabela 16 – Propriedades mecânicas e físicas do componente corpo e tampa da válvula.	157
Tabela 17 – Condições de carregamento dos ensaios numéricos e experimentais.....	158
Tabela 18 – Análise da variância.....	165
Tabela 19 – Condições de carregamento para o estudo de densidade de malha	172

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

ABNT: Associação Brasileira de Normas Técnicas

API: *American Petroleum Institute* – Instituto Americano de Petróleo

ASME: *The American Society of Mechanical Engineers* – Sociedade Americana de Engenheiros Mecânicos

ASMT: American Society for Testing and Materials – Sociedade Americana para Testes e Materiais

BTC: *Break To Close* – Torque para o início de giro da ferramenta de torque (*torque tool*), vulgarmente chamado de “torque de quebra para fechar”;

BTO: *Break To Open* – Torque para o início de giro da ferramenta de torque (*torque tool*), vulgarmente chamado de “torque de quebra para abrir”;

CAD: *Computer Aided Design* – Projeto Assistido por Computador

CAE: *Computer Aided Engineering* – Engenharia Assistida por Computador

CFD: *Computational Fluid Dynamics* – Dinâmica de Fluidos Computacional

DBB: *Double Block and Bleed Valve* – Duplo Bloqueio e Alívio

DIB: *Double Isolation and Bleed Valve* – Duplo Isolamento e Alívio

DPE: *Double Piston Effect* – Pistão Duplo Efeito

ET: Especificação Técnica

FAT: Teste de Aceitação de Fábrica

FEA: *Finite Element Analysis* – Análise de Elementos Finitos

FEM: *Finite Element Method* – Método dos Elementos Finitos

FSI: *Fluid Structure Interaction* – Interação Fluido-Estrutura

INMETRO: Instituto Nacional de Metrologia

JTO: *Jam To Open Torque* - Torque aplicado pela ferramenta de torque no final de curso de abertura da válvula;

JTC: *Jam To Close Torque* – Torque aplicado pela ferramenta de torque no final de curso de fechamento da válvula.

LDP: *Lean Product Development* – Desenvolvimento de Produto Enxuto

NEL: *National Engineering Laboratory*

OREDA: *Offshore Reliability Data Handbook* – Dados de confiabilidade *offshore*

OSD: *Division Offshore Safety* – Divisão *offshore* de segurança

PMT: Pressão Máxima de Trabalho

PROMINP: Programa de Mobilização da Indústria Nacional de Petróleo e Gás Natural

RNC: *Running torque with No-pressure to Close* – Torque máximo durante o giro da ferramenta de torque enquanto a válvula ainda se encontra sem pressão diferencial, durante o movimento de fechamento.

ROV: Veículo de Operação Remota

RPC: *Running torque with Pressure to Close* – Torque máximo durante o giro da ferramenta de torque quando a válvula já se encontra com pressão diferencial, durante o movimento de abertura. É um ponto de difícil obtenção prática.

RNO: *Running torque with No-pressure to Open* – Torque máximo durante o giro da ferramenta de torque quando a válvula já se encontra sem pressão diferencial, durante o movimento de abertura;

RPO: *Running torque with Pressure to Open* – Torque máximo durante o giro da ferramenta de torque enquanto a válvula ainda se encontra com pressão diferencial, durante o movimento de abertura;

SPE: *Single Piston Effect* – Pistão Simples Efeito

TMT: Torque máximo de teste

TNO: Torque nominal de operação

TRAC: Torque real de abertura com diferencial de pressão

TRAS: Torque real de abertura sem diferencial de pressão

TRAQ: Torque real de abertura na quebra de movimento

TRFQ: Torque real de fechamento na quebra de movimento

TRFC: Torque real de fechamento com diferencial de pressão

TRFS: Torque real de fechamento sem diferencial de pressão

TRO: Torque real de operação

LISTA DE SÍMBOLOS

A: Área da seção

D: Densidade

E: Módulo de elasticidade

F: Tensão adicional produzida pela concentração de tensão além do nível nominal de tensão resultante a partir dos carregamentos de operação

P_b : Tensão primária de flexão

P_L : Tensão primária de membrana local

P_m : Tensão primária de membrana geral

q : Vazão mássica

Q : Tensão secundária equivalente resultante a partir dos carregamentos de operação

S: Tensão admissível básica

S_a : Tensão alternada obtida a partir de uma curva de fadiga para um número específico de ciclos de operação

S_{PS} : Limite admissível de tensão primária mais tensão secundária

S_y : Tensão de escoamento

S_u : Tensão de ruptura

v: Velocidade

ν : Coeficiente de Poisson

σ_{eq} : Tensão equivalente de von Misses

σ_1 : Tensão principal na direção 1

σ_2 : Tensão principal na direção 2

SUMÁRIO

Página

1 INTRODUÇÃO	22
1.1 ESTRUTURA DO TRABALHO	22
1.2 ASPECTOS HISTÓRICOS.....	22
1.3 DESCRIÇÃO DO PROBLEMA	24
1.4 JUSTIFICATIVA	26
1.5 TEMAS E OBJETIVOS	28
1.6 CONTRIBUIÇÃO DA TESE.....	29
1.7 ABRANGÊNCIA E DELIMITAÇÃO	30
1.8 MÉTODO DE PESQUISA.....	31
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	34
2.1 PESQUISA E TRABALHOS CORRELATOS	34
2.2 VÁLVULAS.....	37
2.2.1 Válvula de Esfera.....	38
2.2.2 Válvula de Esfera Flutuante.....	41
2.2.3 Válvula de Esfera <i>Trunnion</i>	43
2.2.4 Válvula Gaveta	45
2.3 DADOS DE FALHAS EM VÁLVULAS	47
2.4 NORMAS DE PROJETOS E QUALIFICAÇÃO DE PROJETO DE VÁLVULA	51
2.4.1 Norma ABNT NBR 15827:2014	51
2.4.2 ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS ET-3500.00-1510-224-PPC-00 e ET-3500.00-1510-224-PPC-002	52
2.4.3 Norma API SPEC 6D	53
2.4.4 Norma ASME B16.34.....	54
2.4.5 Norma ASME VIII – Divisão 2.....	54
2.4.5.1 Projeto por Análise	55
2.4.5.1.1 Método de Análise de Tensões Elásticas	56
2.4.5.1.2 Método de Carga Limite	62
2.4.5.1.3 Método de Análise de Tensões Elasto-Plástica	64
2.5 PROCESSO DE DESENVOLVIMENTO DE PROJETO DE VÁLVULAS.....	65

2.6	ELEMENTOS FINITOS	67
2.6.1	Tipos de Elementos para Análise de válvulas.....	68
2.6.2	Linearização e Classificação de Tensões pelo MEF.....	71
2.6.3	O Método dos Elementos Finitos Aplicado em Válvulas.....	76
3	MATERIAIS E MÉTODOS	82
3.1	MODELO DE ANÁLISE DE TENSÕES.....	82
3.1.1	Malha Gerada.....	84
3.1.2	Contatos	85
3.1.3	Critério de Análise	86
3.1.4	Estudo Experimental e Numérico de Tensões	88
3.2	MODELO DE ANÁLISE DA PRESSÃO DE CONTATO NA PISTA DE VEDAÇÃO.....	88
3.2.1	Contatos	90
3.2.2	Critério de Análise	90
3.3	MODELO DE ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DA VAZÃO DE ESCOAMENTO SOBRE TORQUE DE ACIONAMENTO DA VÁLVULA	90
3.3.1	Hipóteses Adotadas na Análise de Interação Fluido-Estrutura	91
3.3.2	Modelo do Fluido.....	91
3.3.3	Modelo da Análise Fluidodinâmica.....	92
3.3.4	Modelo da Análise de Interação Fluido-Estrutura.....	94
3.3.5	Malha Gerada.....	94
3.3.6	Contatos	96
3.3.7	Critério de Análise	97
4	ANÁLISE DOS RESULTADOS E DISCUSSÕES	98
4.1	RESULTADOS DO MODELO DE ANÁLISE DE TENSÕES.....	98
4.1.1	Análise dos Resultados da Válvula na Posição Fechada e Aberta.....	98
4.1.2	Resumo dos Resultados da Análise Elástica de Tensões.....	103
4.2	RESULTADOS DA ANÁLISE DO MODELO DE PRESSÃO DE CONTATO.....	110
4.3	RESULTADOS DO MODELO DA ANÁLISE DE INTERAÇÃO FLUIDO-ESTRUTURA.....	113
4.3.1	Resultados da Análise Fluidodinâmica.....	113
4.3.2	Resultados da Análise de Interação Fluido-Estrutura.....	117

4.4	AVALIAÇÃO DE PROJETOS DESENVOLVIDOS OU EM FASE DE DESENVOLVIMENTO	119
4.4.1	Análise dos Resultados da Análise de Tensões	120
4.4.2	Análise dos Resultados da Pressão de Contato	128
5	CONCLUSÕES.....	133
5.1	MODELO DE ANÁLISE DE TENSÕES.....	133
5.2	MODELO DE ANÁLISE DA PRESSÃO DE CONTATO NA PISTA DE VEDAÇÃO.....	135
5.3	MODELO DE ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DA VAZÃO DE ESCOAMENTO NO TORQUE DE ACIONAMENTO DA VÁLVULA	135
5.4	CONCLUSÃO GERAL	136
6	RECOMENDAÇÕES DE TRABALHOS FUTUROS.....	138
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	139
	APÊNDICE A – ESTUDO DE CARGA LIMITE.....	147
A.1	PROCEDIMENTO DO ESTUDO.....	148
A.1.1	Modelos de CAD	148
A.1.2	Contatos	148
A.1.3	Propriedade de Material.....	149
A.1.4	Condições de Carregamento	150
A.1.5	Critério de Análise.....	150
A.2	RESULTADOS DA ANÁLISE LIMITE	151
A.2.1	Análise dos Resultados com Variação da Pressão Interna e Pressão Externa Nula – Hipótese A	151
A.2.2	Análise dos Resultados com Variação da Pressão Interna e Pressão Externa Equivalente a 2000 metros de Lâmina D´Água Constante – Hipótese B.....	153
A.3	DISCUSSÃO DOS RESULTADOS	155
	APÊNDICE B – ESTUDO EXPERIMENTAL E NUMÉRICO DE TENSÕES	156
B.1	PROCEDIMENTO DO ENSAIO NUMÉRICO E EXPERIMENTAL.....	157
B.1.1	Propriedades Mecânicas e Físicas dos Materiais	157
B.1.2	Condições de Carregamento	157
B.1.3	Modelo de Elementos Finitos	159

B.1.4 Ensaio de Extensometria	159
B.1.5 Critério de Análise	160
B.1.6 Convalidação dos Resultados	161
B.2 RESULTADO DOS ENSAIOS EXPERIMENTAIS E NUMÉRICOS	162
B.3 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS DOS ENSAIOS EXPERIMENTAIS	165
APÊNDICE C – ESTUDO DE DENSIDADE DE MALHA	167
C.1 PROCEDIMENTO DO ESTUDO DE DENSIDADE DE MALHA.....	168
C.1.1 Condições de Carregamento	171
C.1.2 Critério de Análise	172
C.2 RESULTADO DO ESTUDO DE DENSIDADE DE MALHA	173

1 INTRODUÇÃO

1.1 ESTRUTURA DO TRABALHO

A apresentação desse projeto de pesquisa está estruturada em seis capítulos.

No primeiro capítulo é realizada a introdução ao tema por meio de uma breve descrição sobre aspectos históricos de válvulas, são descritos os problemas e as justificativas sobre a importância do tema da pesquisa. Também, são apresentados os objetivos, o objetivo geral e específico a serem atendidos durante o estudo, a contribuição e delimitação da tese, bem como o método de pesquisa adotado para desenvolvimento da pesquisa.

No segundo capítulo é conduzida uma pesquisa sobre trabalhos, dissertações, teses e artigos publicados sobre o tema válvulas. Posteriormente é realizada uma revisão bibliográfica onde são abordados aspectos como; (i) características e princípios de funcionamento de válvulas do tipo esfera e gaveta; (ii) levantamento de dados de falhas em válvulas; (iii) principais normas de destaque internacional de construção, análise e qualificação de projeto de válvulas; (iv) processo de desenvolvimento de projetos de válvulas e elementos finitos.

No terceiro capítulo são apresentados os materiais e métodos utilizados para elaboração do estudo que visa avaliar a integridade estrutural de projetos de válvulas do tipo esfera *trunnion* e/ou gaveta.

No quarto capítulo, são descritos os resultados obtidos e as discussões.

No quinto capítulo, são registradas as conclusões.

Por fim, no sexto capítulo são apresentadas as sugestões de trabalhos futuros para continuidade da pesquisa.

1.2 ASPECTOS HISTÓRICOS

Ninguém sabe ao certo quando nasceu à ideia da válvula, talvez em algum momento do passado antigo, o homem aprendeu a regular o fluxo de um rio ou córrego, bloqueando-o com pedras e/ou troncos de árvore, a invenção foi quase tão importante como a roda, pois a partir do desenvolvimento da válvula o homem poderia regular o fluxo de água. As culturas egípcias e gregas inventaram vários tipos de válvulas primitivas para desviar a água para consumo público ou irrigação de culturas (MATHIAS, 2008; WEAR, 2009).

Os romanos são reconhecidos como os desenvolvedores de modernos sistemas de escoamento de água. Sua canalização aperfeiçoada o suficiente para fornecer água em edifícios, e assim para que permitisse o desenvolvimento da válvula macho “torneira”, também há evidência de que os romanos usavam válvulas de retenção para impedir o retorno do fluxo (MATHIAS, 2008).

Durante séculos, ao longo da Idade Média, não houve avanços no projeto da válvula. Durante o Renascimento, o artista e inventor Leonardo da Vinci projetou canais, sistemas de irrigação, e outros grandes sistemas hidráulicos, na qual incluiu válvulas para utilizar nesses projetos. Muitos de seus desenhos técnicos estão ainda em existência (WEAR, 2009).

A história moderna da indústria de válvulas vem com a Revolução Industrial, que começou em 1705 quando Thomas Newcomen inventou a primeira máquina a vapor industrial. A pressão de vapor construída tinha de ser bloqueada e regulada, a partir deste momento válvulas adquiriram uma nova importância.

A revolução industrial e o desenvolvimento das máquinas a vapor no século 18 favoreceram o avanço deste produto, com a introdução por Timothy Hackworth de molas ajustáveis para válvula de segurança em vapor (WEAR, 2009).

As primeiras válvulas de bloqueio, semelhante às atuais válvulas gaveta, eram fabricadas com troncos de árvores, os registros indicam que a válvula gaveta convencional (tipo cunha sólida) foi desenvolvida inicialmente pelo inglês James Nasmyth, em 1839 (MATHIAS, 2008).

Em 1886 Joseph Hopkinson apresentou a válvula de discos paralelos, como uma indicação da maturidade da indústria de válvulas, este sistema ainda é fabricado (WEAR, 2009).

A primeira válvula borboleta foi desenvolvida por James Watt para máquinas a vapor, a mesma também foi usada pelo primeiro carro Mercedes em 1901 para entrada de combustível através do acelerador (WEAR, 2009).

A primeira válvula de esfera foi patenteada em 1871, por John Warren e John Chapman, era construída em bronze, incluindo a esfera e as sedes, e somente durante a 2ª guerra mundial foi desenvolvida com sedes macias para ser utilizadas como válvula de bloqueio no sistema de lubrificação dos aviões e introduzidas na indústria a partir de 1949 (MATHIAS, 2008).

Válvulas são acionadas manualmente ou automaticamente, e uma grande variedade de dispositivo de acionamentos está disponível, tais como; caixa de redução, atuador elétrico,

hidráulico, pneumático. Dependendo da automatização da aplicação, o custo de atuadores, sistemas de controle podem representar entre 45% a 75% do custo total do pacote válvula/acionamento (WEAR, 2009).

Segundo Weaver (2009), de um modo geral, a tecnologia de válvulas é considerada madura, mas ainda há muito espaço para desenvolvimento de novos materiais e revestimentos, projeto e automação. Atualmente, os principais desenvolvimentos em tecnologia de válvulas estão direcionados para a redução de emissões fugitivas, controle de ruído, aperfeiçoamento da automação, isenção da degradação estrutural, fácil limpeza, manutenção e redução de massa (WEAVER, 2009).

1.3 DESCRIÇÃO DO PROBLEMA

Entre os maiores usuários de válvulas estão às indústrias dos setores de petróleo e gás, química e petroquímica, e devido à complexidade da operação possuem seus próprios requisitos de homologação de projetos. Válvulas para operação *subsea* é um exemplo extremo de tais requisitos, onde a manutenção e substituição de equipamentos podem ser atividades de custo elevado além de serem perigosas.

Válvulas utilizadas nas instalações de exploração, produção, refino e transporte de produtos de petróleo são produtos de fabricação complexa, pois apresentam grande variedade de combinações de projeto envolvendo materiais, formas geométricas, vedações, etc., sendo que qualidade e confiabilidade das válvulas são elementos essenciais para a segurança e desempenho operacional.

O baixo desempenho ou falha de válvulas em operação pode trazer graves consequências, tais como, perdas de produção, catástrofes ambientais e até mesmo perdas de vidas humanas, resultando com isso em severas consequências econômicas e judiciais.

Nos últimos anos, foi desenvolvida a norma ABNT NBR 15827, que teve seu lançamento no ano de 2007. A mesma estabeleceu critérios rigorosos para a certificação de fornecedores de válvulas do mercado nacional. Os fabricantes apoiaram o desenvolvimento dessa norma, pois entenderam que seria uma proteção do mercado nacional contra fornecedores de baixa qualificação técnica.

Neste período a norma ABNT NBR 15827 (2014) passou por diversas melhorias, sendo que a evolução ocorreu com base em pesquisas e desenvolvimentos realizados devido ao interesse de alguns fornecedores em parceria com a principal empresa petroleira do

mercado nacional. Mesmo com esta evolução para muitos fornecedores o atendimento da norma acaba sendo inviável tanto pelo alto custo envolvido no desenvolvimento quanto pela falta de conhecimento técnico disponível.

O diagnóstico do Programa de Mobilização da Indústria Nacional de Petróleo e Gás Natural (PROMINP, 2006 e 2008) indicou uma grande variedade de problemas de qualidade nos fabricantes nacionais de válvulas, no que tange: (i) engenharia de projetos, falta de projetos estruturados de engenharia de produto; (ii) qualidade dos materiais, porosidade nos materiais dos principais componentes (corpo/tampa) da válvula; (iii) infraestrutura de testes, insuficiência de número de bancadas de teste de produtos; (iv) engenharia de manufatura, baixa capacidade instalada de máquinas operatrizes (WEISS e LIMA, 2010).

Segundo Biasibetti (2013), mesmo os maiores fabricantes de válvulas industriais do Brasil possuem dificuldades em garantir a qualidade do produto já na área de projeto, sem que haja retrabalhos no processo de fabricação dos produtos. Se o projeto da válvula não estiver robusto, as chances de o produto ser reprovado nos testes aumentam, podendo gerar retrabalho que acaba onerando o custo final do produto, diminuindo assim a competitividade do produto frente aos concorrentes.

Tradicionalmente, as experiências em campo ou laboratório foram as principais fontes de solução de muitos problemas, porém, nas últimas décadas, os avanços tecnológicos e metodológicos permitiram que a chamada “experimentação numérica” seja uma alternativa confiável para estudar problemas de forma a complementar os estudos experimentais ou como única ferramenta disponível (FERZIGER e PERIĆ, 2002; PIOMELLI e BALARAS, 2002).

A avaliação da integridade estrutural consiste na aplicação de técnicas multidisciplinares que permitem estabelecer o estágio de dano em que um componente estrutural se encontra. O projeto de válvulas deve ser entendido como uma filosofia básica de análise de integridade estrutural, pois os cálculos relacionados aos diferentes modos de falhas irão facilitar a tomada de decisão, de forma a dar ao engenheiro, elementos para analisar se o produto resistirá ou não aos carregamentos aplicados e assim desempenhar adequadamente o serviço requerido (SPENCE e TOOTH, 1994).

Uma adequada análise de projeto de válvula deve incluir avaliações de desempenho com diferentes modelos de análise, também é necessário um entendimento dos requisitos das normas de construção, bem como, dos diferentes tipos de análises exigidas, tanto pelas normas de análise de projeto quanto pelo mercado consumidor. É frequente, ser constatada durante as fases iniciais do processo de desenvolvimento de válvulas a necessidade da

correção de projeto, muitas vezes relacionada a falhas devido à deficiência estrutural. Os dados dos modelos podem ser utilizados para auxiliar a equipe de desenvolvimento de produto na melhoria do projeto de válvulas durante as fases iniciais no processo de desenvolvimento de um novo produto, ou até mesmo no aperfeiçoamento de uma tecnologia de válvula já existente. A maior parte dos estudos em válvulas envolve somente testes experimentais, e na maioria das vezes relacionada a falhas por degradação e estimação de vida útil de um determinado componente. Contudo, um estudo para avaliar a integridade estrutural por meio de modelo de elementos finitos como técnica e procedimento de análise de projeto de válvulas não tem sido estudada, ao ponto de auxiliar engenheiros e projetistas no aperfeiçoamento de projeto de válvulas, nem para a implementação de novas tecnologias de válvulas.

1.4 JUSTIFICATIVA

Segundo estudo do Prominp (2006 e 2008), a grande maioria dos fabricantes nacionais de válvulas produz a partir de projetos existentes, desenvolvidos por engenharia reversa com o auxílio de normas técnicas internacionais, sem conhecimento aprofundado dos parâmetros e limites estruturais do produto. Neste cenário, as revisões e alterações de projeto ocorrem por tentativa e erro visando corrigir problemas técnicos detectados na operação, implicando em aumento dos custos de produção e em dificuldades no atendimento de prazos de entrega.

De acordo com Weiss e Lima (2010), a realização de análise de tensões e deformações de componentes críticos pelo método dos elementos finitos (FEM) é um dos principais problemas enfrentados atualmente pelos fabricantes nacionais de válvulas para adequação do produto a norma NBR 15827:2014. A mesma exige que o projeto de válvulas comprove a realização de análise de tensões e deformações de componentes críticos por cálculos analíticos e/ou modelos de elementos finitos. A referida norma foi lançada no ano de 2007, sendo que nas versões anteriores a análise por elementos finitos era obrigatória. Entretanto, devido à falta de conhecimento e dificuldade por parte dos fabricantes nacionais de válvulas no uso da técnica dos elementos finitos, devido a não existência de normas específicas de análise de projetos de válvulas e da dificuldade em assimilar, entender e interpretar os requisitos normativos dos códigos alternativos sugeridos pelas normas de construção de válvulas para análise de projeto, o comitê elaborador da norma, nesta nova revisão optou em deixar opcional o uso da técnica dos elementos finitos para análise de tensões em válvulas.

A análise de integridade estrutural torna-se um estágio necessário para o início de um projeto racional de válvulas. Em muitas situações, devido a condições de geometria e carregamentos serem complexos, torna-se necessário fazer o uso de simplificações durante o modelamento. Mesmo com as simplificações, o uso da técnica do método dos elementos finitos é uma excelente ferramenta de análise. A análise da integridade estrutural em válvulas precisa ser avaliada de forma criteriosa com um bom julgamento técnico e teórico de engenharia (SPENCE e TOOTH, 1994).

O uso da engenharia assistida por computador (CAE) através da técnica dos elementos finitos no segmento produtor de válvulas evitaria que correções de problemas técnicos e revisões de projeto ocorram por improvisação, além de permitir o desenvolvimento de um produto de alta qualidade, desempenho e confiabilidade (WEISS e LIMA, 2010). O projeto de engenharia é uma atividade, que requer o uso de procedimentos e técnicas de análise coerentes e refinadas além de ferramentas computacionais modernas e sofisticadas. A criação de modelos numéricos e a análise do seu comportamento com o uso dessas ferramentas requerem um bom conhecimento dos princípios que formam a base do seu desenvolvimento (AMARAL, 2008).

De acordo com Rizzo (1994 *apud* Silva, 2011)¹, a análise pela técnica dos elementos finitos (FEA) é normalmente utilizada para análise de modos de falha, na avaliação do projeto após a sua concepção, para verificar se o que foi feito está de acordo com os padrões requeridos para tal situação, ou seja, um tipo de análise que não agrega nem um ganho ao produto. O autor sugere que a ferramenta (FEA) seja utilizada para a concepção de produtos de maneira correta na primeira vez e não para corrigir projetos que fracassaram.

Segundo Wütemberg, *et. al.* (2011), a qualidade pode ser definida pelo seu preço, pela taxa de falhas, por características de uso e pela qualidade intrínseca percebida pelo cliente. A qualidade do produto é consequência direta do seu processo de desenvolvimento de produto (PDP), ou seja, dos processos, pessoas e tecnologias adotadas (MORGAN E LIKER, 2006).

Nesse sentido o tema abordado na tese busca: (i) a melhoria no processo de desenvolvimento de projeto de válvulas, como forma de aprimorar as características operacionais do produto e de atender os requisitos, as necessidades e as rígidas exigências impostas pelo mercado e pelas normas técnicas que norteiam o projeto e análise de válvulas; (ii) a demanda por produtos mais duráveis associado a um maior desempenho, confiabilidade, qualidade e menor custo indicam a necessidade da adoção de métodos de projeto mais

avançados tecnologicamente e que não são comuns principalmente no mercado brasileiro de válvulas; (iii) o estudo realizado pelo FEM auxiliará a equipe de projeto de produto nas fases iniciais do processo de desenvolvimento de válvulas, permitindo a identificação de falhas prematuras e/ou erros. Isso possibilita o aperfeiçoamento do produto num estágio inicial, possibilitando o desenvolvimento de um projeto otimizado; (iv) Por fim, o modelo elaborado pela técnica dos elementos finitos possibilitará o dimensionamento adequado dos componentes específicos que compõem a válvula e/ou do conjunto, possibilitando, desta forma, a redução de custos e os tempos de desenvolvimento do produto, tornando viável a elaboração de um projeto de válvula racional com ganhos significativos de qualidade, confiabilidade, desempenho e competitividade.

A literatura de válvulas disponível, de modo geral, se limita em descrever sobre tipos, seleção, formas construtivas, princípios de funcionamento e aplicações de válvulas. Os temas dimensionamento e análise de projeto de válvulas são raramente citados e quando mencionadas são abordagens superficiais e sem aprofundamento técnico minucioso no tema, impossibilitando, desta forma, o uso da literatura de forma confiável e consistente para dimensionamento e análise de projeto de válvulas, o que mostra a importância do tema proposto pela tese.

1.5 TEMAS E OBJETIVOS

Esta tese aborda os temas válvula de esfera do tipo *trunnion* e gaveta, análise de projeto e análise por elementos finitos de válvulas.

O objetivo principal da tese é a elaboração de um estudo para avaliar a integridade estrutural de projetos de válvulas do tipo esfera *trunnion* e/ou gaveta utilizadas nas instalações de petróleo. O estudo consiste na criação de modelos de elementos finitos, para avaliar durante as fases iniciais do processo de desenvolvimento de projeto, os principais modos de falhas e parâmetros funcionais de válvulas.

Para que o objetivo geral possa ser alcançado alguns objetivos específicos precisam ser atendidos, tais como: (i) levantamento das principais normas técnicas e códigos de projetos e de análise de válvulas; (ii) levantamento e análise dos principais modos e efeitos de falhas em válvulas; (iii) pesquisar os principais tipos de análises adotadas para projeto de válvulas; (iv) elaboração e simulação dos modelos computacionais via método dos elementos finitos; (iv) avaliar através dos modelos concebidos, projetos de válvulas que já foram

desenvolvidos ou que estão em fase de desenvolvimento; (vi) levantamento e identificação dos principais tipos de anomalias observadas durante a simulação dos modelos de elementos finitos em projetos de válvulas já desenvolvidos ou em fase de desenvolvimento.

1.6 CONTRIBUIÇÃO DA TESE

As contribuições da tese podem ser resumidas nos seguintes pontos:

- a.** Aprimorar o projeto e dimensionamento de válvulas durante as fases iniciais do processo de desenvolvimento de produto, por meio da construção de modelos pelo método dos elementos finitos que reproduza o comportamento estrutural de um determinado tipo de válvula, conforme as condições específicas da operação na qual o produto será submetido;
- b.** Apresentar uma técnica para aperfeiçoamento das especificações de projeto contribuindo para a redução de ensaios com protótipos físicos, possibilitando assim redução do tempo e do custo de desenvolvimento de válvulas. Os modelos de elementos finitos desenvolvidos neste estudo, podem ser usados tanto em sistemas com tecnologias já consagradas, como para avaliar o desempenho de novas tecnologias de válvulas.
- c.** O uso do método dos elementos finitos para análise de projeto em uma etapa anterior a etapa de fabricação, mitigar e/ou evitar que correções de problemas técnicos sejam detectadas durante a etapa de testes ou mesmo durante a operação, evitando assim que possíveis correções de problemas técnicos ocorram por improvisação e sem embasamento técnico e teórico;
- d.** Os resultados do estudo podem ser usados como indicador de qualidade do projeto;
- e.** Possibilitar o desenvolvimento de produtos otimizados, que através de um conhecimento multidisciplinar falhas prematuras sejam detectadas nas fases iniciais do projeto de produto, possibilitando com isso desenvolvimento de um

projeto racional com ganhos de qualidade, confiabilidade, desempenho e competitividade.

- f. A adoção da técnica por meio do método dos elementos finitos, propiciará um avanço no desenvolvimento de projeto de válvulas industriais, por meio da integração das diversas áreas de conhecimento e do desenvolvimento técnico multidisciplinar associado ao produto;
- g. O domínio e o uso correto da técnica dos elementos finitos, por meio da percepção e entendimento das necessidades do mercado permitirá inovação no projeto de válvulas para um determinado nicho de aplicação.

1.7 ABRANGÊNCIA E DELIMITAÇÃO

Dentre os vários modelos de análise para identificação dos modos de falhas a que estão sujeitos às válvulas de esfera do tipo *trunnion* e gaveta, este trabalho diz respeito aos modelos para identificação dos seguintes tipos de falhas; (i) deficiência estrutural, por meio do modelo de análise de tensões; (ii) vazamento na interface sede/esfera, mediante modelo de análise da pressão de contato e; (iii) travamento, por intermédio do modelo de interação fluido estrutura que visa avaliar a influência da vazão de escoamento sobre o sistema de acionamento.

Por meio do modelo de análise de tensões e do modelo de pressão de contato são avaliados projetos de válvulas já desenvolvidos e projetos que estão em fase de desenvolvimento. Este estudo visa identificar e quantificar os principais tipos de problemas que ocorrem durante a etapa de projeto com o intuito de dar subsídios à equipe de desenvolvimento, a fim de mitigar e/ou evitar esses problemas em projetos futuros.

Abaixo são apresentadas as delimitações de cada um dos modelos desenvolvidos para avaliar a integridade estrutural de válvulas do tipo esfera *trunnion* e/ou gaveta.

- a. O modelo de análise de tensões é respaldado pelos critérios de projeto por análise estabelecido no Código ASME VIII Div. 2, são abordados os critérios e limites de tensões admissíveis por meio da análise elástica de tensões e carga limite, Ambos os métodos são fundamentadas pela teoria de pequenas deformações. São

analisados através destes critérios os limites de tensões dos principais componentes estruturais da válvula, tais como, corpo, tampa e esfera. O componente haste, por não se enquadrar nos critérios do código ASME é analisado por meio da teoria da máxima energia de distorção “von Misses”. Os resultados da simulação numéricas por meio da técnica dos elementos finitos do modelo de análise de tensões foram comparados com os resultados da análise experimental com uso de *strain gages*, desta forma, são apresentadas as diferenças entre os resultados obtidos por ambas as técnicas e os fatores que influenciam a desigualdade de valores entre as diferentes técnicas de análise. Análise elasto-plástica, análise de vida em fadiga, análise de fixadores e análise pela teoria da mecânica da fratura não são abordados neste trabalho.

- b.** O modelo de análise da pressão de contato avalia somente a evidência de vazamento na interface sede/esfera. Outros pontos de vazamento como, interface haste/gaxeta e junção corpo/tampa não são abrangidos pelo trabalho, critérios para definição de um valor mínimo de pressão de contato para que ocorra estanqueidade em função das diferentes combinações de materiais da interface de vedação não são avaliados nem quantificados. O comportamento viscoelástico e deformação por creep das sedes resilientes devido à intensidade de carregamento ao longo do tempo não são abordados.

- c.** O modelo de interação fluido estrutura para análise da influência da vazão de escoamento limita-se a avaliar somente o modo de falha travamento do sistema de acionamento de válvulas de esfera do tipo *trunnion*. Travamento devido a elevada deformação, deficiência nas especificações das folgas e tolerâncias de partes móveis devido as diferentes faixas de temperaturas que a válvula irá operar não são avaliados.

1.8 MÉTODO DE PESQUISA

Conforme Gil (2002, pg. 17), pode-se definir pesquisa como o procedimento racional e sistemático que tem como objetivo proporcionar respostas aos problemas que são propostos. A pesquisa é requerida quando não se dispõe de informação suficiente para responder ao

problema, ou então quando a informação disponível se encontra em tal estado de desordem que não possa ser adequadamente relacionada ao problema.

O método de pesquisa utilizado para o desenvolvimento desta tese pode ser caracterizado como sendo de natureza aplicada, de abordagem qualitativa e quantitativa, com objetivos exploratórios, descritivos e explicativos (GIL, 2002).

Quanto à abordagem o trabalho pode ser classificado como pesquisa quantitativa, pois há ênfase nas análises numéricas, incluindo análises comparativas por FEA. A pesquisa quantitativa, que tem suas raízes no pensamento positivista lógico, tende a enfatizar o raciocínio dedutivo, as regras da lógica e os atributos mensuráveis da experiência humana (GERHARDT e SILVEIRA, 2009).

Do ponto de vista da natureza da pesquisa, o trabalho é classificado como pesquisa aplicada, pois o estudo é orientado para a geração de conhecimentos dirigida à solução de um problema específico (GERHARDT e SILVEIRA, 2009).

Sob o ponto de vista dos objetivos, é pesquisa exploratória, pois envolve um levantamento bibliográfico a partir de livros, teses, dissertações, artigos de congresso, periódicos e normas técnicas nacionais e internacionais de qualidade reconhecida, também envolve o levantamento de informações junto a pessoas que possuem experiência prática com o problema pesquisado, a fim de construir as várias hipóteses de análise, e assim proporcionar maior familiaridade com o problema e; explicativa devido ao foco na identificação dos fatores que contribuem para a ocorrência dos fenômenos. Gil (2008) descreve que um estudo exploratório tem por objetivo proporcionar uma visão geral, do tipo aproximativo, acerca de determinado fato, podendo também ser realizado quando o tema em estudo é pouco explorado e torna-se difícil sobre ele formular hipóteses precisas e operacionalizáveis o que é uma realidade quando se trata de avaliar projeto de válvulas por meio da elaboração de modelo pela técnica dos elementos finitos.

Com relação aos procedimentos, a pesquisa pode ser enquadrada tanto como experimental como um estudo de caso, pois serão definidas experimentalmente, via análise por elementos finitos (GERHARDT e SILVEIRA, 2009). O estudo experimental segue um planejamento rigoroso. As etapas de pesquisa iniciam pela formulação exata do problema e das hipóteses, que delimitam as variáveis precisas e controladas que atuam no fenômeno estudado (TRIVIÑOS, 1987). Para Gil (2002), a pesquisa experimental consiste em determinar um objeto de estudo, selecionar as variáveis que seriam capazes de influenciá-lo, definir as formas de controle e de observação dos efeitos que a variável produz no objeto.

Ventura (2007) menciona que o estudo de caso é uma modalidade de pesquisa entendida como uma metodologia ou como a escolha de um objeto de estudo definido pelo interesse em casos individuais. Visa à investigação de um caso específico, bem delimitado, contextualizado em tempo e lugar para que se possa realizar uma busca circunstanciada de informações.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo são apresentados trabalhos, artigos, teses, conceitos e definições, regras e critérios teóricos e normativos que são fundamentais para elaboração de cada um dos modelos para análise da integridade estrutural de válvulas.

2.1 PESQUISA E TRABALHOS CORRELATOS

Encontram-se na literatura trabalhos publicados como o de Euthymiou (2013), que propõe em sua tese uma metodologia para estimar a evolução da probabilidade de falha de equipamentos quasi-estáticos, como válvulas, ao longo da vida útil. É desenvolvida uma modelagem da válvula, cujos principais parâmetros tribológicos e funcionais são obtidos preferencialmente a partir da homologação do projeto com testes em protótipo, ou secundariamente, por testes tribológicos padronizados.

Biasibetti (2013) apresenta em sua dissertação de mestrado por meio de dois artigos uma metodologia para otimização de projeto de porta-sedes de válvula de esfera *trunnion*. Primeiramente, é apresentado um estudo comparativo entre diferentes modelos de porta-sedes com o apoio do método dos elementos finitos (FEA), e tem como finalidade identificar os principais parâmetros da geometria de porta-sede, a fim de garantir o desempenho funcional da válvula e consequentemente o atendimento dos requisitos de qualidade. No segundo artigo, descreve uma aplicação da metodologia de projeto de experimentos (DOE), conduzida com o intuito de identificar a configuração geométrica da válvula que conduza a condição ótima de funcionamento, fornecendo, desta forma, subsídio para a área de desenvolvimento de produtos na elaboração de válvulas mais robustas.

Minusculi *et al.* (2012), sugere em seu trabalho a aplicação de conceitos Lean no processo de desenvolvimento de válvulas como uma alternativa de otimização com o foco central na agregação de valor, e eliminação de desperdícios. Este trabalho apresenta um estudo onde, com base em um modelo referencial de processo de desenvolvimento de produto (PDP), uma avaliação sob a ótica da filosofia Lean foi realizada. Um modelo referencial de PDP, disponível na literatura, foi ajustado avaliando-se em cada etapa do mesmo, o quanto efetivamente suas atividades agregam valor para o processo e para o produto final. Foram avaliadas as etapas do projeto informacional, conceitual e detalhado. O processo de avaliação foi realizado sobre o processo, pessoas, ferramentas e tecnologia, de cada atividade do PDP,

levando em consideração o tipo de projeto e produto, desperdícios a serem eliminados e a agregação de valor.

Mashiba (2011) apresenta um modelo matemático capaz de prever com boa precisão, comparado aos resultados experimentais, o comportamento de uma válvula gaveta com atuador hidráulico nas condições de teste, tanto para ambiente atmosférico quanto para ambiente hiperbárico. Por meio deste modelo, foi possível avaliar, para a condição de operação, a influência que a variação da pressão à jusante da válvula exerce na força de atuação requerida pela válvula, bem como no desgaste das superfícies de vedação. Também é apresentado um diagrama com as falhas típicas verificadas em válvulas do tipo gaveta instaladas em equipamentos submarinos, que permite o completo mapeamento dos pontos a serem devidamente verificados no projeto de um conjunto válvula-atuador para aplicações submarinas.

O trabalho realizado por Silva (2011) consiste na realização de um estudo para a redução do número de simulações computacionais em projetos de válvulas. O estudo visa à utilização da metodologia projeto de experimentos (*Design of Experiments – DOE*), para desenvolvimento de um método de priorização das condições críticas de aplicação, no que tange aos efeitos causados por carregamentos, condições de contorno e propriedades dos materiais utilizados. A identificação destas configurações é fundamental para a seleção das análises que deverão ser verificadas pelo método de elementos finitos (MEF), minimizando, desta forma, o número total de análises no processo de desenvolvimento do produto, melhorando a sinergia entre as etapas de projeto.

Gualda, Sanzi e Ortiz (2010) apresentam uma análise de tensão e deformação do corpo de uma válvula de esfera de 8 polegadas de diâmetro e classe de pressão 600, durante o teste hidrostático, utilizando o método dos elementos finitos. O modelo numérico foi verificado com os dados experimentais, foram inseridos *strain gages* para medição de deformação em pontos de interesse do corpo. Através dos valores de deformação obtidos pelo teste experimental foi possível validar o uso do método dos elementos finitos.

Costa (2009) fez uma análise avaliando a possível otimização de projeto de válvulas de esfera, através do estudo para determinação do torque de acionamento de válvulas de esfera industriais, bem como de vida útil de válvulas. O estudo utilizou projeto de experimentos para construção de modelos de previsão de torque e vida útil. A previsão do torque é fundamental para possibilitar a otimização do projeto de válvulas, na fase de desenvolvimento do produto. Os modelos permitiram a determinação do ajuste ótimo de

fatores como pressão, temperatura, esmagamento das sedes, torque de aperto na porca da haste e torque de acionamento desejado. Os estudos de vida útil são importantes para determinar o número de ciclos até o vazamento. Os resultados do estudo permitiram a construção de modelos de confiabilidade associado ao número de ciclos de operação, permitindo assim a avaliação e melhoria do projeto de válvulas.

Brandão (2007) desenvolve uma avaliação da compactação de superfícies rugosas com a motivação da compreensão do mecanismo de vedação metálica aplicado a válvulas de esfera de bloqueio, especialmente as submarinas. O trabalho é dividido em duas partes. Na primeira avalia-se e mede-se a superfície rugosa pelo microscópio de força atômica (AFM) e propõe-se um ajuste numérico para representação dessa superfície. Utilizando o método dos elementos finitos (FEM) analisa-se a superfície definindo a força necessária para a sua compactação. A segunda parte deste trabalho é um estudo de caso onde, após conhecido o valor da carga compressiva necessária à compactação da superfície, analisa-se o contato da região entre sede-esfera evidenciando a diferença entre sede com vedação combinada e vedação metal-metal. Conclui-se o trabalho indicando a carga necessária à compressão para cada caso e com algumas recomendações de processos de fabricação que podem favorecer a vedação metal-metal em válvulas de esfera de bloqueio.

Sanzi (2007) faz um estudo de análise de tensões utilizando o método dos elementos finitos e a aplicação da mecânica da fratura, como ferramenta de engenharia, juntamente como o conhecimento do comportamento dos materiais e da capacidade para detectar fissuras e descontinuidades a partir de ensaios não destrutivos, permitindo garantir a segurança estrutural dos componentes ao longo de sua vida útil. O estudo apresentou um procedimento de cálculo para avaliar a integridade estrutural de um componente que contém pressão e possui uma fissura superficial passante, aplica-se o código API 579, utilizando o método dos elementos finitos e a mecânica da fratura.

Através dos dados obtidos nos estudos de Euthymiou (2001), dissertação de mestrado intitulada como metodologia para testes funcionais em válvulas submarinas, foi elaborada a norma ABNT NBR 15827, que regulamenta processo de homologação de válvulas e testes de protótipos de válvulas industriais para instalações de exploração, produção, refino e transporte de produtos de petróleo.

Xue-Guan Song, *et al* (2009), estudaram as propriedades mecânicas e químicas do material CF8M através de experimentos. Uma aplicação do CF8M na esfera de uma válvula foi analisada usando o método dos elementos finitos (FEM) para avaliar a segurança

estrutural. Foi realizado um estudo de otimização contendo várias variáveis com base no método de superfície de resposta (RSM), a fim de encontrar a dimensão ótima da válvula. Os resultados mostraram que através de um método de cálculo mais eficaz, pode-se reduzir a massa da válvula.

Watkins, *et al* (1994), avaliam a capacidade de válvulas automatizadas para realizar a sua função base do projeto, geralmente a função de fechar contra um especificado fluxo de escoamento de fluido e carregamento de pressão. O artigo apresenta os resultados dos testes patrocinados pela Nuclear Regulatory Commission (Comissão Reguladora Nuclear - NRC) para avaliar o desempenho da válvula e do atuador sob diversas condições de pressão e fluidos. O estudo incluiu um exame dos métodos usados pela indústria para prever a força necessária da haste de uma válvula. Anos atrás, quando as maiorias destas válvulas foram dimensionadas e originalmente instaladas, a indústria utilizou um conjunto de equações para determinar analiticamente se os atuadores eram corretamente dimensionados para fechar as válvulas nas condições de projeto. A pesquisa identificou várias inconsistências com as equações utilizadas pela indústria para determinação da força na haste de válvula gaveta, desafiando os pressupostos demasiadamente simplista inerente à sua utilização.

2.2 VÁLVULAS

De acordo com Smith e Zappe (2004), válvulas são componentes de um sistema de condução de fluido ou de pressão utilizados tanto para controlar o escoamento de fluido como a pressão do fluido. Esta tarefa pode envolver a parada e o início do fluxo de escoamento, o controle de vazão, o desvio de fluxo, prevenção da volta de fluxo, controle de pressão ou alívio de pressão.

O controle é feito através de um elemento móvel que abre, fecha ou parcialmente obstrui uma abertura na passagem do fluido. As funções primárias das válvulas de bloqueio são bloquear o fluido de forma estanque quando fechadas e causar a mínima restrição ao fluxo quando abertas. Exemplos de válvulas usadas para essas funções são: válvulas de esfera, válvulas borboleta, válvulas de diafragma, válvulas gaveta, válvulas globo e válvulas macho (FORSMAN e MORIN, 2005).

As válvulas trabalham nas mais diferentes situações, por exemplo, podem operar em temperaturas criogênicas (-196 °C) até elevadas temperaturas (600 °C) (WEAVER, 2009). Possuem diversas características construtivas, próprias de cada tipo de aplicação, e a escolha

de um determinado tipo depende principalmente de como a mesma reúne os requerimentos operacionais para cada aplicação, não existe uma única válvula capaz de reunir todas essas características (MATHIAS, 2008).

A seleção, o tipo e o dimensionamento são pontos de vital importância e precisam ser considerados na especificação e na compra. E nos casos em que existir mais de um tipo para a mesma função, a seleção deve considerar aspectos como custo, pressão, temperatura, material, tipo de fluido, taxa de fluxo requerida pelo processo, bitola, queda de pressão permissível através da válvula, tipo de acionamento, além de limitações de espaço para instalação e operação. A experiência do usuário também deve ser considerada na hora da seleção (MATHIAS, 2008).

2.2.1 Válvula de Esfera

Segundo Zappe (1998, pg. 101), válvulas de esfera é uma espécie de válvulas do tipo macho com um elemento fechamento em forma de esfera. São geralmente classificadas como válvulas de bloqueio de fluxo, utilizadas para iniciar ou interromper o fluxo durante o processo. As válvulas de bloqueio são muito utilizadas onde o fluido deve ser desviado de uma área onde a manutenção está sendo realizada, ou em locais onde trabalhadores devem ser protegidos de potenciais riscos à segurança (SKOUSEN, 2004).

São válvulas de movimento rotativo, nas quais o obturador é uma esfera que descreve um movimento rotacional de 0° a 90° em relação ao sentido de escoamento do fluxo na tubulação, para abrir ou fechar. É o tipo mais utilizado na indústria. Tem esse nome devido ao seu obturador ser uma esfera vazada em que o fluido passa quando ela esta totalmente aberta e alinhada com a tubulação. Na posição fechada, o furo da esfera fica perpendicular ao sentido de escoamento do fluxo, bloqueando a passagem (MATHIAS, 2008).

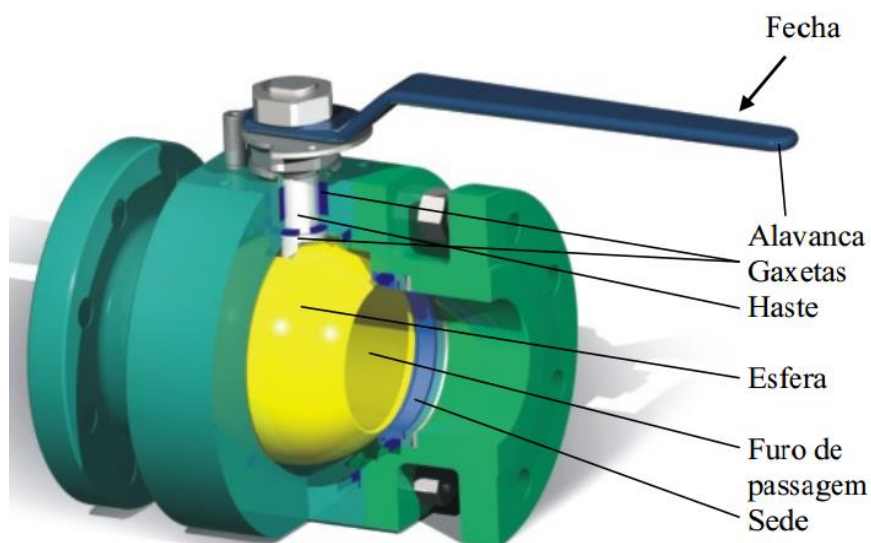
Conforme Mathias (2008, p.139-140), as principais características construtivas deste modelo de válvula são: (i) bom alcance da faixa quando utilizada para controle de fluxo; (ii) estanque nos dois sentidos quando for bidirecional; (iii) passagem plena e ausência de bolsas que proporcionam mínimo risco de entupimento; (iv) haste a prova de explosão; (v) alta capacidade de vazão com mínima perda de carga; (vi) controle de fluxo em dois estágios; (vii) construção para uso geral ou *fire-safe*.

O rating de uma válvula esfera é sempre menor que dos outros modelos, em função do *politetrafluoretileno* (PTFE) ou de outros materiais termoplásticos empregados em sua

construção, tendo assim um limite de pressão e temperatura bem inferior aos outros modelos, como por exemplo, válvulas do tipo gaveta, globo e retenção. O comportamento dos materiais de vedação das válvulas de esfera é diferente em temperaturas baixas ou elevadas do restante do corpo da válvula. As sedes tendem a se deformar quando a válvula está fechada e submetida a temperaturas elevadas. Com isso o corpo da válvula do tipo esfera quando utilizadas com sedes, gaxetas e juntas em PTFE tende a sofrer menos esforços mecânicos do que outros tipos de válvulas. As válvulas de esfera com sedes metálicas podem operar com as mesmas pressões e temperaturas que as válvulas do tipo gaveta, porém neste caso, é necessário que a junta de vedação do corpo e tampa quanto às gaxetas sejam adequadas para essa temperatura (MATHIAS, 2008).

Válvulas de esfera são da família denominada um quarto de volta. São válvulas que abrem pelo giro da haste que é fixada à esfera. A esfera tem um furo de passagem em seu centro, de forma que quando a passagem estiver alinhada com ambas as extremidades da válvula, o escoamento ocorre, conforme ilustrado pela Figura 2.1.

Figura 2.1 – Principais componentes de uma válvula esfera



Fonte: Costa (2009)

Quando a válvula está na posição fechada, o furo de passagem está perpendicular às extremidades da válvula, e o escoamento é bloqueado. O acionamento, ou operação da válvula é caracterizado pelo movimento da esfera da posição aberta para a fechada, ou da posição fechada para a aberta. Um ciclo completo é caracterizado pelo movimento da esfera da posição aberta para a fechada, retornando à posição inicial, ou da posição fechada para a aberta, retornando à posição inicial (BENAC e PAGE, 2001).

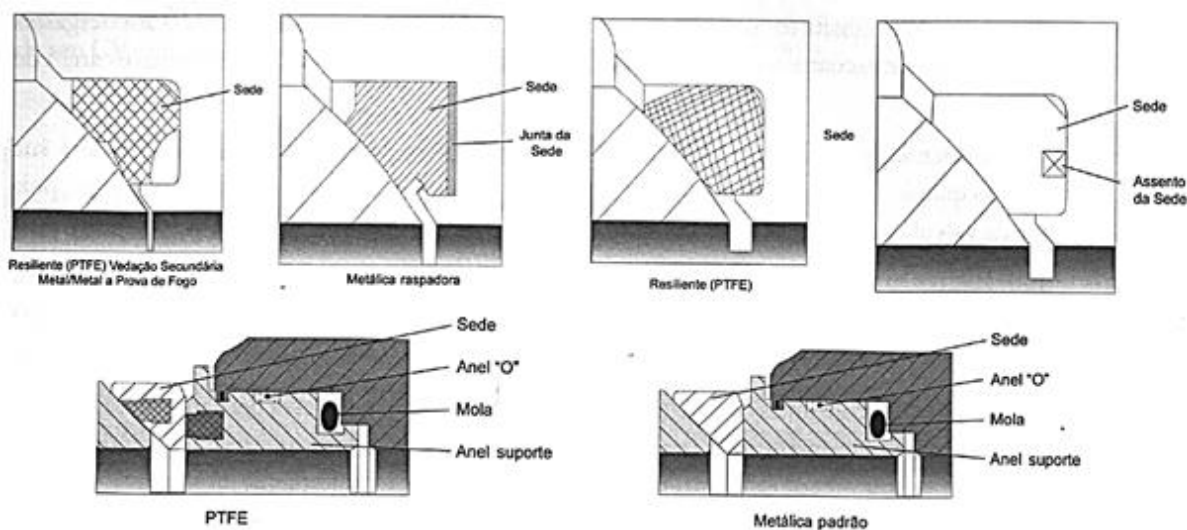
A estanqueidade, entre as extremidades e a esfera, obtém-se pelo contato das sedes com a esfera. A precisão na superfície de contato da sede com a esfera é o principal problema para assegurar a estanqueidade da junção (FIRKIN e MATVEEV, 2000). Mínimas imperfeições na esfera ou sedes podem criar caminhos para o vazamento do fluido. Para assegurar que não haja nenhum vazamento, tanto em altas como em baixas pressões, é necessário que exista uma tensão de contato entre a esfera e as sedes. O método de montagem deve envolver o carregamento incremental e alternado das sedes, tornando a válvula estanque e eliminando as rejeições (KLIMOV, KONOVALOV e KARYAKIN, 2000). Neste sentido, as sedes sofrem pequenas deformações, copiando assim as irregularidades e imperfeições da esfera e impedindo que ocorra o vazamento do fluido.

Para aplicações com pressões e temperaturas elevadas e não suportadas por sedes resilientes, as válvulas de esfera podem ser construídas com sedes metálicas (MATHIAS, 2008). A tensão de contato necessária para que a sedes copiem as imperfeições da esfera depende do tipo de material utilizado nas sedes, sendo que para uma sede de material polimérico a tensão de contato é muito menor do que para uma sede do tipo metal-metal. Entretanto, uma maior tensão de contato nos elementos de vedação, ocasionará um torque de acionamento maior.

A superfície de vedação das sedes em contato com a esfera pode ser projetada com o mesmo raio da esfera ou em ângulo. A vantagem do assentamento da superfície em raio, é que por ser o raio da superfície de vedação da sede igual ao da esfera, o desgaste é menor, porém por ter uma área de contato maior, possui também um torque operacional maior. Outra vantagem é que a centralização da esfera com a sede é maior, aumentando a vida útil da vedação, pois reduz o desgaste operacional. Quando a face de assentamento da sede é em ângulo, uma área de contato menor reduz o torque e melhora a vedação. Uma superfície de vedação é em ângulo exige uma pressão diferencial menor para que uma vedação estanque seja obtida. A desvantagem deste projeto é um desgaste maior e a tendência de o desgaste aumentar a área de contato sobre a pista de vedação, alterando o ângulo de contato (ZAPPE 1998; MATHIAS, 2008).

A Figura 2.2, apresenta exemplos de diferentes tipos de anéis de vedação e sedes de válvulas de esfera do tipo *trunnion*.

Figura 2.2 – Diferentes tipo de anéis de vedação e sede de válvulas de esfera do tipo *trunion*

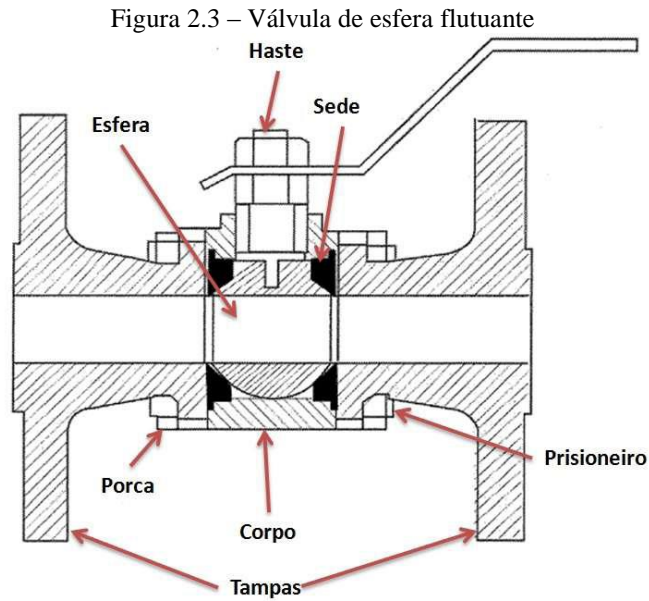


Fonte: Mathias (2008)

No final da linha de produção, os testes de estanqueidade são feitos para garantir que nenhuma válvula chegue ao consumidor final com vazamentos. Alguns dos objetivos dos testes de aceitação de fábrica de válvulas são; (i) verificar a integridade estrutural dos principais componentes estruturais (corpo e tampa); avaliar-se o produto tem capacidade de vedação; (iii) verificar se o torque de acionamento está corretamente dimensionado (COSTA, 2009).

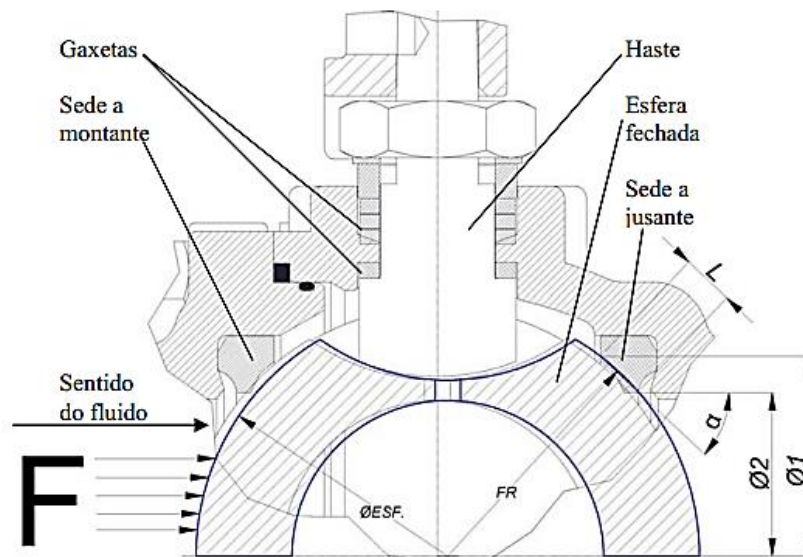
2.2.2 Válvula de Esfera Flutuante

Segundo Mathias (2008, p. 139), a válvula de esfera flutuante é um modelo de válvula muito empregado em tubulações para interromper ou permitir a passagem de fluídos. É uma válvula de movimento rotativo, na qual o obturador é uma esfera que descreve um movimento rotacional de 0° a 90° em relação ao sentido de escoamento do fluxo na tubulação, para abrir ou fechar. A força de vedação é gerada pela diferença de pressão entre montante e jusante, a qual pressiona a esfera contra a sede a jusante. A Figura 2.3, ilustra os principais componentes de válvula de esfera flutuante.



Em válvulas de esfera flutuante, a vedação se dá pelo deslocamento da esfera, conforme ilustrado pela Figura 2.4.

Figura 2.4 – Desenho esquemático do funcionamento do sistema de vedação da válvula de esfera flutuante



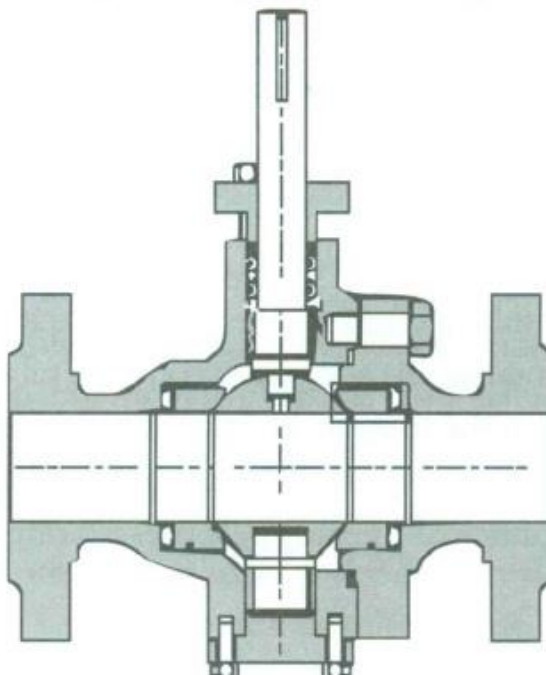
Entretanto, para que ocorra vedação em baixa pressão, é necessária uma tensão mínima residual (TRM) entre as sedes e a esfera. A TRM garante que as sedes se deformarão contra a esfera, promovendo uma vedação inicial. Com a esfera na posição fechada, a força exercida pela pressão do fluido, faz com que a esfera se desloque “flutue” na direção da sede de saída “jusante” da válvula. Quanto maior a pressão do fluido na entrada “montante” da válvula, maior é a pressão de contato na pista de vedação e, conseqüentemente maior é a

tensão sobre a esfera. Caso a TRM seja insuficiente para garantir essa vedação inicial, e a pressão do fluido seja baixa, o fluido poderá simplesmente contornar a esfera, atravessando a válvula, o que constitui um vazamento. A TRM baixa pode ter sido causada por carga excessiva da esfera contra a sede à jusante, ou repetição dessa carga, ou temperatura excessiva, ou tempo de permanência da carga excessivo ou ainda pelo desgaste natural das sedes com o uso em operação (KLIMOV, KONOVALOV e KARYAKIN, 2000).

2.2.3 Válvula de Esfera *Trunnion*

De acordo com Mathias (2008, p. 159), as válvulas com montagem *trunnion* superam os dois problemas mais comuns encontrados nas válvulas com esfera tipo flutuante ou integral, o alto torque operacional e o desgaste do anel da sede a jusante. Enquanto nos modelos esfera flutuante e esfera integral a pressão a montante desloca a esfera contra o anel a jusante, no projeto *trunnion*, um eixo superior e outro inferior impedem esse movimento, reduzindo a influência que a pressão do fluido exerce sobre o torque operacional da válvula e o desgaste do anel de vedação. Além do eixo superior, um eixo inferior também impede o deslocamento axial da esfera, suportando as cargas dinâmicas do fluido sobre esta, além de reduzir seu torque e o desgaste sobre os anéis de vedação e gaxetas. A Figura 2.5, ilustra uma válvula de esfera do tipo *trunnion*.

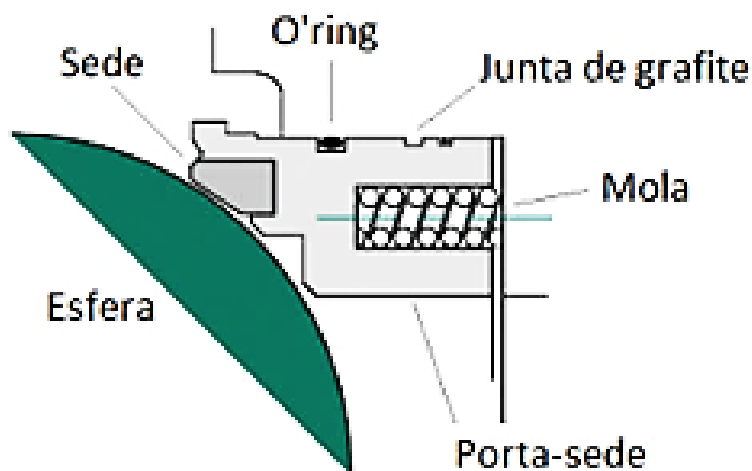
Figura 2.5 – Válvula de esfera do tipo *trunnion*



Fonte: Mathias (2008)

As válvulas de esfera mancalizada (tipo *trunnion*) possuem duas sedes auto ativantes, cada uma pode vedar à montante da válvula e ambas podem vedar se forem pressurizadas em ambas as extremidades, no sentido da extremidade para cavidade da válvula. Os principais elementos que compõe o sistema de vedação de válvulas de esfera do tipo *trunnion* são mostrados na Figura 2.6.

Figura 2.6 – Principais componentes do sistema de vedação de válvula de esfera do tipo *trunnion*



Fonte: Elaborado pelo autor

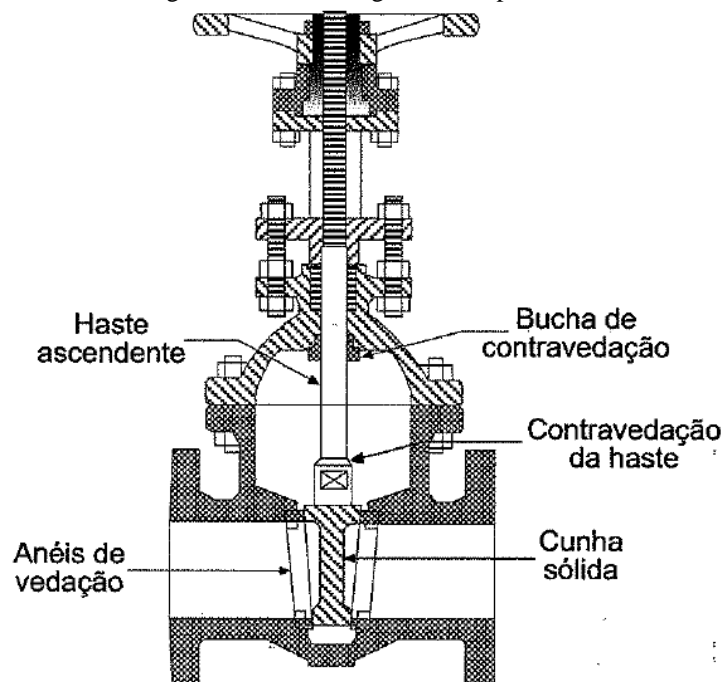
O componente porta-sede possui molas na face oposta à superfície de vedação. A principal função das molas é garantir uma pressão de contato inicial sobre a superfície de vedação entre sede e a esfera, de modo a garantir vedação em baixa pressão, em alta pressão a vedação é garantida pela pressão diferencial e as molas apresentam pouca contribuição. A força das molas, somada a força gerada pela pressão interna, desloca o porta-sede contra a esfera, proporcionando uma tensão de contato sobre a pista de vedação e conseqüentemente a estanqueidade entre sede e esfera. Quanto maior a pressão interna maior é a força e, assim maior é a pressão de contato sobre a pista de vedação (MATHIAS, 2008).

As diferentes formas de pressurização caracterizam a versatilidade e os diversos tipos de funcionalidade das válvulas de esfera do tipo *trunnion*. Entre as diversas configurações de funcionalidade, destacamos: duplo bloqueio (DBB), pistão simples efeito (SPE), pistão duplo efeito (DPE) e válvula com dupla barreira de vedação e alívio de pressão na cavidade (DIB). Uma compressão clara entre as semelhanças e diferenças dos conceitos envolvidos entre as diferentes configurações de funcionalidades, é necessária para projetar sistemas de tubulação e válvulas (JEFF, 2011).

2.2.4 Válvula Gaveta

De acordo com Mathias (2008, p. 45), as válvulas gaveta são as válvulas de bloqueio de maior utilização na indústria, sendo as mais eficientes e simples para o escoamento de fluidos sob altas pressões e temperaturas. Oferecem mínima resistência ao escoamento, pois a gaveta fica completamente fora da corrente de fluxo quando está totalmente aberta. Como possuem espaços mortos na parte inferior do corpo e na parte superior do castelo, não são apropriadas para serviços com fluidos lamacentos, viscosos, cristalizáveis ou com alto teor de sólidos em suspensão, pois poderiam impedir a abertura ou o fechamento completo. O bloqueio do fluxo ocorre por duas ações simultâneas, ou seja, ao mesmo tempo em que a gaveta interrompe a passagem do fluido recebendo a força exercida pela pressão a montante, ela também recebe uma força exercida sobre ambas as sedes produzida pelo volante ou atuador quando este movimentar a haste. A Figura 2.7, ilustra os principais componentes de uma válvula gaveta do tipo cunha.

Figura 2.7 – Válvula gaveta do tipo cunha

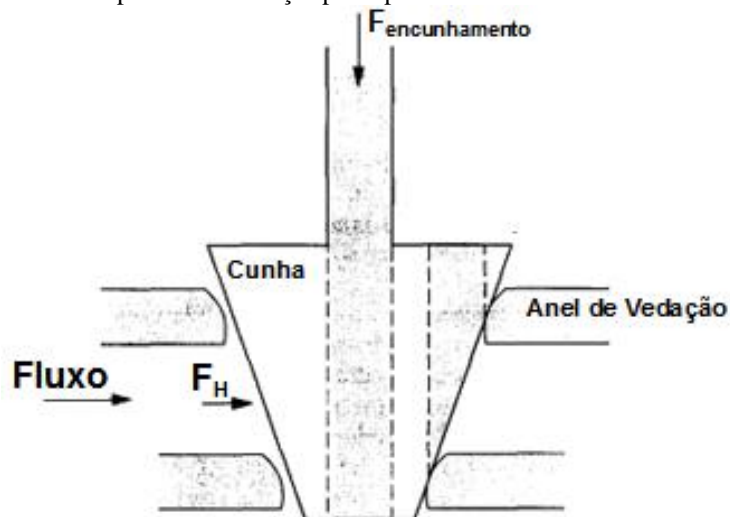


Fonte: Mathias (2008)

A finalidade da cunha é a introdução de uma elevada carga suplementar de vedação, permitindo a vedação na interface cunha/sede não somente em altas pressões, mas também em baixas pressões (ZAPPE, 1998). Desconsiderando as forças de atrito, basicamente a existência de duas componentes de forças principais agindo sobre o elemento de vedação (cunha/anel

sede), uma força horizontal e uma vertical. A força horizontal (F_H) é concebida pela pressão interna a montante (Lado A) da válvula. Quando a montante da válvula (Lado A) é pressurizada o fluxo de fluido gera um pequeno deslocamento da cunha no sentido do anel sede a jusante (Lado B) formando uma área de contato (WATKINS, 1994), conforme ilustrado na Figura 2.8.

Figura 2.8 – Componentes de forças principais atuantes nos elementos de vedação



Fonte: Adaptado Watkins (1994)

O ponto de contato pode ser definido como o diâmetro médio da superfície a jusante (Lado B). Vale lembrar, que o diâmetro de contato pode variar dependendo das características específicas de cada projeto. A força mencionada representa somente a componente de força horizontal agindo sobre o elemento de vedação e provê uma boa estimativa da componente de força horizontal que age sobre a área de vedação e que frequentemente é utilizada para determinar a pressão de contato sobre a superfície de vedação, considerando somente o efeito da pressão interna do fluido. O elemento de vedação cunha/anel sede tem um pequeno ângulo de inclinação, geralmente em torno de 5° e a área resultante de contato é uma área elíptica na qual a pressão age sobre o elemento de vedação (WATKINS, 1994).

A principal força vertical ($F_{\text{encunhamento}}$) é devido ao encunhamento e representa a força entregue ao elemento de vedação para que ocorra vedação quando a válvula é submetida à pressão diferencial. O elemento de vedação é acionado através da haste de acionamento, que geralmente é um parafuso de potência, sendo o movimento da haste, um movimento de translação. O torque de acionamento é gerado pelo operador em caso de acionamento manual ou através de um atuador mecânico, elétrico ou hidráulico em aplicações que exigem torques elevados de acionamento.

2.3 DADOS DE FALHAS EM VÁLVULAS

Para muitos equipamentos mecânicos utilizados na indústria do petróleo, é importante a identificação de sua confiabilidade ao longo do tempo ou simplesmente de sua vida útil.

Dentre as numerosas iniciativas que foram adotadas pela indústria para a identificação das taxas de falha, segundo Langseth (2004) desde o início da década de 80 a organização escandinava SINTEF elaborou estudos de catalogação de mais 33.000 falhas, em mais de 24.000 equipamentos usados em instalações marítimas (*offshore*), que resultou no manual “*Offshore Reliability Data Handbook*”, conhecido também como manual do “OREDA”. Os dados de cada tipo de equipamento são apresentados no OREDA segundo uma taxonomia específica (ANÔNIMO, 2002).

As taxas de falha identificadas para equipamentos são classificadas em função do grau de severidade da falha, como falhas críticas, degradadas, incipientes ou desconhecidas. Uma falha crítica é aquela que causa perda completa e imediata da capacidade de um sistema de fornecimento de sua função. Uma falha de degradação é aquele que não suspende toda a função, mas compromete sua função. Falhas incipientes não têm efeito imediato sobre a função (LANGSETH, 2004).

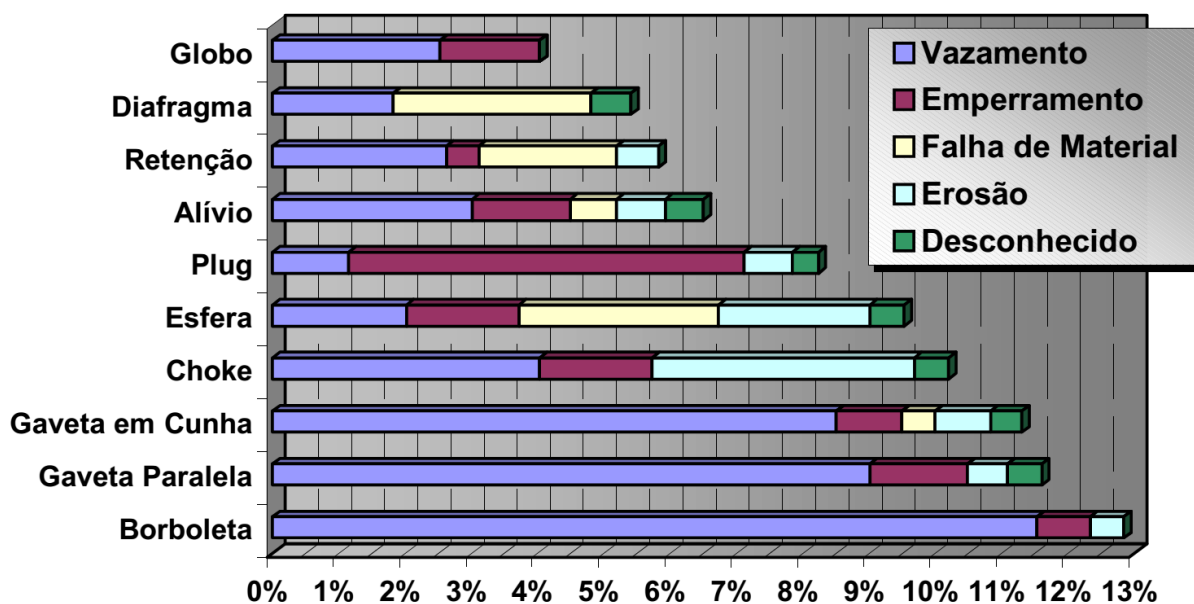
No caso de válvulas de bloqueio usadas em equipamentos *onshore* e *offshore*, os modos de falha críticos mais comuns de ocorrer são Falhar ao comando de fechar, falhar ao comando de abrir, travamentos intermitentes ou vazamentos. Conforme os dados apresentados pelo manual OREDA, também a um número significativo da ocorrência de falhas relacionada à deficiência estrutural (ANÔNIMO, 2002).

Segundo Ouchet (1993 *apud* Euthymíou, 2013)² uma pesquisa realizada por diversas empresas incluindo a British Petroleum, apresentada numa conferência internacional em 1988, indica que os vazamentos e o emperramento são os dois problemas mais comuns em válvulas. Análises desta pesquisa demonstraram que cerca de 10% das quase 250.000 válvulas estudadas reportaram problemas significativos em serviço.

O gráfico da Figura 2.9, ilustra a distribuição de defeitos associados para cada tipo de válvula.

² OUCHET, L., **Reliability Modeling of Subsea Gate Valves**. Tese de M.Sc., Cranfield Institute of Technology, Reino Unido, 1993. *apud* EUTHYMIÓU.

Figura 2.9 – Porcentagem de problemas associados com cada tipo de válvula
Porcentagem de Válvulas com Problemas e Natureza de Cada Problema - População de 250.000 Válvulas



Fonte: OUCHET (1993 *apud* Euthymíou, 2013)²

Segundo dados do estudo, vazamento foi o problema mais comum encontrado nas válvulas de bloqueio.

A Tabela 1, ilustra o cenário encontrado, podendo-se constatar que as válvulas tipo gaveta e esfera são as que apresentam maior porcentagem de problemas.

Tabela 1 – Resultados da Pesquisa com cerca de 250.000 Válvulas

Tipo de Válvula	Representação dentro da População Pesquisada	Proporção deste Tipo de Válvula com Problemas
Gaveta tipo Cunha	50%	10%
Esfera	23%	9%
Segurança	9%	6,5%
Globo	7%	3,5%
Retenção	6%	6,3%
Gaveta Paralela	5%	10,8%

Fonte: OUCHET (1993 *apud* Euthymíou, 2013)²

² OUCHET, L., **Reliability Modeling of Subsea Gate Valves**. Tese de M.Sc., Cranfield Institute of Technology, Reino Unido, 1993. *apud* EUTHYMÍOU.

Conforme Grove *et al* (1994 *apud* Costa, 2009)³, 35% das falhas em válvulas ocorrem devido a vazamentos para o meio ambiente, 34% são devidas a vazamentos pela passagem da válvula, 9% ocorrem devido à válvula não fechar, 8% ocorrem por a válvula não operar conforme requerido, 6% ocorrem devido à válvula não abrir e 8% das falhas ocorrem por outros motivos. De acordo com Cort (1994 *apud* Euthymíou, 2013)⁴, as causas de falhas em equipamentos de petróleo podem ser classificadas como:

- a. Defeitos de Fabricação:** Quando o equipamento foi fabricado ou reparado num nível de qualidade que não está de acordo com as especificações de fabricação/projeto.
- b. Defeitos de Projeto:** Quando o projeto não é adequado com as premissas e condições reais de operação e/ou ambientais (externas e/ou internas).
- c. Defeitos de Informação:** Quando há informação inadequada ou falta de informação que leve o equipamento a ser instalado, operado ou sofrer manutenção de forma incompatível com a especificação original do fabricante.

A Tabela 2, apresenta o levantamento da distribuição das falhas conforme esta classificação de defeitos, sendo que os defeitos de informação podem ser oriundos tanto das fases de montagem em fábrica do produto, como de seu uso, operação ou manutenção incompatível com as especificações do projeto, levando à sua falha.

Tabela 2 – Estimativo de Distribuição das Falhas

Defeitos de Fabricação	20%
Defeitos de Projeto	40%
Defeitos de Informação	40%

Fonte: CORT (1994 *apud* Euthymíou, 2013)⁴

³GROVE, EDWARD; DIBIASIO, ADELE; CARONARO, JOSEPH. **Preliminary Assessment of Valve Ist Effectiveness**. ASME/NRC Symposium On Valve And Pump Testing. Brookhaven National Laboratory, Upton, New York, 1994. *apud* COSTA.

⁴CORT, A. Safety and Reliability Analysis of Subsea production Equipment: Current Practice and Future Potential. **Subsea International Conference**, 1994. *apud* EUTHYMÍOU.

Segundo Peters (2003), a *Divisão Offshore Safety* (OSD) do *National Engineering Laboratory* (NEL) realizou no período de dezembro de 1993 a novembro de 2000 um estudo sobre os problemas que ocorrem com válvulas nas atividades de exploração e produção da indústria offshore de petróleo e gás. O estudo identifica um número muito grande de tipos de válvulas usadas pela indústria, e relata frequentes problemas e falhas em válvulas. O estudo foi realizado em três etapas distintas, na primeira etapa tinha disponível um conjunto de dados com 250 válvulas de instalações *offshore*, na segunda etapa com 41 válvulas de um banco de dados de operadores na qual rastreia todos os problemas que causam perdas ou interrupção em qualquer um dos sistemas de produção. O terceiro conjunto de dados contém 1900 válvulas de um determinado operador, referentes a campos e sistemas de produção.

A primeira etapa do estudo aponta que projeto de válvula com defeito é identificado como responsável por 25% de todos os incidentes de válvulas. Em válvulas de bloqueio este índice é mais elevado chegando a 40%, seguido em menor proporção em válvulas de controle, válvulas de alívio e, por último, válvulas de retenção. Este tipo de defeito ocorre em maior número em válvula com diâmetro de passagem acima de 275mm. Na segunda etapa foram identificados problemas como falhar para operar em 43%, o não funcionamento correto em 19%, dificuldade de operar em 17%, e surpreendentemente vazamento excessivo na sede apareceu em apenas 14% de todos os incidentes ocorridos em válvulas. Na terceira e última etapa o maior problema de foi identificado no obturador/sede em 76%, seguido depois por corrosão 9% nesta percentagem também podem ser incluídos alguns problemas de erosão, e finalmente em 7% foram identificados problemas na região do flange do castelo (PETERS, 2003).

O estudo realizado pelo PROMINP (2008) aponta que, em muitas empresas, os projetos estruturados de engenharia são frequentemente substituídos pela cópia, por meio de engenharia reversa, de produtos adquiridos de outros fabricantes. As normas que entraram em vigor recentemente, como por exemplo, a ABNT NBR 15827, tem como principal finalidade melhorar a qualidade de projeto e a confiabilidade de válvulas industriais para instalações de exploração, refino e transporte de produtos de petróleo. As exigências normativas concentram esforços principalmente sobre a etapa de projeto e de testes.

2.4 NORMAS DE PROJETOS E QUALIFICAÇÃO DE PROJETO DE VÁLVULA

Uma norma de projeto representa um conjunto coerente de premissas, relacionando critérios de cálculo, coeficientes de segurança, padronização e especificação de materiais, detalhes de fabricação e inspeção (DONATO, 2003).

No Brasil o processo de homologação de válvulas industriais para instalações de exploração, refino e transporte de produtos de petróleo é regulamentado pela norma ABNT NBR 15827:2014 e Portaria INMETRO Nº 272/2011 no que tange a requisitos de projeto e ensaio de protótipo. Para aplicação da mesma é necessário o entendimento de outras normas internacionais, tais como: API 6D, ASME B16.34, ASME VIII Divisão 2, etc.

No caso da válvula de esfera para aplicação submarina em lâmina d'água de até 2000 metros os requisitos mínimos para homologação de projeto e de fabricação é estabelecido pela especificação técnica ET-3500.00-1510-224-PPC-001. A qualificação de projeto e requisitos de testes de válvula esfera submarina do tipo esfera com atuadores hidráulicos ou com caixa de redução para atuação manual ou ROV a serem usadas em águas rasas, profundas e ultra profunda, bem como os critérios de aceitação dos testes são estabelecidos pela ET-3500.00-1510-224-PPC-002.

2.4.1 Norma ABNT NBR 15827:2014

Esta Norma estabelece os requisitos para projetos e ensaios de protótipos de válvulas industriais tipos gaveta, esfera, globo, retenção, macho e borboleta, nas classes de pressão utilizadas nas instalações de exploração, produção, refino e transporte de produtos de petróleo. O Capítulo 6 da norma ABNT NBR 15827:2014 estabelece os requisitos específicos de projeto, dentre os quais se destacam:

- a. Item 6.2.1:** O fabricante deve apresentar memória de cálculo da válvula ou do conjunto válvula-redutor (quando aplicável), comprovando o atendimento à ASME B16.34 e respectivos padrões construtivos. A memória de cálculo da válvula deve incluir análise das tensões e deformações resultantes, por cálculos analíticos e/ou modelos de elementos finitos, abrangendo o cálculo dos componentes críticos, como corpo, tampa, haste e elementos de fixação, assim como o cálculo das pressões das sedes sobre o obturador;

- b. Item 6.2.1.1:** Considerar como parâmetros de entrada as temperaturas ambientes, máxima e mínima, e na correspondente pressão máxima de trabalho, conforme ASME B16.34;
- c. Item 6.2.1.3:** Os critérios de análise de tensões e tensões admissíveis devem ser conforme Código ASME Section VIII Division 2, exceto para o sistema de acionamento, cujas tensões devem ser limitadas a 67 % das tensões de escoamento do Código ASME Section II, Part D; e as tensões de cisalhamento, torção e compressão não podem exceder ao limite especificado no Código ASME Section VIII, Division 2, Part AD-132;
- d. Item 6.2.2:** Realizar estudo completo de folgas e tolerâncias, abrangendo condições de carregamento interno e influência da temperatura (ambiente, máxima e mínima);
- e. Item 6.2.7:** O projeto de válvulas de retenção, globo e borboleta deve considerar estudo de mecânica dos fluidos, para líquidos e gases, que inclua a apresentação da curva de perdas de carga e do coeficiente de vazão, assim como evidências do comportamento estável dentro da faixa de vazão para válvula de retenção. A análise fluido-dinâmica pode ser realizada através de simulação computacional (CFD) ou comprovação experimental.

2.4.2 ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS ET-3500.00-1510-224-PPC-00 e ET-3500.00-1510-224-PPC-002

Ao contrário da norma ABNT NBR 15827:2014 as especificações técnicas (ET) mencionadas acima não possuem requisitos específicos para análise da integridade estrutural de válvulas de esfera para aplicação submarina. A ET-3500.00-1510-224-PPC-001 menciona que devem ser atendidos os requisitos da norma ISO 13628-4 quando os mesmos não forem especificados na especificação técnica (ET) em questão.

O item 5.1.5 da ET-3500.00-1510-224-PPC-001 (2008, p. 9), menciona que a válvula de esfera para aplicação submarina deve ser dimensionada para operar e vedar nas seguintes condições.

- i.** Alta pressão interna: pressão equivalente à pressão máxima de trabalho de acordo com a classe de pressão da válvula;
- ii.** Baixa pressão interna: pressão equivalente a 100 psi;
- iii.** Operar sob alta pressão interna: capacidade de vedar com baixas e com altas pressões diferenciais;
- iv.** Operar sob baixa pressão interna: capacidade de vedar com baixa pressão diferencial.

Considerando todas essas possibilidades de operação uma válvula com as características de funcionamento citadas acima pode chegar a aproximadamente 42 combinações de análise. O estudo de Silva (2011) menciona que com quatro combinações de análise é possível obter um mapeamento completo das tensões em todo o conjunto. Devido ao elevado custo computacional em realizar todas as 42 possíveis combinações de análises, por intermédio do modelo de análise de tensões, e com a finalidade reduzir o tempo de preparação das análises e o tempo de simulação, serão realizadas cinco combinações de análises de tensões, que representam as condições mais críticas de operação e teste.

2.4.3 Norma API SPEC 6D

Esta Norma especifica requisitos e fornece recomendações para a concepção, fabricação, testes e documentação de válvula do tipo esfera, retenção, gaveta e macho “plug”. Os requisitos desta norma, não são aplicáveis para projeto de válvula submarina.

No item 7 que menciona os requisitos de projeto a norma API 6D estabelece que, o projeto e cálculos dos elementos que contém pressão devem estar em conformidade com um código de projeto internacionalmente reconhecido ou padrão com consideração para cargas de tubulação, forças operacionais, etc. A escolha de Norma deve ser feita por acordo (cliente e

fabricante). Cita como exemplos de códigos internacionalmente reconhecidos a norma ASME VIII Divisão 1 ou Divisão 2 e ASME B16.34.

2.4.4 Norma ASME B16.34

Esta norma aplica-se para construção de novas válvulas e cobre os seguintes itens, rating pressão-temperatura, dimensões como especificação do diâmetro interno mínimo de passagem e espessura de parede, dimensionamento de prisioneiros, tolerâncias, materiais, requisitos para ensaios não destrutivos e alguns requisitos de testes, como por exemplo, pressão de teste hidrostático e tempo de duração do teste. É uma das normas mais utilizadas para dimensionamento de válvulas.

2.4.5 Norma ASME VIII – Divisão 2

O código ASME foi criado em 1911, ainda como Comitê de Caldeiras do ASME, com a publicação da primeira edição do Código em 1914-1915, exclusivamente para caldeiras estacionárias (Seção I). Em 1924 seria publicada a Seção VIII, referente a vasos de pressão não sujeitos a chama (TELLES, 1996).

Até a década de 60 os códigos eram baseados em critérios ditados pela experiência, pouca base teórica e mecanismos de falha mais simples. Era exigido apenas que a espessura do equipamento fosse capaz de suportar a tensão máxima atuante e que o material fosse suficientemente dúctil, de forma a acomodar, sem riscos imediatos, tensões de pico e tensões geradas em regiões de descontinuidade geométricas (MENDONÇA, 2011).

O ASME Seção VIII Divisão 2 teve sua primeira edição em 1968 e pela primeira vez foi incorporado um outro tipo de critério de projeto:

- i.** Projeto por norma (já existente nos anos anteriores): Emprega soluções analíticas consagradas para o dimensionamento de vasos com detalhes padronizados para a geometria dos componentes (casco, tampo, bocais, etc.);
- ii.** Projeto por análise: Inclui componentes com geometrias e/ou carregamentos não convencionais, onde o dimensionamento depende de uma análise e classificação das tensões atuantes e comparação com valores admissíveis.

Importante ressaltar o código ASME VIII Divisão 2 não contempla válvulas em seu escopo, entretanto, as principais normas de válvulas referenciam os critérios de análise de tensões e tensões admissíveis devem ser conforme Código ASME Seção VIII Divisão 2. Vale destacar, que não há literatura e normas técnicas que especifiquem procedimentos e regras para análise de tensões em válvulas.

2.4.5.1 Projeto por Análise

A filosofia do projeto por análise se originou na década de 60, nos Estados Unidos. A motivação se deu inicialmente, pela necessidade de trabalho em projetos mais detalhados e sofisticados, conduzidos para a indústria nuclear. Havia muitos tipos característicos de vasos de pressão não previstos nem cobertos pelos métodos existentes nos códigos disponíveis da época (SPENCE e TOOTH, 1994). Entretanto, houve uma grande demanda de investimentos no aprofundamento do estudo de metodologias de análise de tensões.

Essencialmente, o projeto por análise é baseado na ideia de que, se uma análise de tensões adequada pode ser conduzida, com isso pode ser efetuada uma melhor avaliação e, conseqüentemente, um projeto mais otimizado pode ser obtido. Isto evita a utilização da abordagem mais usual do projeto por norma, que é mais conservadora (SPENCE e TOOTH, 1994).

O capítulo 5 do código ASME VIII Divisão 2 define os parâmetros de projeto por meio da análise de requisitos. O uso de um procedimento detalhado de projeto fornece os resultados a partir de análise de tensões para avaliar componentes contra colapso plástico, falha local, flambagem e carregamento cíclico. Também são fornecidos requerimentos suplementares para análise de parafusos. Resultados a partir de análise de tensão experimental e avaliação pela mecânica da fratura também são procedimento usados para análise de projetos.

No projeto por análise um número maior de modos de falha possíveis é considerado na abordagem utilizada. Há o estabelecimento mais racional das margens de segurança, considerando os modos de falha, e uma análise mais detalhada das tensões, levando a uma maior economia. O projeto por análise vincula os limites das tensões com alguns dos modos de falha que se pretende evitar. Neste caso, o projeto é feito por meio da análise dos componentes, e leva ao conceito de análise detalhada de tensões, com a separação e

classificação das tensões em parcelas de membrana e de flexão (como as que aparecem nas análises das descontinuidades em cascas) e nas categorias primária, secundária e de pico.

A norma ASME VIII Divisão 2 (2011a, p5-5) fornece três métodos de avaliação para proteger contra o colapso plástico, conforme descritos abaixo.

- a. Método Análise Elástica de Tensões:** Tensões são calculadas utilizando análise elástica de tensões e classificada dentro de categorias, sendo limitados por valores admissíveis conservadores, assim estabelece que o colapso plástico não ocorra;
- b. Método de Carga Limite:** Um cálculo é realizado para determinar a menor carga limite de um componente. A carga admissível no componente é estabelecida pela aplicação de fatores de projeto a carga limite, assim de modo que uma deformação plástica bruta “*deformation plastic gross*” (colapso plástico) não ocorra;
- c. Método de Análise de Tensões Elasto-Plástica:** Uma carga de colapso é derivada a partir de uma análise elasto-plástica considerando a aplicação da carga e a deformação característica do componente. A carga admissível do componente é estabelecida pela aplicação de fatores de projeto para a carga de colapso plástico.

Para componentes com geometria complexa e/ou carregamentos complexos, a categorização de tensões (Análise Elástica de Tensões) requer significativo conhecimento e capacidade crítica de engenheiros e projetistas de válvulas. Isto é, sobretudo verdadeiro para campos de tensões tridimensionais. A aplicação do método de carga limite ou método de análise de tensões elasto-plástica é recomendado para casos onde processo de categorização de tensões permite produzir resultados ambíguos.

2.4.5.1.1 Método de Análise de Tensões Elásticas

O principal critério para a aprovação de um projeto é a exigência de que as tensões resultantes dos carregamentos aplicados no vaso, nas condições de projeto, não ultrapassem os limites admissíveis descritos no item 5.2.2 da referida norma (ASME SEÇÃO VIII DIVISÃO 2, 2011a).

Para a comparação das tensões com os limites admissíveis, a norma ASME Seção VIII Divisão 2 (2011a, p.5-7), descreve um procedimento de classificação de tensões, onde cada categoria de tensão possui um limite admissível específico.

Os tipos de tensões que a norma descreve são os seguintes:

- Tensão Primária de Membrana Geral (P_m);
- Tensão Primária de Membrana Local (P_L);
- Tensão Primária de Membrana mais Tensão Primária de Flexão ($P_L + P_b$);
- Tensão Primária mais Secundária ($P_L + P_b + Q$);
- Tensão de Pico ($P_L + P_b + Q + F$).

Para cada tipo de tensão deverá ser obtida uma tensão equivalente, através do critério de falha da energia de distorção máxima (von Misses) e esta deverá ser comparada com o limite admissível aplicável.

Na Tabela 3, são descritos os limites admissíveis para cada um dos tipos de tensões descritos na norma.

Tabela 3 – Limites admissíveis para cada tipo de tensão

Tipo de Tensão	Limite Admissível
P_m	S
P_L	$1,5S$
$P_L + P_b$	$1,5S$
$P_L + P_b + Q$	S_{PS}
$P_L + P_b + Q + F$	S_a

Fonte: Adaptado ASME VIII , Divisão 2 (2011a)

Onde S é a tensão admissível básica para o material do componente sob análise em uma determinada temperatura de consideração.

No Código ASME, os limites às categorias de tensões foram colocados em função de (S), que é o valor admissível para (P_m). O valor de (S) varia em cada material, de acordo com as suas propriedades de ductilidade e encruamento (S) pode também ser função do limite de ruptura do material (S_u). S_{PS} é o maior valor entre:

- i. Três vezes a média dos valores de S tabulados para o material para as temperaturas máximas e mínimas do ciclo operacional;
- ii. Duas vezes o valor médio de S_y tabulado para o material para as temperaturas máximas e mínimas do ciclo operacional, exceto (i) acima se a razão, à temperatura ambiente, da tensão de escoamento sobre a tensão limite de resistência à tração ultrapassar 0,7.

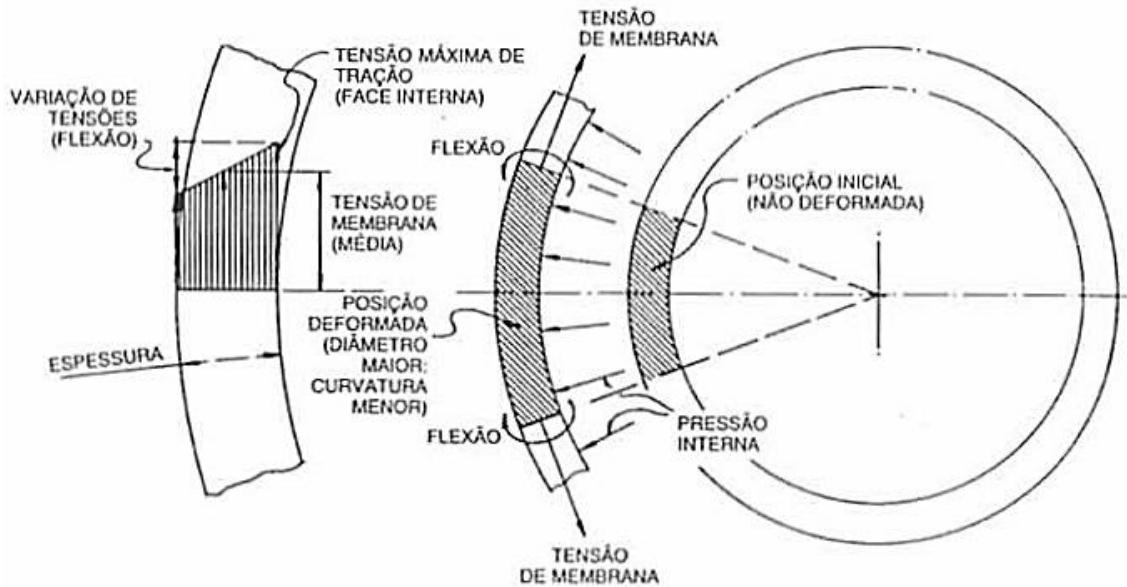
S_a é obtida através das curvas de fadiga do Anexo 5.F. As Tensões de Pico não são analisadas pelo Capítulo 5 do código (ASME SEÇÃO VIII DIVISÃO 2, 2011a).

Tensão primária, conforme definido pelo ASME, é basicamente uma tensão normal ou de cisalhamento que é necessária para satisfazer as leis de equilíbrio das forças e momentos (internos e externos) devido ao carregamento do sistema. A principal característica da tensão primária é que ela não é auto-limitante. Casos comuns de tensões primárias são aquelas derivadas do carregamento de pressão, do peso próprio, do vento, etc. Tensões primárias que ultrapassem o valor do escoamento do material podem ocasionar grandes deformações e até o colapso da estrutura (ASME SEÇÃO VIII DIVISÃO 2, 2011a).

Segundo Telles (1996), as tensões primárias normais podem ser de membrana ou de flexão. A tensão de membrana é a componente da tensão primária que é constante ao longo de toda a espessura do vaso. É, portanto o valor que se obtém para essa tensão quando se considera no cálculo, a espessura do vaso como sendo nula. Quando a espessura não é nula, teremos, além da tensão de membrana, as tensões de flexão. A tensão de membrana devido à pressão interna é sempre uma tração, porque o elemento de parede do vaso tende a aumentar de dimensão. As tensões de flexão aparecem porque o raio de curvatura da parede aumenta e, portanto a curvatura diminui, como consequência da deformação diametral decorrente da pressão interna. A tensão de flexão tem um valor variável ao longo da espessura da parede, sendo nula no centroide da parede, para a pressão interna essa tensão é máxima de tração na superfície interna e máxima de compressão na superfície externa. Assim a tensão resultante na superfície interna será a tensão de membrana mais a tensão de flexão, e na superfície externa será a tensão de membrana menos a tensão de flexão. As tensões de flexão são tanto maiores quanto maior for à espessura da parede, quando o diâmetro do vaso é muito grande em relação à espessura, as tensões de flexão são pequenas, e pode-se confundir, sem grande erro, a tensão

máxima na parede com a tensão de membrana. A Figura 2.10 mostra um esquemático das tensões de membrana e de flexão decorrente da pressão interna em um cilindro.

Figura 2.10 – Tensões de membrana e de flexão em um cilindro submetido a pressão interna



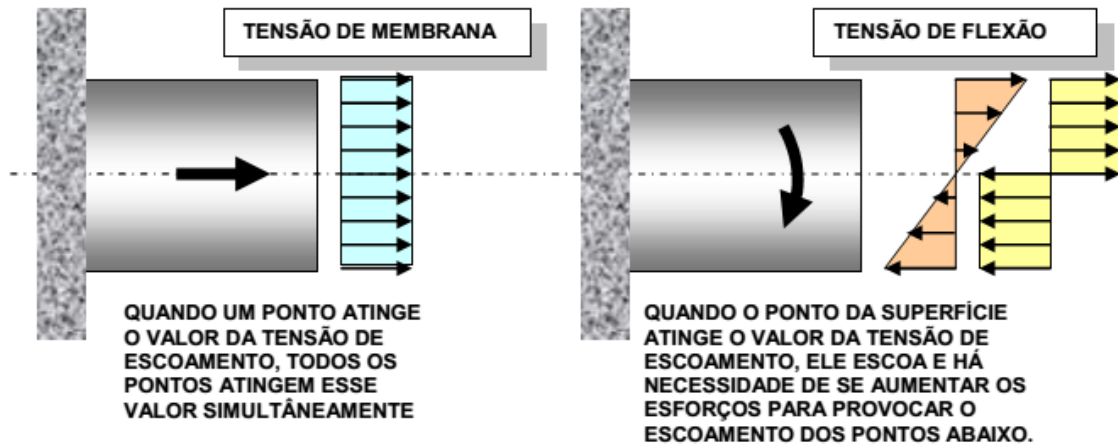
Fonte: Telles (1996, p.90)

Diferentemente das tensões primárias, as tensões secundárias não são necessárias para satisfazer as condições de equilíbrio do sistema; elas ocorrem devido a restrições de componentes adjacentes ou auto-restrições da própria estrutura. Segundo Bednar (1986, p.31), tensões secundárias possuem como principal característica o fato de serem auto-limitantes. Ou seja, pequenas deformações e escoamentos locais podem satisfazer as condições originárias das tensões, não ocorrendo à falha do componente, a não ser que os carregamentos sejam aplicados ciclicamente. Exemplos típicos de tensões secundárias são as tensões térmicas e tensões de flexão locais devido à pressão interna em descontinuidades geométricas. O efeito da tensão secundária, combinada com a tensão primária, está associado com o acúmulo de deformações plásticas em ciclos de carregamentos.

Conforme Bednar (1986) o código ASME diferencia o admissível para as tensões de membrana e flexão porque inúmeros trabalhos já demonstraram que um componente resiste mais à flexão do que à tração. Isso ocorre porque a distribuição das tensões ao longo da espessura estudada é diferente para os casos de membrana e de flexão. No primeiro caso a distribuição é uniforme para toda a espessura e, no segundo, há um valor máximo e um valor mínimo de tensão agindo na superfície da espessura de um componente sob análise, enquanto

no restante da superfície a tensão ainda é baixa, atingindo zero em algum ponto do interior da espessura (MOLA, 2007). A Figura 2.11 ilustra esses aspectos.

Figura 2.11 – Tensões de membrana e flexão



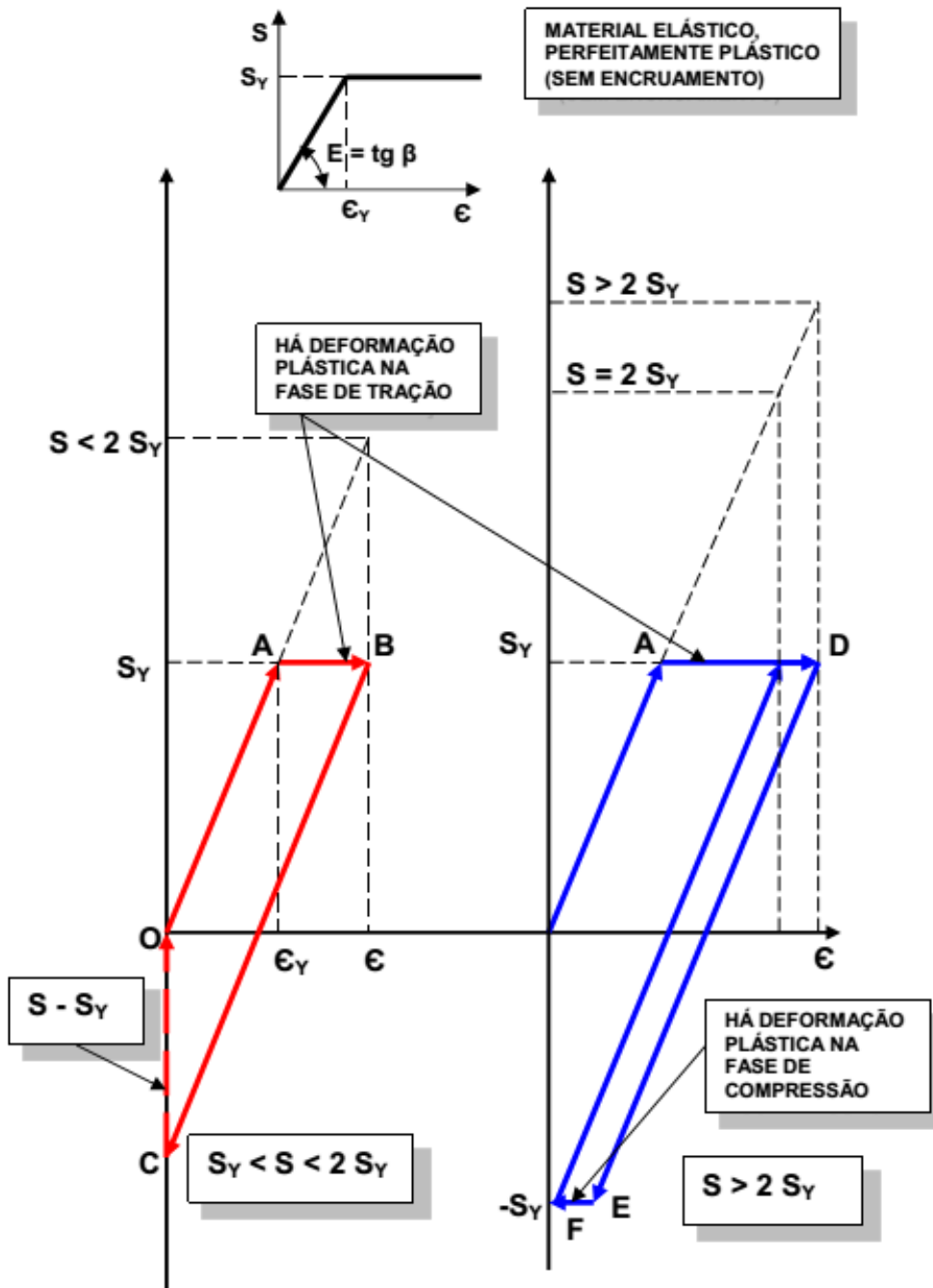
Fonte: Mola (2007, p.49)

Os valores de tensão que levariam às falhas indicadas seriam o valor de S_y (tensão de escoamento do material na temperatura em análise) para a tensão primária geral de membrana, $1,5S_y$ para a tensão primária de membrana mais flexão ou para a tensão localizada de membrana e de S_{PS} para a tensão primária mais a tensão secundária. Para a tensão primária, mais a tensão secundária, mais a tensão de pico o limite é o valor de S_a para o material onde S_a é obtido de gráficos para admissíveis de fadiga de cada tipo de material e depende não só de valores de tensão, mas também de número e tipo de ciclos (BEDNAR, 1986; TELLES, 1996; ASME VIII, 2007).

Por intermédio da Figura 2.11, entende-se porque os limites para a tensão de geral de membrana e de flexão são S_y e $1,5S_y$, respectivamente. O limite de $2S_y$ para as tensões primárias mais secundárias é mais difícil de se entender. Na realidade a ruptura devido a tensões secundárias ocorre por deformação incremental durante os ciclos operacionais do componente e não por “excesso de tensão”, quando a tensão primária mais secundária situa-se abaixo do limite de $2S_y$, acontece um fenômeno denominado *shake down* “acomodação” havendo uma deformação permanente “plástica” numa região localizada sem aumento da tensão. O código ASME analisa essa situação como a maior parte da literatura considerando o material perfeitamente plástico (BEDNAR, 1986; TELLES 1996; MOSS 2004).

A Figura 2.12 mostra o fenômeno através do gráfico tensão/deformação de um material elástico perfeitamente plástico.

Figura 2.12 – Comportamento das tensões secundárias



Fonte: Mola (2007)

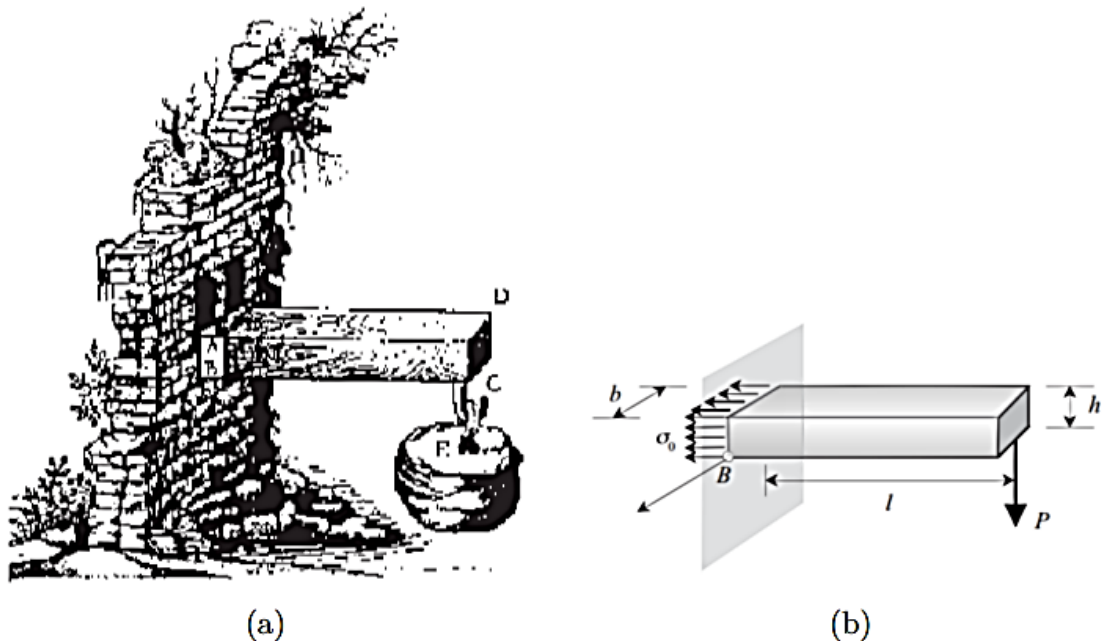
Para melhor entendimento desse fenômeno imagine-se o caso de um perfil submetido a um momento fletor. Sua fibra mais externa fica sob uma tensão de tração que aumenta à medida que o valor do momento fletor também aumenta, ou seja, as tensões na fibra extrema do perfil percorrem o caminho **OA** até que o valor da tensão atinja o limite de escoamento do material e haja uma deformação plástica na região do trecho **AB**. Ao se retirar a carga que está atuando sobre o perfil, as tensões diminuem, seguindo o caminho **BC**. Neste momento o perfil está pré-comprimido com uma tensão igual a $(S - S_Y)$, isso ocorre porque apenas uma

parte do perfil atingiu a deformação plástica, a parte restante do perfil ainda esta dentro do regime elástico do material passando agora a comprimir a parte que foi deformada plasticamente. Quando o perfil for novamente carregado sob tração será necessário primeiramente vencer-se a pré-compressão até atingir o valor da tensão de escoamento do material (S_y), de tal forma, que a tensão total no perfil deverá ser de $(S-S_y)+S_y=S$ (observe-se que $S>S_y$). Isso é verdade até que $S=2S_y$, nessas condições o material está em acomodação “*shake down*” (BEDNAR, 1986; MOLA, 2007).

2.4.5.1.2 Método de Carga Limite

Segundo Arévalos Burró (2015, p. 53), Galileu (1638) é considerado como uma primeira referência no cálculo à ruptura, também referido como análise limite. Ele buscou determinar a carga máxima que uma viga engastada-livre de madeira pode suportar a partir da resistência das fibras longitudinais da viga (Figura 2.13b). O raciocínio proposto está representado na Figura 2.13a, e baseia-se em uma abordagem estática, na qual as fibras da madeira todas tracionadas equilibram o momento da força na extremidade.

Figura 2.13 – Representação esquemática do raciocínio de Galileu



Fonte: Burró (2015)

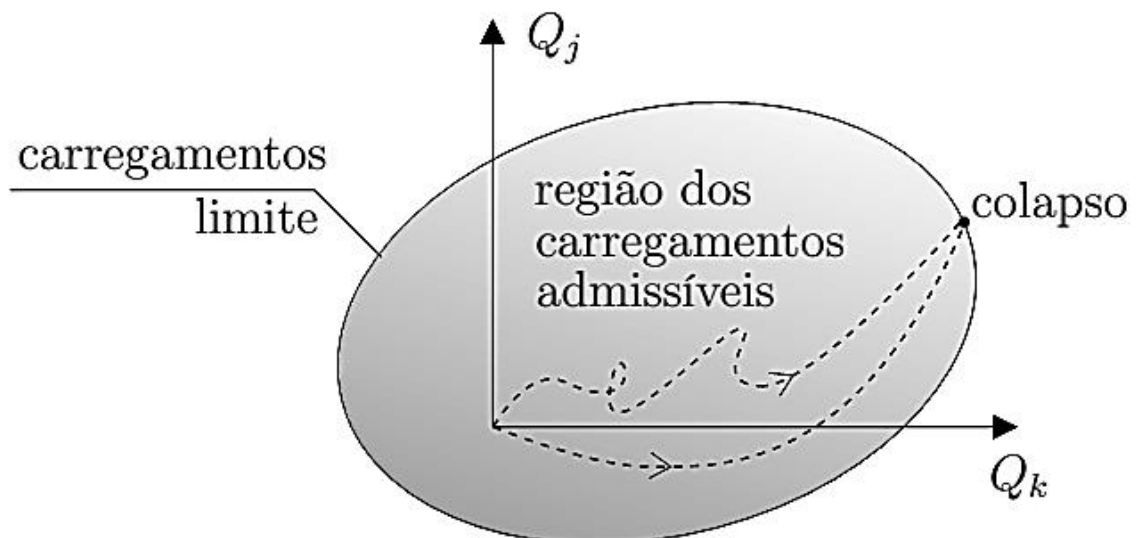
Chen (1975) e Salençon (1983) constituem as primeiras referências a apresentarem a teoria do cálculo à ruptura. A análise limite se interessa apenas no estudo das propriedades de

carregamentos limites com base no teorema de falha plástica de um corpo elástico-perfeitamente-plástico. Estes teoremas são conhecidos como teoremas do limite inferior (estático) e superior (cinemático). Esses teoremas fornecem limites superiores e inferiores de carga limite da estrutura (MILOŠEVIĆ, 2010).

Os teoremas da análise limite podem ser considerados como casos especiais de teoremas *shakedown* “acomodação” (MICHALOWSKI, 2005). É um caso especial de análise plástica, no qual o material é assumido como elástico-perfeitamente-plástico, ou seja, sem a propriedade de encruamento com a deformação. De maneira que, quando a plastificação atinge uma região considerável, é ocasionado o colapso de toda a estrutura. É direcionada aos modos de falha de ruptura dúctil a deformação plástica bruta (colapso plástico) de uma estrutura, é uma opção para proteger o vaso ou componente contra o colapso plástico. Este método define a menor carga limite de fronteira de uma estrutura como solução de um modelo numérico (ASME SEÇÃO VIII DIVISÃO 2, 2011a).

Considera-se que um sistema mecânico atingiu um carregamento limite, estando iminente o seu colapso, sempre que para um carregamento admissível possam ocorrer deformações plásticas incontroláveis na estrutura (LUBLINER, 1990). Para um conjunto genérico de carregamentos (Q_1, Q_2, \dots, Q_n), é possível definir-se uma região de carregamentos admissíveis, conforme representado na Figura 2.14.

Figura 2.14 – Domínio dos carregamentos admissíveis



Fonte: Adaptado Salençon (1983)

São considerados carregamentos inadmissíveis qualquer combinação de carregamento fora da região representada, sendo esta delimitada pelos denominados carregamentos limite.

Esta região herda as propriedades de convexidade da superfície de cedência sendo que a carga de colapso não é influenciada pela trajetória de carregamento (SALENÇON, 2002). Entretanto, esta afirmação deixa de ser válida para o caso de carregamento cíclico. Segundo Kachanov (1996) o colapso da estrutura pode ocorrer sem nunca ser atingido um carregamento limite, através de fenômenos de plasticidade alternada (também denominada de fadiga de baixo ciclo) ou de colapso incremental. A fadiga de baixo ciclo não será abordada neste trabalho.

A carga limite é obtida usando uma técnica de análise numérica, (ex. método de elementos finitos) pela incorporação de um modelo de material elástico-perfeitamente-plástico e pela teoria de pequenos deslocamentos obtém-se a solução. A carga limite é a carga que causa a instabilidade completa da estrutura. Este ponto é indicado pela inaptidão de alcançar o equilíbrio da solução para um pequeno incremento na carga, isto é a solução não converge (ASME SEÇÃO VIII DIVISÃO 2, 2011a).

2.4.5.1.3 Método de Análise de Tensões Elasto-Plástica

Representa uma abordagem mais acurada de proteção contra o colapso plástico do material do que a análise elástica de tensões e a análise de carga limite. Nesse método de análise o real comportamento estrutural é bem mais aproximado e representa as condições de deformação características do componente. A redistribuição de tensões que ocorre como resultado da deformação inelástica (plasticidade) e deformações características de um componente são considerados diretamente na análise (ASME SEÇÃO VIII DIVISÃO 2, 2011a).

A carga de colapso plástico é obtida usando uma técnica de análise numérica, (Ex. método de elementos finitos) pela incorporação de um modelo de material elástico-plástico obter a solução do modelo. Os efeitos de não linearidades geométricas devem ser consideradas neste método de análise. A carga de colapso plástico é a carga que causa a instabilidade completa da estrutura. Este ponto é indicado pela inaptidão de alcançar o equilíbrio da solução para um pequeno incremento na carga, isto é a solução não converge (ASME SEÇÃO VIII DIVISÃO 2, 2011a).

2.5 PROCESSO DE DESENVOLVIMENTO DE PROJETO DE VÁLVULAS

Segundo Rozenfeld *et al.* (2006), de modo geral desenvolver produtos consiste em um conjunto de atividades por meio das quais busca-se, a partir das necessidades do mercado e das possibilidades e restrições tecnológicas, e considerando as estratégias competitivas e de produto da empresa, checar as especificações de projeto de um produto e de seu processo de produção, para que a manufatura seja capaz de produzi-lo.

De acordo com Pahl *et al.* (2005), por desenvolvimento de projeto, entende-se um procedimento planejado com indicações concretas de condutas a serem observadas no desenvolvimento e no projeto de sistemas técnicos, que resultaram de conhecimentos na área da ciência do projeto e da experiência com diferentes aplicações

Conforme Rozenfeld *et al.* (2006), é possível por meio deste processo criar produtos mais competitivos e em menor tempo para atender à constante evolução do mercado, da tecnologia e dos requisitos do ambiente corporativo. Com a introdução da Norma ABNT NBR 15827 em 2007, o mercado de válvulas vem apresentando uma significativa modernização para aumentar seu nível de competitividade. Para atingir os níveis de exigência atual é necessário um conhecimento cada vez mais profundo sobre o comportamento do produto de acordo com a sua aplicação. Ao mesmo tempo, o ciclo de desenvolvimento de produto esta cada vez menor, tanto em termos de tempo como de investimentos.

Womack e Jones (1998) apontam que o pensamento enxuto é uma forma de especificar valor, alinhar na melhor sequência as atividades, realizar estas atividades sem interrupção toda vez que alguém as solicita e realizá-las de forma cada vez mais eficiente, eficaz e efetiva. Segundo Von Wütemberg, Lilieskold e Ericsson (2011) a qualidade pode ser definida pelo seu preço, pela taxa de falhas, por características de uso e pela qualidade intrínseca percebida pelo cliente. A qualidade do produto é consequência direta do seu processo de desenvolvimento de produto (PDP), ou seja, dos processos, pessoas e tecnologias adotadas (MORGEN e LIKER, 2006).

Para aumentar a agilidade no desenvolvimento de válvulas, as empresa de ponta tendem a adotar uma série ferramentas a fim de tornar mais eficiente esta etapa sem comprometer o desempenho do produto final. O desenvolvimento a partir da realização de cálculos analíticos, simulações computacionais e testes de protótipos são alguns exemplos de etapas adotadas pelas empresas para atender os padrões de qualidade exigidos pelo cliente atualmente. A

Figura 2.15, ilustra a diferença dos procedimentos de desenvolvimento de válvulas em termos de precisão, custo e prazo.

Figura 2.15 – Métodos de avaliação o processo de desenvolvimento de válvulas



Fonte: Elaborado pelo autor

Os cálculos analíticos consistem num sistema de equações cuja solução, dado um conjunto de dados de entrada permite a construção de um design aproximado ao modelo final de forma rápida, por meio de planilhas eletrônicas, as quais retornam as dimensões básicas do produto. Esta etapa é realizada com base nos critérios e equações estabelecidas pelas normas construtivas, bem como em teorias e boas práticas de engenharia. Entre os itens dimensionados e/ou avaliados nesta etapa podemos citar componentes, tais como, haste, junções aparafusadas, espessura de parede, prévia do torque de acionamento, etc. Mesmo apresentando uma menor precisão e inaptidão para resolução de problemas complexos, esta etapa é imprescindível no processo de desenvolvimento de válvulas.

Para que exista inovação é necessário dominar de forma criativa, diversas competências na área da engenharia e da tecnologia, possuindo uma eficaz percepção das necessidades e requisitos do mercado (SALES, NOBRE FILHO E SANTOS, 2013). As simulações computacionais pelo método de elementos finitos visam prever com maior precisão o comportamento do produto de acordo com a operação. Ajustes nas geometrias dos componentes, resolução de problemas não abrangidos pelos cálculos analíticos e otimização de produto são contemplados nesta etapa de desenvolvimento. Entre os principais tipos de

simulação realizados em válvulas destacam-se a análise do tipo estrutural, térmica, dinâmica dos fluidos e interação fluido-estrutura.

O modelo *Lean Product Development* (LPD) proposto por Morgan e Liker (2006), combina três elementos principais: processos, pessoas e ferramentas e tecnologia. Um dos objetivos do LPD é agregar o máximo de valor ao produto, utilizando o mínimo possível de recursos para a sua idealização, projeto e manufatura (WOMACK e JONES, 1998). O uso da ferramenta CAE no segmento produtor de válvulas evitaria que correções de problemas técnicos e revisões de projeto ocorram por improvisação, além de permitir o desenvolvimento de um produto de alta qualidade, desempenho e confiabilidade (WEISS e LIMA, 2010). Nakamura *et. al.* (2014), cita o sistema CAE (*Computer Aided Engineering* ou Engenharia Auxiliada por Computador), como uma importante ferramenta para a viabilização de um projeto de produto em tempo reduzido, oferecendo oportunidade para simulação e redução dos custos na fase de desenvolvimento do produto. O sistema CAE é uma ferramenta que analisa e processa cálculo de forma a minimizar esforços braçais do engenheiro, se preocupando menos com a parte operacional e mais com a questão estratégica, fazendo do CAE uma ferramenta poderosa para redução de custos de um projeto e minimizando o tempo para o lançamento do produto (SALES, NOBRE FILHO e SANTOS, 2013).

2.6 ELEMENTOS FINITOS

O método dos elementos finitos (MEF) é uma técnica de análise numérica para a solução de problemas mecânicos contínuos que pode ser aplicada a uma grande variedade de problemas de engenharia. Este método é baseado no princípio da discretização do contínuo (ZIENKIEWICZ e TAYLOR, v.1 e v.2, 2000), e sua aplicabilidade aumentou muito a partir da evolução dos computadores.

Segundo Alves Filho (2006), no dia-a-dia das atividades de engenharia, os engenheiros e projetistas são colocados diante de problemas técnicos, alguns mais simples e outros mais complexos, tendo que resolvê-los de forma satisfatória. No desenvolvimento de cálculo de estrutural, o sucesso não está apenas condicionado ao conhecimento de um aparato matemático muitas vezes complicado, mas à capacidade que o engenheiro apresenta de entender a natureza física que se propõe a resolver (ALVES FILHO, 2006). Conforme Cook *et. al.* (2002), elementos finitos é um método para solução numérica de problemas de campo. O modelo matemático é discretizado pela malha de elementos finitos, assim um campo

contínuo é representado por pequenos segmentos, denominado elementos, que são conectados por um por um número finito de nós.

O estudo realizado nesta tese aborda a aplicação do método de elementos finitos para análise da integridade estrutural de projetos de válvulas mediante a utilização de *software* comercial, não se detendo numa apresentação teórica e rigorosa do método. A seguir é apresentada uma descrição bastante sucinta dos principais tipos de elementos e dos critérios de linearização de tensões aplicados a válvulas.

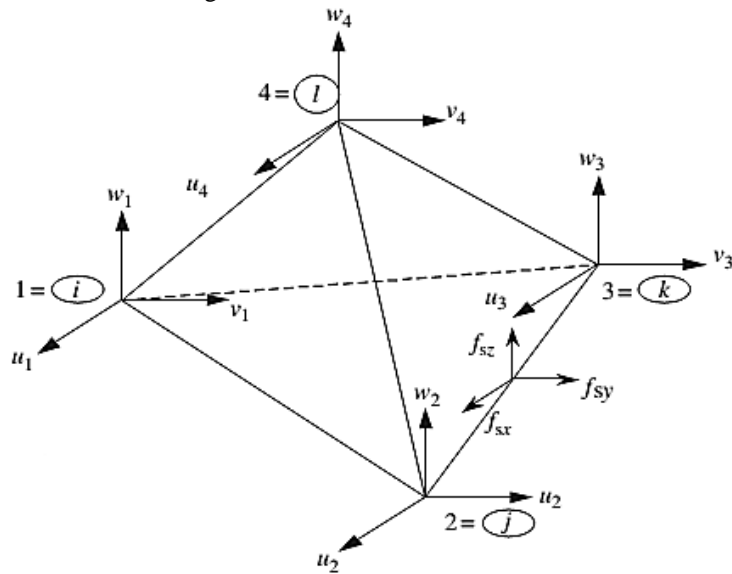
2.6.1 Tipos de Elementos para Análise de válvulas

Muitas estruturas têm características geométricas, mecânicas ou de carregamento o que tornam impossível a utilizar os modelos simples como, por exemplo, os modelos de estado plano de tensão ou estado plano de deformação, modelos axissimétricos ou até mesmo os modelos placa e casca. Desta forma, a única alternativa é realizar uma análise tridimensional (OÑATE, 2009).

O tipo de elemento influencia diretamente no procedimento de análise de um determinado projeto. No caso específico de válvulas, devido à complexidade geométrica e de carregamentos na grande maioria das vezes a única opção é uma com elementos tridimensionais, assim a descrição será delimitada somente para este tipo de elemento. A maioria dos programas comerciais inclui uma grande biblioteca de elementos finitos, entretanto, nos projetos de válvulas, os mais comumente usados são: (i) Elementos sólidos 3D, usados onde as dimensões das três direções são relevantes; (ii) Elementos sólidos axissimétricos, para discretizar estruturas sólidas axissimétricas. O elemento sólido tridimensional (3D) pode ser considerado como sendo o caso mais geral, porque todas as variáveis de campo são dependentes das direções x , y e z . Um sólido 3D também pode assumir de modo arbitrário características geométricas, propriedades dos materiais e condições de contorno no espaço (LIU E QUEK, 2003).

Um elemento tetraédrico tem 4 nós, cada nó tem 3 graus de liberdade (u , v e w), totalizando um elemento com 12 graus de liberdade, conforme ilustrado na Figura 2.16.

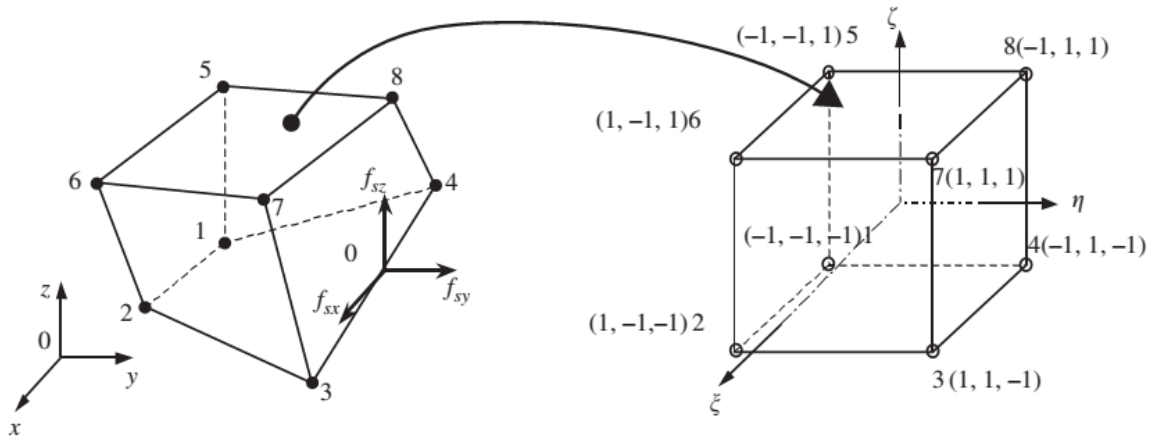
Figura 2.16 – Elemento tetraédrico



Fonte: Liu e Quek (2003)

O elemento hexaédrico tem 8 nós, cada nó com 3 graus de liberdade (ξ , η e ζ), totalizando um elemento com 24 graus de liberdade, conforme ilustrado na Figura 2.17.

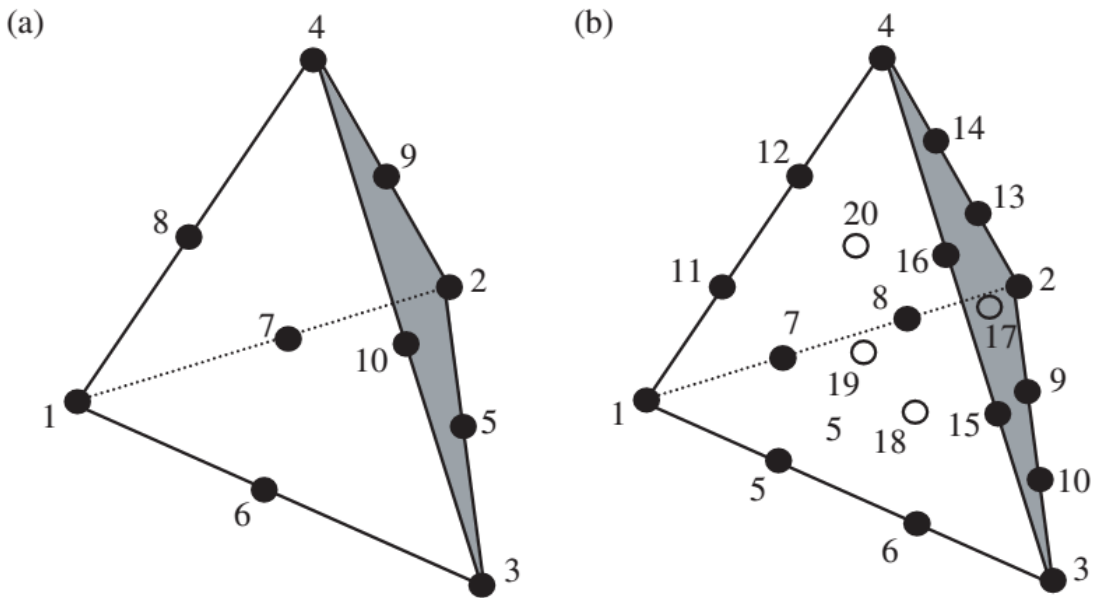
Figura 2.17 – Elemento hexaédrico



Fonte: Liu e Quek (2003)

Também há versões dos elementos tetraédricos e hexaédricos denominados de alta ordem. Os elementos de alta ordem são apropriados e apresentam uma maior acuracidade no modelamento de problemas que exibem uma maior curvatura ou em análises relacionadas a grandes deflexões e deformações, plasticidade e *creep* ou em problemas de condução e transferência de calor em estado permanente ou transiente (MOAVENI,1999). Dois elementos tetraédricos de alta ordem são apresentados na Figura 2.18.

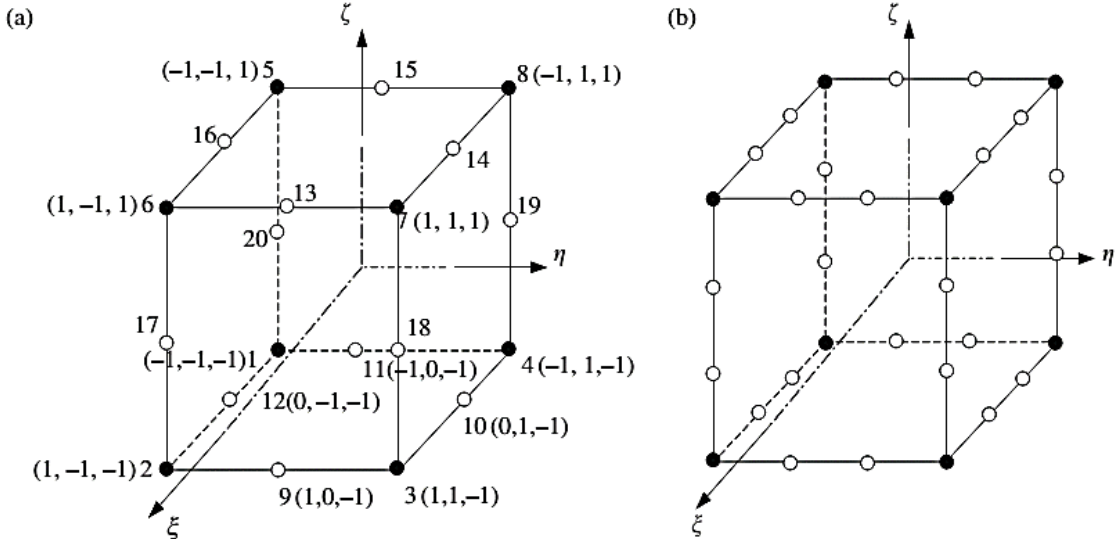
Figura 2.18 – Elementos tetraédricos 3D de alta ordem. (a) elemento com 10 nós; (b) elemento com 20 nós



Fonte: Liu e Quek (2003)

No elemento tetraédrico de 10 nós, seis nós adicionais são acrescentados no meio das bordas do elemento. O elemento tetraédrico com 20 nós é um elemento cúbico, em comparação com o elemento tetraédrico linear de quatro nós. Dois nós adicionais são acrescentados uniformemente sobre cada borda do elemento, e quatro nós na face central de cada superfície triangular do elemento (LIU E QUEK, 2003). A Figura 2.19 ilustra dois elementos hexaédricos de alta ordem.

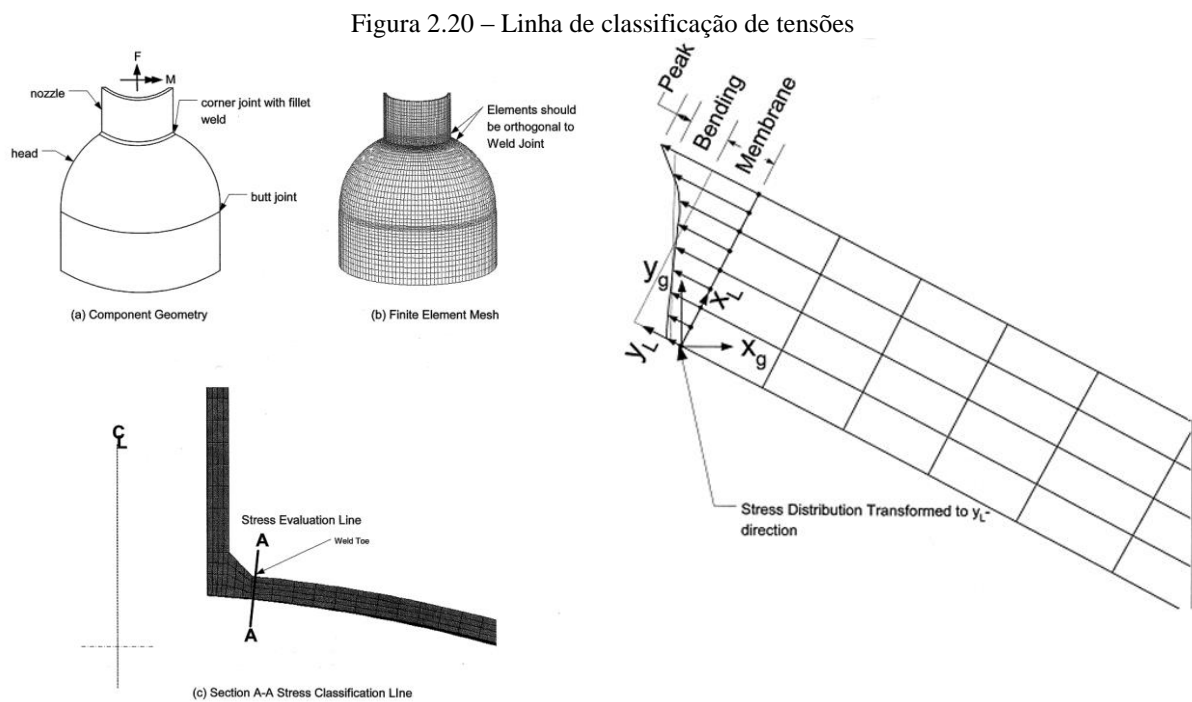
Figura 2.19 – Elementos tetraédricos 3D de alta ordem. (a) elemento com 10 nós; (b) elemento com 20 nós



Fonte: Liu e Quek (2003)

2.6.2 Linearização e Classificação de Tensões pelo MEF

Ao longo do tempo tornou-se prática comum linearizar as tensões elásticas de elementos finitos calculados através da espessura, de modo a se obter tensões de membrana e de flexão semelhantes às que aparecem em discontinuidades de casca. A técnica de linearização foi inicialmente sugerida por Kroenke (1974) para o caso axissimétrico, e foi adotada em muitos pós-processadores de elementos finitos. Basicamente, identifica-se uma linha de classificação de tensões (ou plano de referência) através da seção. A distribuição de tensões (em geral não linear) ao longo desta linha é linearizada para se poderem extrair tensões de membrana e de flexão, conforme ilustrado pela Figura 2.20.



Fonte: ASME VIII Divisão 2 (2011a)

No método dos elementos finitos, os resultados imediatamente obtidos são os deslocamentos nos nós e as tensões totais nos elementos do modelo. Desde a sua implementação em computadores, e a posterior evolução das várias formulações de tipos de elementos, esta metodologia mostrou-se uma ferramenta de cálculo poderosa na análise das configurações e condições de carregamentos complexas das estruturas, como por exemplo, vasos de pressão nucleares, válvulas, entre outros (ZIENKIEWICZ e TAYLOR, v.1 e v.2, 2000; MOLA, 2007). No entanto, como já se viu os limites de tensões do código ASME foram impostos na forma das distribuições de tensões de membrana e de flexão que aparecem

em cascas. Dessa forma, a não ser que sejam utilizados elementos de cascas, é preciso trabalhar as tensões nodais obtidas de forma a se retirar delas as distribuições de tensões de cascas. Além disso, as tensões devem ser separadas e classificadas, de acordo com a localização, origem (carregamento) e tipo (membrana, flexão ou pico) nas categorias primária, secundária e de pico, para depois disto, se proceder à comparação dos seus valores (individuais ou combinados) com os limites admissíveis (BEDNAR, 1986; TELLES, 1996; MOSS, 2004). O código ASME dá algumas regras para o procedimento de categorização das tensões, mas apesar dos avanços na tecnologia de computadores terem facilitado à etapa de geração de um modelo complexo 3D, o problema mais significativo na prática de projeto por análise de válvulas está na definição do caminho a ser adotado para linearização das tensões e na interpretação dos resultados à luz dos requisitos do código ASME.

A análise de tensões e deformações de válvulas são fundamentadas pela teoria da elasticidade linear tridimensional, que descreve o comportamento de um componente deformável sob carregamento, assumindo pequenas deformações e pequenos deslocamentos, materiais isotrópicos e comportamento em regime elástico-linear. No caso geral da teoria da elasticidade 3D, um sistema de forças agindo sobre um sólido estabelece nele esforços internos que variam ponto a ponto. O estado de tensões num determinado ponto é definido por seis componentes de tensões, sendo tensões normais (σ_x , σ_y , σ_z) e tensões de cisalhamento (τ_{xy} , τ_{yz} , τ_{zx}) (ALBUQUERQUE, 1999; NARASIAH, 2008).

Estas componentes de tensão variam continuamente ao longo do sólido e, em paredes espessas submetidas à pressão, a distribuição ao longo da espessura é não linear. Esta forma de distribuição de tensões é significativamente diferente daquela mencionada pelo código ASME, na qual supõe implicitamente uma distribuição de tensão linear ao longo da espessura e que pode ser decomposta nos componentes de membrana e flexão. Esta diferença na forma entre as tensões calculadas num modelo sólido e aquelas requeridas pelo código normalmente torna bastante difícil à tarefa de classificar as tensões calculadas como tensão primária, tensão secundária e tensão de pico, e aplicar os limites das categorias de tensões.

Segundo Albuquerque (1999) para avaliar os problemas referentes à utilização do método dos elementos finitos no projeto por análise de vasos de pressão, vários pesquisadores conforme mencionados adiante (autores de A até I) passaram a investigar o assunto, que consiste principalmente na categorização de tensões. A evolução ao longo do tempo sobre a categorização de tensões se deu a partir dos resultados das investigações realizados por.

- a. Kroenke (1974)⁵: Neste trabalho, o autor apresenta um método para separação e classificação de tensões em modelos de EF sólidos axissimétricos. Por meio do procedimento proposto, as tensões de EF de sólidos axissimétricos são convertidas em tensões do tipo daquelas que aparecem em cascas, usadas na definição dos limites de tensões;

- b. Kroenke *et. al* (1975)⁵: O procedimento exposto acima para classificação de tensões em modelos de elementos finitos sólidos axissimétricos Kroenke (1974) foi aplicado em dois exemplos, união flangeada e bocal. Foram feitas algumas investigações para orientação das linhas (ou planos) de avaliação. As localizações típicas recomendadas são as descontinuidades geométricas e térmicas. Quanto à orientação, foram apresentados alguns argumentos que indicam que um plano válido é aquele em que as distribuições de tensões meridional e tangencial são lineares, um plano assim corresponde, em geral, àquele que é perpendicular à linha média e às superfícies do vaso;

- c. Kroenke *et al* (1985)⁵: O trabalho apresenta um sumário da evolução de projetos de vasos de pressão com a utilização do MEF. Foram consideradas geometrias axissimétricas, sólidos 3D, uniões flangeadas, sistemas de tubulações e componentes internos e foram apresentadas as ferramentas disponíveis para análise dos potenciais modos de falha em tais geometrias;

- d. Hollinger e Hechmer (1986)⁵: Os autores investigam os problemas de avaliação dos modos de falha relacionados com as tensões primárias e secundárias e suas relações com os resultados de tensões em modelos axissimétricos e 3D. Foram discutidos três procedimentos para a determinação das tensões de membrana e de flexão de EF 3D, tensões em um ponto, tensões ao longo de uma linha e tensões em um plano. Através de uma análise qualitativa dos três procedimentos discutidos, concluiu-se que para avaliação dos modos de falha por meio da técnica de análise elástica com uso de elementos finitos, o mais prático foi o de "tensões ao longo de uma linha". No entanto, a sua falta de aplicabilidade geral significa que existe a necessidade de continuar a procura por novos procedimentos;

⁵Fonte: *Apud* Albuquerque (1999)

- e. Hechmer e Hollinger, (1987)⁵: É apresentado uma comparação quantitativa dos três procedimentos (tensões em um ponto, ao longo de uma linha e em um plano) usando uma interseção cilindro-bocal com carregamentos de pressão interna e transiente térmico. Para avaliar o procedimento de tensões em um plano, foram escolhidas várias localizações em diferentes posições circunferenciais no bocal e na casca, nas quais as tensões foram tomadas como combinações das tensões linearizadas nas linhas de contorno do plano. Os resultados mostraram que. (i) os três procedimentos podem fornecer resultados substancialmente diferentes; (ii) Geralmente o procedimento de tensões em um ponto é tido como conservador; (iii) o procedimento de tensões em um ponto parece ter um grande problema de exatidão; (iv) o procedimento de tensões ao longo de uma linha parece conservador com relação ao de tensões em um plano. Além disso, tensão em um plano é mais suscetível a não conservadorismos decorrentes da escolha de localização, orientação e extensão do plano;
- f. Hechmer e Hollinger, (1988)⁵: Para abordar o problema de quais componentes de tensões devem ser linearizados, foi feita uma investigação por meio da estimativa de sete métodos, usando uma análise axissimétrica simples;
- g. Hechmer e Hollinger (1989)⁵: Foi realizada uma avaliação de planos de classificação de tensões em um modelo 3D para uma interseção bocal-casca. Foram escolhidos quatro conjuntos de planos, em diferentes localizações, e em cada conjunto foram feitas variações nas extensões dos planos. Os resultados obtidos foram comparados com os obtidos ao longo de linhas de referência. O método usado para cálculo das tensões de membrana e de flexão é similar àquele para tensões em linhas. A avaliação é feita a partir dos casos de carregamentos de pressão e térmico. Os resultados do trabalho mostraram. (i) os resultados de tensões em planos convergem para os de tensões ao longo de linhas; (ii) as tensões em linhas são mais conservadoras que as tensões em planos em certas localizações e para certos carregamentos, em outros casos, as tensões em linhas são não conservadoras; (iii) o estudo mostra que para uma geometria 3D típica o uso de planos de classificação de tensões produz resultados mistos. A escolha do tamanho do plano é um fator importante;

⁵Fonte: *Apud* Albuquerque (1999)

- h.** Hechmer e Hollinger (1991)⁵: Foi realizado um projeto de pesquisa para avaliação das relações entre análises de tensões 3D e limites do código ASME. Tal projeto reuniu um grupo de especialistas para discutir a distribuições de tensões 3D para o estabelecimento dos modos de falha do código;
- i.** Pastor e Hechmer (1994)⁵: Apresenta-se um relatório sobre o trabalho do grupo tarefa em tensões primárias, criado pelo ASME. O objetivo do grupo é o desenvolvimento de uma melhor compreensão das tensões primárias e de como elas podem ser calculadas. Foram discutidos os métodos para cálculos das tensões, os seus limites e significado, o uso da tabela de classificações de tensões do ASME no projeto de vasos de pressão e as técnicas usadas em projeto para satisfazer os limites de tensões. Foram apresentados uma nova definição de tensão primária e exemplos de determinação de tensões primárias em algumas geometrias simples, usando diferentes técnicas de análise. As conclusões do trabalho foram: (i) uma nova definição para as tensões primárias seria: são aquelas que podem causar ruptura dúctil ou a perda total da capacidade de suportaçã de carga devido a colapso plástico da estrutura perante uma simples aplicação de carregamento. O objetivo dos limites do código sobre tensões primárias é evitar a deformação plástica generalizada e fornecer um fator nominal de segurança sobre a ruptura dúctil por pressão; (ii) as diferentes técnicas que podem ser usadas para demonstrar a satisfação dos limites de tensões primárias são: análise inelástica com carga limite, soluções elasto-plásticas incluindo o encruamento do material, análise elástica de equilíbrio, análise de elementos finitos e análises limites aproximadas.

Os elementos sólidos utilizados nesse estudo para discretização da malha permitem a obtenção de todos os tipos de tensão, mas não têm a capacidade de classificar essas tensões. A forma mais comum de se conseguir essa classificação é através do método denominado linearização de tensões que foi desenvolvido por Kroenke (1978) e é utilizado pelo programa ANSYS, entretanto, como e quais tensões devem ser linearizadas é uma discussão ainda não concluída.

⁵Fonte: *Apud* Albuquerque (1999)

2.6.3 O Método dos Elementos Finitos Aplicado em Válvulas

O método dos elementos finitos é largamente empregado em engenharia na análise de estruturas, em transferência de calor e escoamento de fluidos. Trata-se de uma técnica matemática auxiliada por computador para a obtenção de soluções numéricas aproximadas de um conjunto de equações aplicado a um problema físico que, quando resolvidas, predizem a resposta do sistema real quando sujeito a influências externas.

O problema físico envolve, tipicamente, uma estrutura real ou um componente estrutural, sujeito a certas cargas. A idealização do problema físico para um modelo matemático requer a aplicação de certas hipóteses que levam à formulação de equações diferenciais que governam o modelo matemático. O método de elementos finitos, então, resolve esse modelo matemático (BEDNAR, 1986; TELLES, 1996; ZIENKIEWICZ e TAYLOR, v.1 e 2, 2000; COOK, 2002; MOSS, 2004; ALVES FILHO, 2006).

Uma vez que o modelo matemático tenha sido resolvido e o resultado tenha sido analisado e interpretado, pode-se refinar o modelo para aumentar a precisão da solução. Posteriormente, uma alteração no modelo físico pode ser necessário o que, por sua vez, levará a um novo modelo matemático e novas soluções. Portanto, a chave do sucesso da análise é a escolha apropriada do modelo matemático, com base no que se quer analisar. Em muitas circunstâncias a elaboração do modelo de elementos finitos requer o uso de simplificação, porém a construção dos modelos ser analisado independente do tipo e/ou complexidade problema, requer uma representação real e confiável na predição das características que se deseja como resposta (BATHE, 1996).

Todavia, o modelo de elementos finitos irá resolver apenas as hipóteses impostas neste modelo, ou seja, é extremamente importante que o modelo escolhido seja o reflexo mais preciso possível do modelo físico real na qual se quer analisar. Deste modo, mesmo que se estabeleça um modelo de elementos finitos, muito semelhante do problema físico real, pode-se apenas predizer o comportamento do sistema real, uma vez que é improvável e impossível reproduzir todas as informações presentes na natureza contidas no problema físico real (BEDNAR, 1986; SPENCE e TOOTH, 1994; TELLES, 1996; BATHE, 1996; COOK, 2002; MOSS, 2004; ALVES FILHO, 2006)

A elaboração de modelos numéricos e a análise de válvulas com o uso da técnica dos elementos finitos requer o entendimento e um bom conhecimento dos princípios que estão na base do seu desenvolvimento e uma boa perícia na sua manipulação. Por meio dos modelos

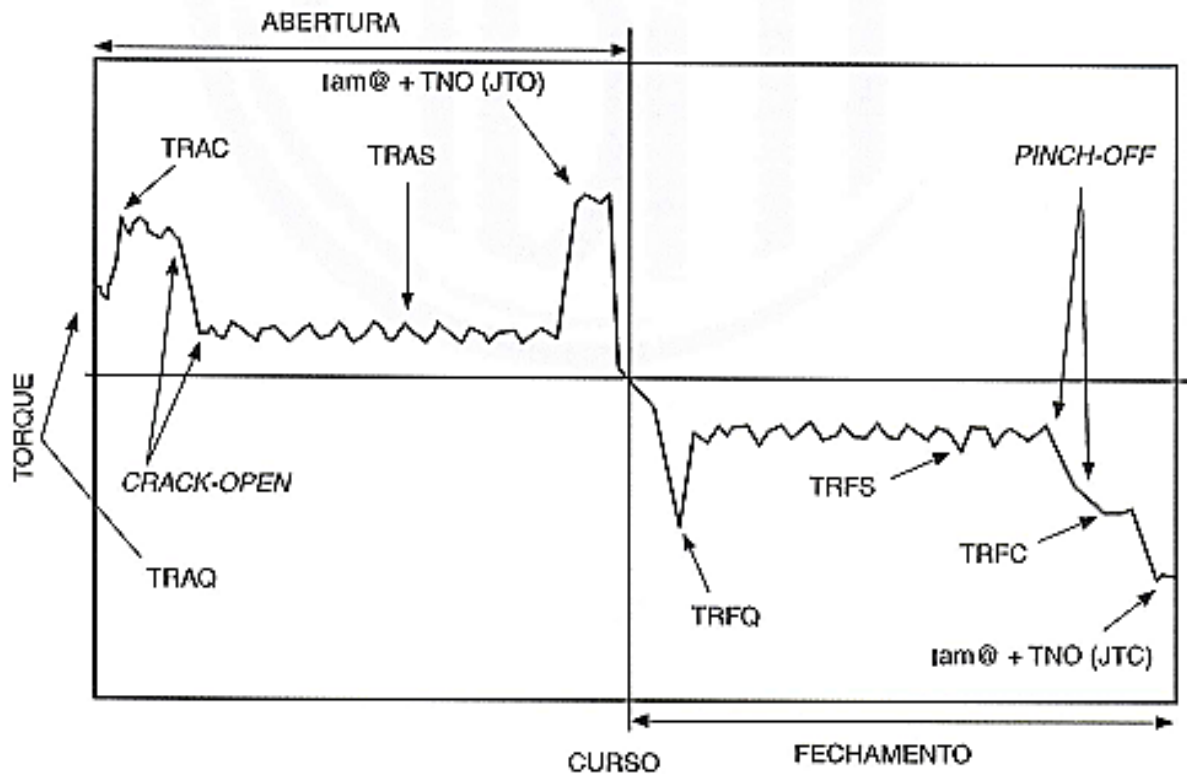
numéricos é possível obter soluções detalhadas do comportamento estrutural de peças com geometria complexas e de difícil solução analítica (AMARAL, 2008).

A expressão análise de tensões é normalmente utilizada para referenciar a determinação do campo de tensões em um determinado componente ou sistema. Porém, na realidade, compreende uma área maior, pois serve para descrever o comportamento completo, podendo abranger, em certas circunstâncias, a distribuição de carregamentos, tensões, deslocamentos, deformações e temperatura de um determinado sistema, quando ações externas, como, por exemplo, forças, momentos, deslocamentos prescritos ou gradientes de temperatura agem sobre o sistema (SPENCE e TOOTH, 1994). O modelo de análise de tensões, deste estudo, tem como finalidade avaliar o estado de tensões e deformações dos principais componentes da válvula, tais como, corpo/tampa/esfera/haste na condição de operação e teste hidrostático.

Para prever com precisão as cargas hidrodinâmicas do fluido, bem como os níveis de tensões e as vibrações em tubulações, pesquisas experimentais e teóricas têm mostrado que as análises dos movimentos do fluido e da tubulação devem ser conduzidas simultaneamente de forma acoplada. Esse tipo de abordagem é referido na literatura como interação fluido-estrutura e tem sido objeto de intensa pesquisa nos últimos anos, conforme tem sido documentado em uma série de artigos, tais como, Wiggert (1986, 1996), Tijsseling, Vardy e Fan (1996) e Wiggert e Tijsseling (2001). Este tipo de análise não é contemplado por norma, entretanto, em função da complexidade da operação alguns usuários exigem este tipo de estudo. Uma vez que essas válvulas são acionadas por um veículo de operação remota (ROV) e os mesmos tem seus torques de operação limitados a um determinado valor. O teste de aceitação de fábrica (FAT) realizado na válvula avalia somente o torque estático, porém, durante a operação a válvula esta submetida a um torque dinâmico, ou seja, ocorre uma influência do escoamento sobre no torque de acionamento, e esta influência é maior com o aumento da vazão do escoamento. Desta forma, é necessário que todos os fenômenos envolvidos na operação sejam avaliados, e assim, evitar possíveis contratemplos, como por exemplo, o não acionamento da válvula pelo ROV em operação, devido ao incorreto dimensionamento do valor de torque necessário para abrir e/ou fechar o conjunto válvula/redutor.

O valor de máximo torque ocorre na iminência da abertura da válvula, reduzindo para certo valor após um determinado percurso de abertura. A partir de um determinado ângulo a exposição da esfera as forças dinâmicas do fluxo é cancelada, conforme mostra a Figura 2.21 que apresenta a curva típica de assinatura de uma válvula (ABNT NBR 15827, 2014).

Figura 2.21 – Curva típica de assinatura de válvulas



Fonte: ABNT NBR 15827:2014

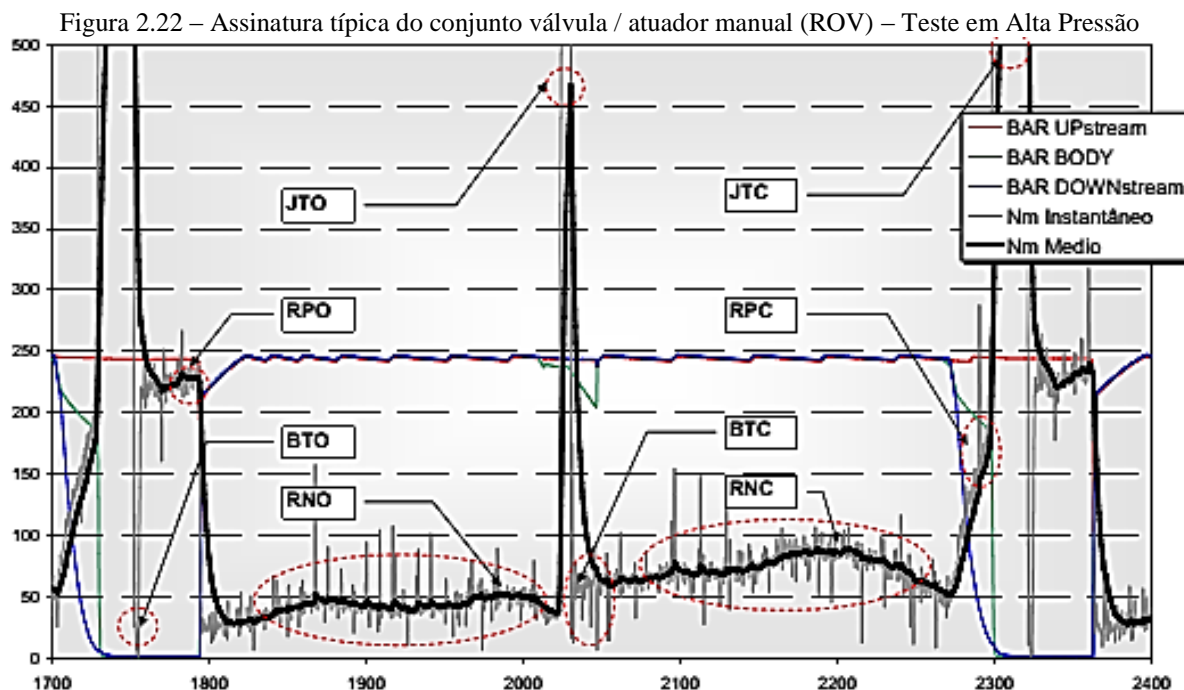
Em que:

- JTO:** TNO + aperto - válvula completamente aberta (Jam to open torque)
- JTC:** Aperto - TNO Válvula completamente fechada (Jam to close torque)
- TRAC:** Torque real de abertura com diferencial de pressão;
- TRAS:** Torque real de abertura sem diferencial de pressão;
- TRAQ:** Torque real de abertura na quebra de movimento;
- TRFQ:** Torque real de fechamento na quebra de movimento;
- TRFC:** Torque real de fechamento com diferencial de pressão;
- TRFS:** Torque real de fechamento sem diferencial de pressão;
- TRO:** Torque real de operação.

Conforme descrito na ET-3500.00-1510-224-PPC-002, o torque máximo durante o movimento de abertura da válvula quando a mesma já se encontra sem pressão diferencial é chamado de RNO (*Running torque with No-pressure to Open*) e o torque máximo durante o fechamento sob a mesma condição de RNC (*Running torque with No-pressure to Close*). Segundo especialistas neste tipo de produto o RNO e o RNC correspondem a um valor entre

20% e 25% do torque nominal de operação (TNO), valores obtidos através de teste de bancada durante a manufatura de válvulas de esfera do tipo *trunnion*.

A Figura 2.22, apresenta a assinatura de torque do conjunto válvula-atuador desde o início da abertura até o fechamento.



Fonte: ET-3500.00-1510-224-PPC-002 (2007, p.73)

Em que:

Break To Open (BTO): Torque para o início de giro da ferramenta de torque (torque tool), vulgarmente chamado de “torque de quebra para abrir”;

Running torque with Pressure to Open (RPO): Torque máximo durante o giro da ferramenta de torque enquanto a válvula ainda se encontra com pressão diferencial, durante o movimento de abertura;

Running torque with No-pressure to Open (RNO): Torque máximo durante o giro da ferramenta de torque quando a válvula já se encontra sem pressão diferencial, durante o movimento de abertura;

Jam To Open Torque (JTO): Torque aplicado pela ferramenta de torque no final de curso de abertura da válvula;

Break To Close (BTC): Torque para o início de giro da ferramenta de torque (torque tool), vulgarmente chamado de “torque de quebra para fechar”;

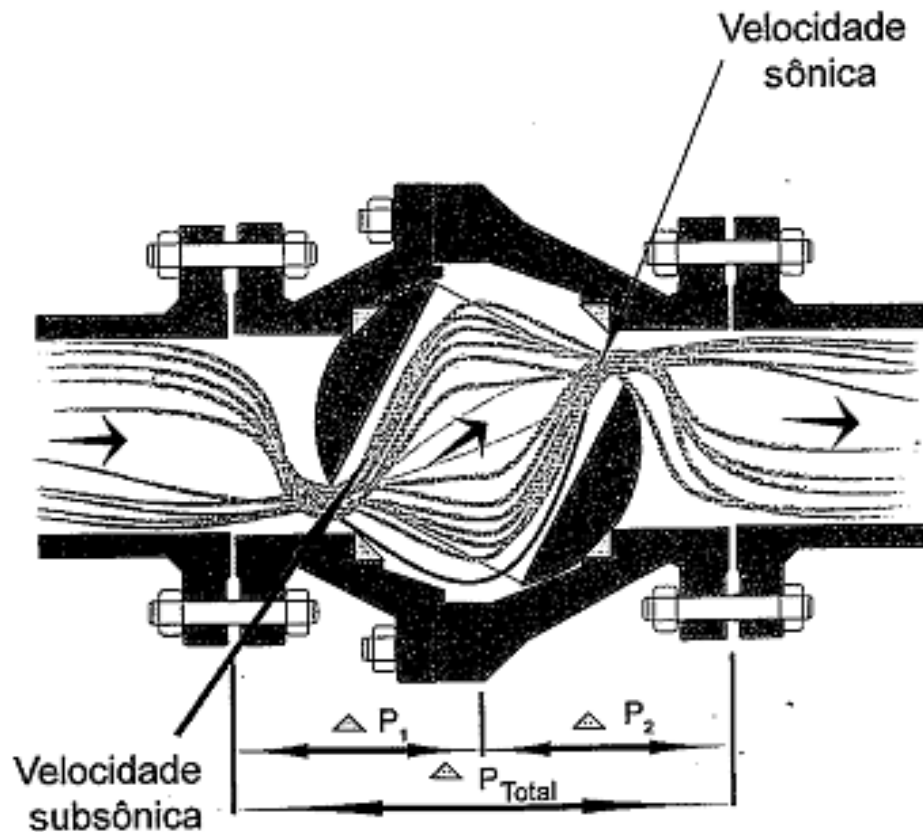
Running torque with No-pressure to Close (RNC): Torque máximo durante o giro da ferramenta de torque enquanto a válvula ainda se encontra sem pressão diferencial, durante o movimento de fechamento;

Running torque with Pressure to Close (RPC): Torque máximo durante o giro da ferramenta de torque quando a válvula já se encontra com pressão diferencial, durante o movimento de abertura. É um ponto de difícil obtenção prática;

Jam To Close Torque (JTC): Torque aplicado pela ferramenta de torque no final de curso de fechamento da válvula.

Segundo Mathias (2008), à medida que o curso de abertura é reduzido, a área de passagem da esfera com os anéis de vedação, forma duas elipses, aumentando a velocidade de escoamento nestes pontos, e conseqüentemente a perda de carga devido à turbulência do escoamento. A velocidade de escoamento alcançada pelo fluido na queda de pressão do primeiro estágio atinge valores subsônicos, enquanto que no segundo estágio uma velocidade sônica pode ser alcançada Figura 2.23.

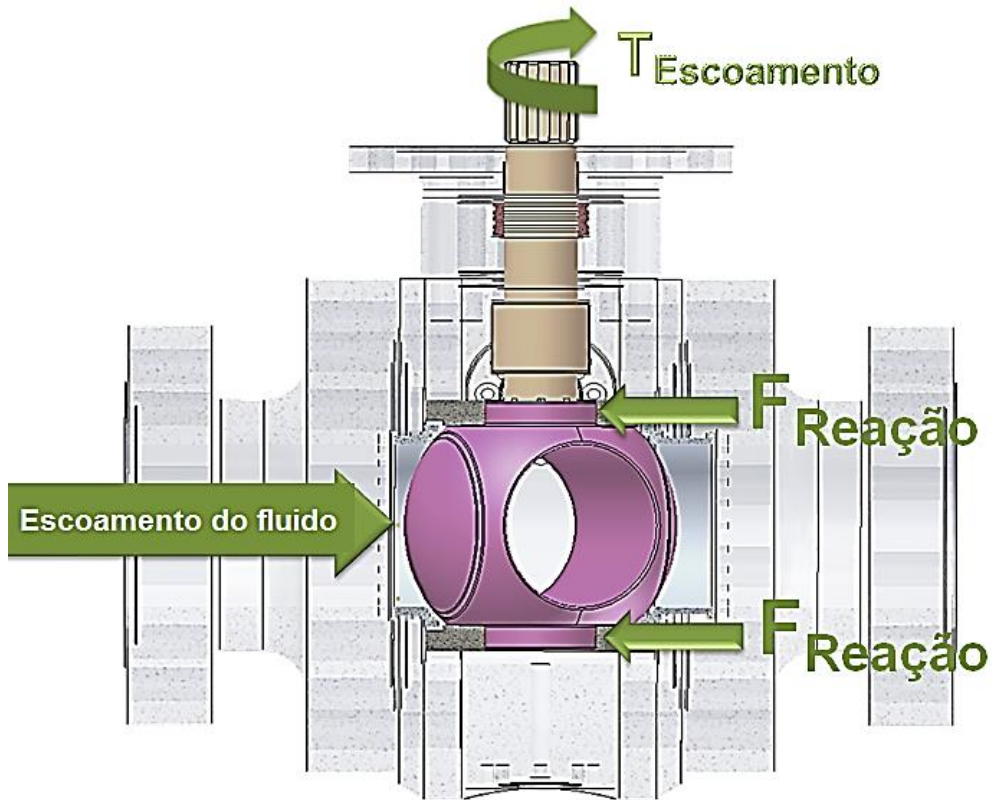
Figura 2.23 – Queda de pressão em dois estágios em válvula de esfera parcialmente aberta



Fonte: Mathias (2008)

A Figura 2.24, ilustra os pontos onde são avaliados os esforços adicionais devido às forças fluidodinâmicas geradas pela vazão de escoamento do fluido.

Figura 2.24 – Regiões que ocorrem esforços adicionais devido as forças fluidodinâmicas



Fonte: Elaborado pelo autor

O torque máximo ocorre no início da abertura de movimento da válvula, num ângulo de abertura entre 10° e 25° , a partir de 25° , o torque é reduzido, porque a exposição da esfera as forças fluidodinâmicas é anulada (MATHIAS, 2008). O fluxo de escoamento gera esforços adicionais no mancal (munhão) de apoio superior e inferior, sendo que os esforços variam de intensidade conforme o grau de abertura do sistema de acionamento da válvula (ZAPPE e SMITH, 2004; MATHIAS, 2008).

3 MATERIAIS E MÉTODOS

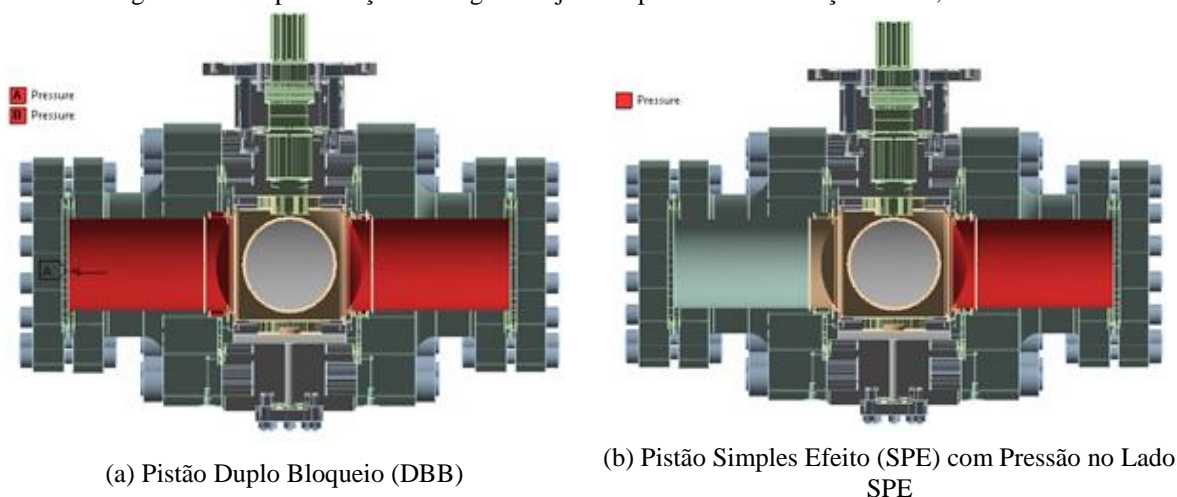
A concepção do estudo para avaliar a integridade estrutural de projeto de válvulas se deu a partir da elaboração dos seguintes modelos de análise. (i) modelo de análise de tensões; (ii) modelo para avaliação da pressão de contato sobre a pista de vedação; (iii) modelo de interação fluido estrutura para avaliação da influência do escoamento sobre o torque de acionamento; (iv) avaliação de projetos de válvulas já desenvolvidos ou que encontram em fase de desenvolvimento.

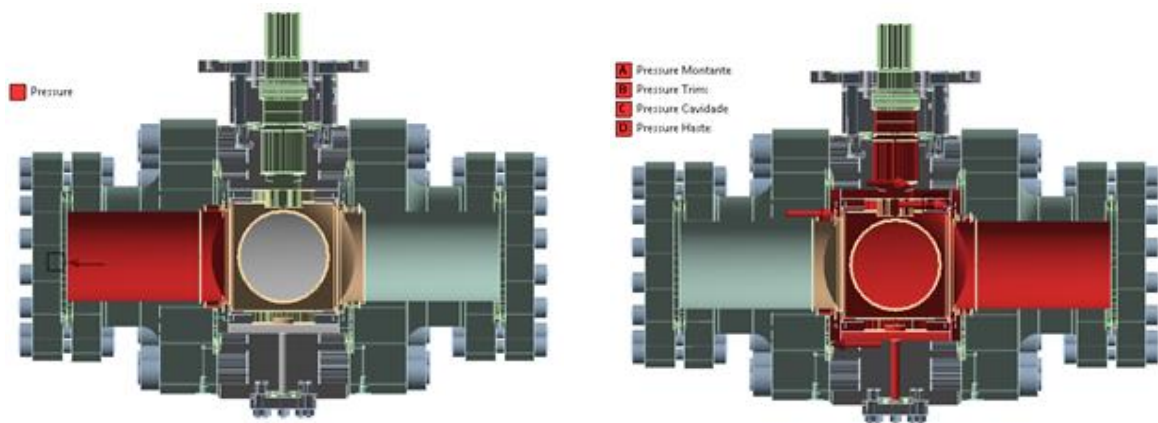
Nesta seção, é descrito o procedimento adotado para cada um dos modelos elaborados. A ferramenta principal empregada para realização do estudo é o método de elementos finitos por meio do uso de *software*. O estudo será elaborado a partir de uma válvula esfera do tipo *trunnion*, porém algum dos modelos de análises proposto poderá ser utilizado para analisar outros tipos de válvulas, como por exemplo, válvula gaveta e válvula de esfera flutuante.

3.1 MODELO DE ANÁLISE DE TENSÕES

As simulações da análise estrutural visam reproduzir as condições de montagem e operação de uma válvula de esfera do tipo *trunnion* para aplicação *subsea*. A válvula em questão possui as características funcionais de duplo bloqueio (DBB), pistão simples efeito (SPE) e pistão duplo efeito (DPE). Essas características de funcionamento também são aplicadas para válvulas *top-side*. Na Figura 3.1, são representados em vermelho, as regiões sujeitas à pressão no interior da válvula para os três casos de operação acima citados.

Figura 3.1 – Representação das regiões sujeitas a pressão nas condições DBB, SPE e DPE





(c) Pistão Simples Efeito (SPE) com Pressão no Lado DPE

(d) Pistão Duplo Efeito (DPE)

Fonte: Elaborado pelo autor

Excluindo as características específicas de cada projeto (ex. espessura de parede, sistema de vedação, vida útil, requisitos de testes) e levando em consideração somente as condições de carregamento, a única diferença entre uma válvula de aplicação *subsea* e uma válvula *top-side*, com as mesmas características de funcionalidade, é o carregamento devido à pressão externa. A válvula em análise será avaliada na pressão interna de 5000 psi (34,47 MPa) e lâmina d'água de 2000 metros.

O modelo contempla duas análises na posição fechada e três na posição aberta. Na Tabela 4, são descritas as combinações de simulações para avaliação da integridade estrutural da válvula.

Tabela 4 – Combinações de análise da válvula de esfera *trunnion* de aplicação submarina

Posição	Condição	Temperatura (°C)	Pressão Interna (MPa)	Pressão Externa (MPa)	Torque (Nm)
Fechada	A	82	25,53	0	27800 (TMT = 1,8TNO)
	B		25,53	19,60	
Aberta	C		38,295	0	-
	D		25,53	19,60	
	E		0	19,60	

Fonte: Elaborado pelo autor

A seguir são descritas as condições de operação previstas pela Tabela 4.

- i. **Condição A:** Pré-carga + Pressão Interna (PMT) + Torque (TMT). Representa a condição de teste de verificação de performance sem o efeito da lâmina d'água;
- ii. **Condição B:** Pré-carga + Pressão Interna (PMT) + Pressão Externa (2000mH₂O) + Torque (TMT). Representa a condição de teste de verificação de performance com o efeito da lâmina d'água;
- iii. **Condição C:** Pré-carga + Pressão Interna (1,5PMT). Representa a condição de verificação de integridade por teste hidrostático sem o efeito da lâmina d'água;
- iv. **Condição D:** Pré-carga + Pressão Interna (PMT) + Pressão Externa (2000mH₂O). Representa a condição de operação com baixo diferencial de pressão;
- v. **Condição E:** Pré-carga + Pressão Externa (2000mH₂O). Representa a condição de operação com alto diferencial de pressão.

3.1.1 Malha Gerada

Para as simulações da análise estrutural a malha gerada contém elementos tetraédricos em componentes como o corpo, a tampa e em componentes que possuem uma geometria que favoreça o uso deste tipo de elemento. Nos demais componentes, foram utilizados elementos hexaédricos. Nos componentes de maior interesse da análise, bem como nas regiões de maior concentração de tensões foram realizados refinamentos da malha. Na elaboração de modelos pelo método dos elementos finitos uma das principais questões abordadas consiste, em conhecer e entender se a malha inicialmente adotada para aproximação da solução é adequada ou não. Desta forma, no APÊNDICE C é apresentado um estudo de densidade de malha.

A Tabela 5, apresenta o número de nós e elementos utilizados para as configurações da análise estrutural da válvula analisada neste estudo.

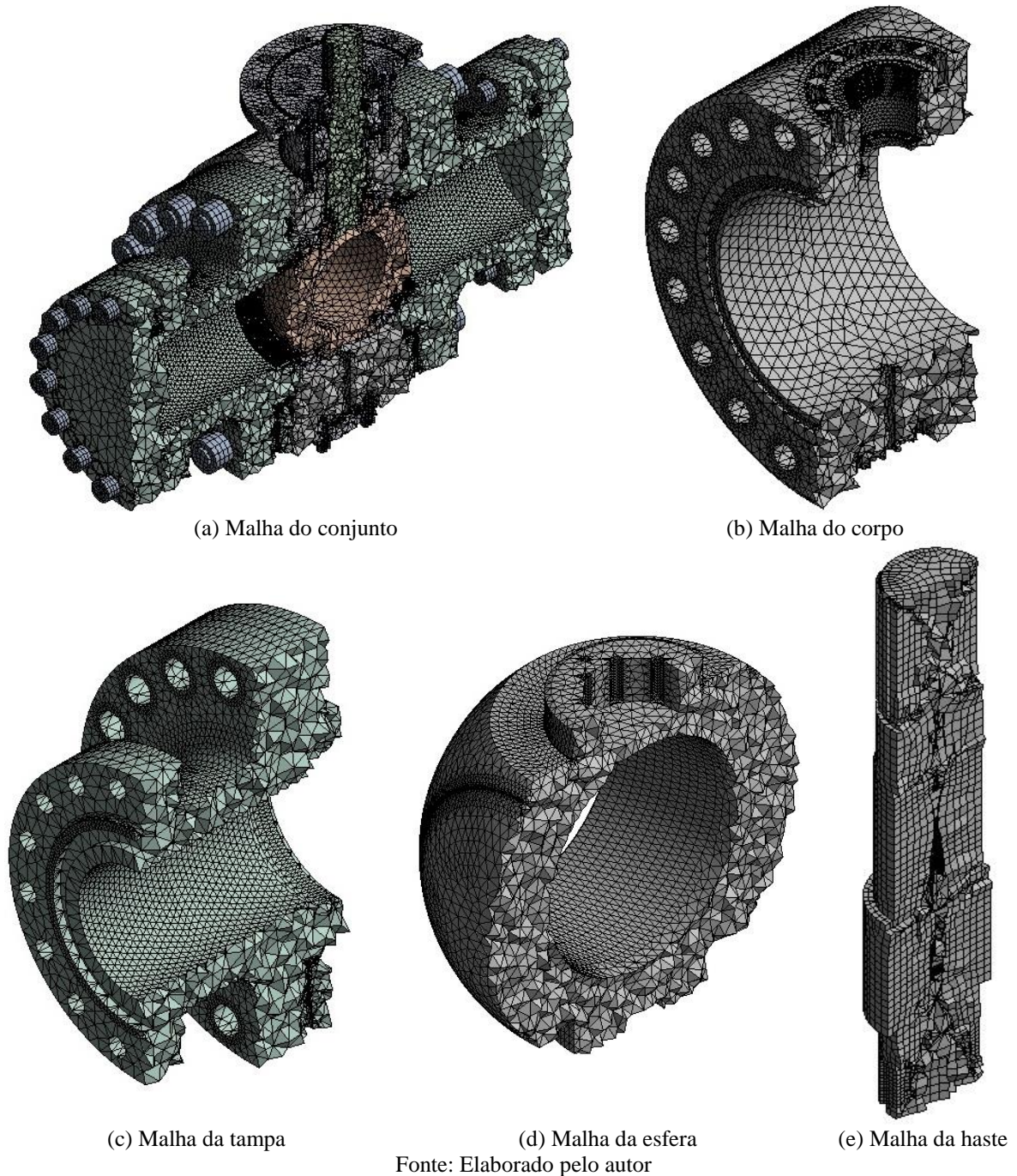
Tabela 5 – Configuração da malha

Posição	Nós	Elementos
Fechada	2.150.783	1.125.296
Aberta	1.789.285	929.293

Fonte: Elaborado pelo autor

A Figura 3.2, ilustra a razão de aspecto da malha gerada no conjunto e nos principais componentes da válvula.

Figura 3.2 – Razão de aspecto da malha gerada nos principais componentes da válvula



3.1.2 Contatos

Para realização das análises para avaliar o estado de tensões e deformações pelo critério de análise elástica de tensões foram utilizados contatos lineares do tipo *Bonded* e *No*

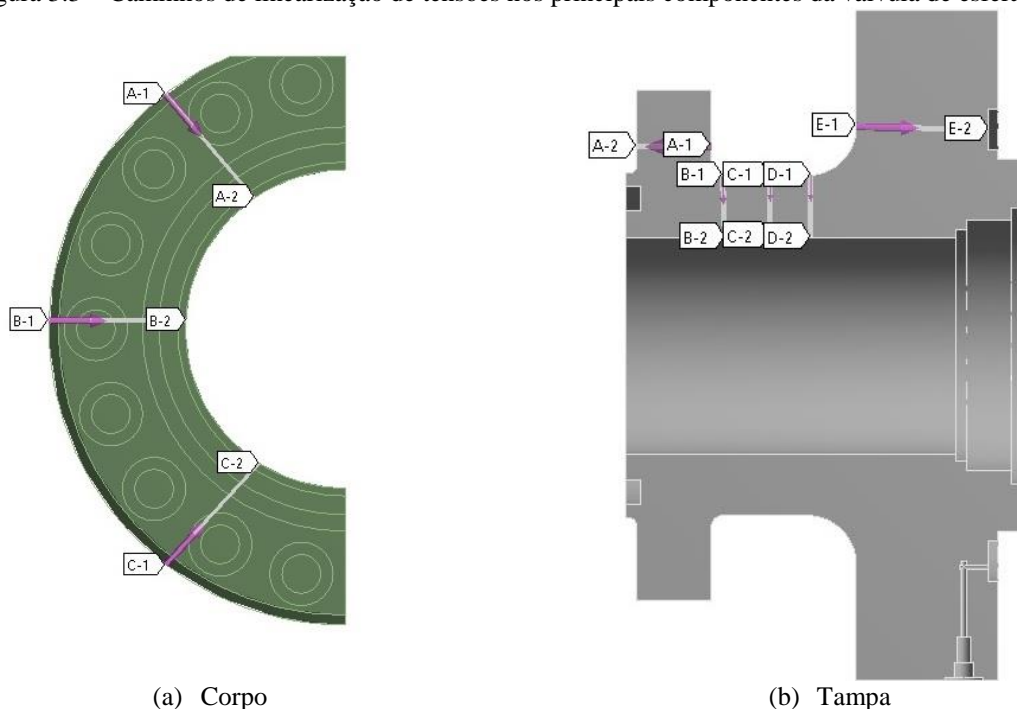
Separation. O contato do tipo *Bonded* não permite a separação nem o deslizamento entre superfícies, ou seja, é um contato do tipo colado e foi utilizado nas regiões que representam essa característica, por exemplo, roscas. Já o contato do tipo *No Separation* permite o deslizamento entre superfícies, mas não permite a separação entre as mesmas este tipo de elemento foi utilizado no contato da face das porcas com a face dos flanges.

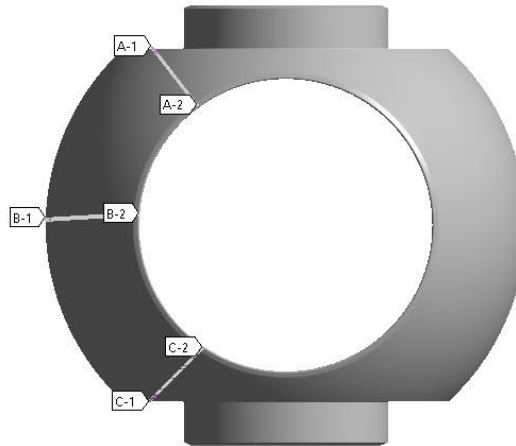
3.1.3 Critério de Análise

Os componentes da válvula contemplados no modelo de análise estrutural para avaliação da integridade estrutural são: o corpo, a tampa, a haste e a esfera. O corpo, a tampa e a esfera são considerados como cascos de um vaso sob pressão, portanto, suas análises seguem os requisitos do Capítulo 5 do código ASME Seção VIII Divisão 2 (2011a). Os componentes acima citados serão avaliados pelo método de análise elástica de tensões, ou seja, linearização e categorização de tensões, caso seja necessário também será realizada uma análise de carga limite, a fim de determinar a carga de colapso estrutural da válvula. O estudo da análise de carga limite é apresentado no APÊNDICE A.

A Figura 3.3, ilustra as regiões “caminhos” de linearização de tensões dos componentes corpo/tampa e esfera.

Figura 3.3 – Caminhos de linearização de tensões nos principais componentes da válvula de esfera *trunnion*





(c) Esfera
 Fonte: Elaborado pelo autor

Na linearização de tensões, são expressos os resultados dos três tipos básicos de tensão: membrana, membrana mais flexão e pico (parcela de tensão adicionada às tensões de membrana e membrana mais flexão resultando na tensão total) ao longo da geometria selecionada, cabendo ao engenheiro determinar, se a tensão de membrana é geral ou local. Conforme já mencionado na revisão bibliográfica (Item 2.6.2), o procedimento para determinação e classificação das tensões teve uma grande evolução nos últimos, porém a técnica ainda é limitada.

A componente haste é considerada como parte integrante do sistema de acionamento da válvula, portanto, deve satisfazer o critério de falha de von Mises para torção pura. A Tabela 6, ilustra os principais modos de falhas avaliados pelo método de análise elástica de tensões.

Tabela 6 – Modos de falha analisados e limites admissíveis

Componente	Modo de Falha	Critério de Análise	Limite Admissível	
			S	$\approx 2/3 S_y$
Corpo, Tampa e Esfera	Colapso Estrutural	Tensão Primária de Membrana Geral (P_m)	S	$\approx 2/3 S_y$
		Tensão Primária de Membrana mais Tensão Primária de Flexão ($P_L + P_b$)	1,5S	S_y
Haste	Torção Pura	Tensão equivalente de von Mises	0,577 S_y	

Fonte: Adaptado ASME VIII, Divisão 2 (2011a); Norton (2006); Shigley (2011)

3.1.4 Estudo Experimental e Numérico de Tensões

A análise de tensões consiste fundamentalmente em determinar o estado de tensão e deformação em um ou em vários pontos de uma válvula, a partir de determinadas combinações de carregamento em que o produto é submetido.

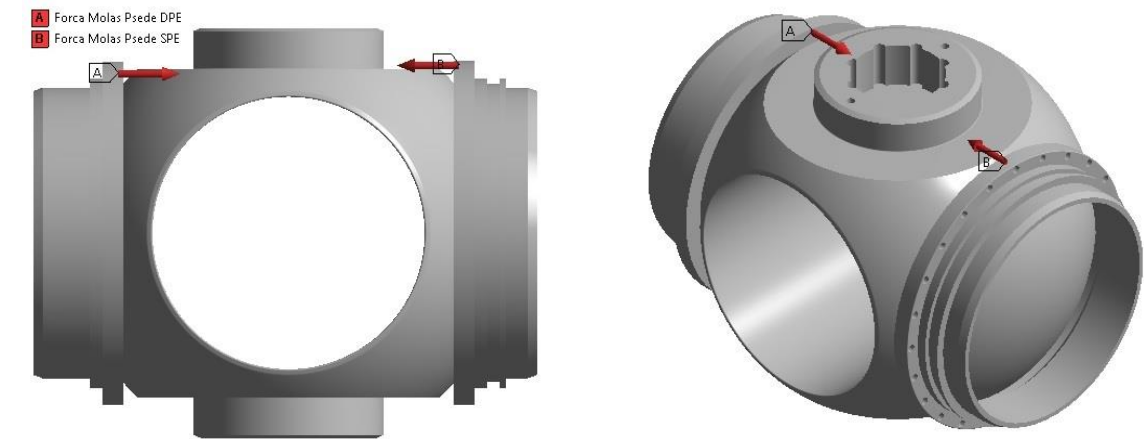
O ensaio experimental de protótipos com a utilização de strain gages tem como finalidade validar os resultados das simulações computacionais. Este tipo de ensaio consiste em comparar os resultados da simulação numérica com os resultados experimentais, permitindo com isso o ajuste do modelo computacional a fim de obter maior precisão na simulação computacional. No APÊNDICE B é apresentado um estudo comparativo entre ambas as técnicas de análise de tensões e deformações em válvulas.

3.2 MODELO DE ANÁLISE DA PRESSÃO DE CONTATO NA PISTA DE VEDAÇÃO

O comportamento estrutural do sistema de acionamento (sede, porta-sede e esfera), será avaliado pela pressão de contato sobre a pista de vedação, e tem como finalidade, avaliar a ocorrência de vazamento interno na interface de contato entre sede e esfera. O conhecimento prático e a premissa de projeto adotado pelos principais fabricantes de válvulas estabelecem que o valor da pressão de contato sobre a pista de vedação deve ser maior que o valor da pressão exercida pelo fluido para que ocorra estanqueidade. A pressão de contato pode ser maior ou menor em função do material da sede, ou seja, para uma sede metal-metal por ser de um material mais rígido, o valor da pressão de contato deve ser muito maior do que para uma vedação resiliente. Além da pressão de contato outros fatores, tais como, rigidez e deformação do porta-sede e da esfera influenciam na capacidade de vedação, entretanto, esses fatores não serão avaliados neste estudo.

O estudo para avaliar o comportamento da pressão de contato sobre a pista de vedação foi realizado a partir da construção de um modelo que contempla somente os principais componentes que fazem parte do sistema de vedação, neste caso, esfera, sede e porta sede. Outros componentes que fazem parte do sistema, como por exemplo, a haste, foi substituída por restrições compatíveis para representar as condições de contorno do conjunto analisado. A Figura 3.4, ilustra o modelo com os principais componentes e carregamentos adotados na análise da pressão de contato sobre a pista de vedação em válvulas de esfera do tipo *trunnion*.

Figura 3.4 – Modelo da análise da pressão de contato na pista de vedação em válvulas de esfera do tipo *trunion*



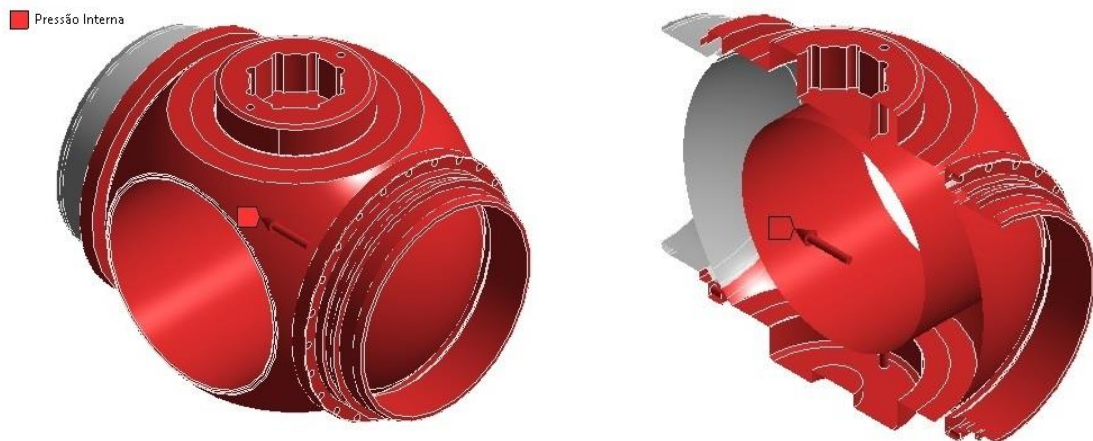
(a) Força das molas aplicada no porta-sede



(b) Pressão interna aplicada na esfera e porta-sede na condição duplo bloqueio (DBB)



(c) Pressão interna aplicada na esfera e porta-sede na condição pistão simples efeito (SPE)



(d) Pressão interna aplicada na esfera e porta-sede na condição pistão duplo efeito (DPE)
 Fonte: Elaborado pelo autor

3.2.1 Contatos

Para as análises da pressão de contato foram utilizados contatos do tipo *Bonded* e *Frictional*. O contato do tipo *Bonded* não permite a separação nem o deslizamento entre superfícies e foi utilizado nas superfícies de contato e fixação da sede no porta-sede. O contato *Frictional* é um contato denominado não linear, este contato permite o deslizamento e a separação das superfícies, o mesmo foi utilizado na interface de contato entre sede e esfera.

3.2.2 Critério de Análise

A premissa adotada pelos principais fabricantes de válvulas menciona que, para que ocorra estanqueidade dos elementos de vedação, a pressão de contato sobre a superfície de vedação deve ser maior que a pressão interna gerada pelo fluido. Desta forma, para avaliar o desempenho de sistema de vedação, o critério de análise adotado para que não ocorra vazamento na interface sede/esfera, é de que a pressão de contato sobre a pista de vedação seja maior que a pressão interna gerada pelo fluido.

3.3 MODELO DE ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DA VAZÃO DE ESCOAMENTO SOBRE TORQUE DE ACIONAMENTO DA VÁLVULA

O modelo da análise de interação fluido-estrutura (FSI) tem como objetivo avaliar a influência da vazão de escoamento no torque de acionamento da válvula. As simulações

computacionais foram realizadas para os ângulos de abertura da válvula de 10°, 12,5°, 15,0°, 17,5°, 20° e 25°.

3.3.1 Hipóteses Adotadas na Análise de Interação Fluido-Estrutura

No presente estudo foram realizadas simulações com o fluido petróleo considerando as seguintes hipóteses.

- i. Escoamento em regime permanente;
- ii. Escoamento turbulento;
- iii. Temperatura de 25 °C;
- iv. Processo adiabático;
- v. Fluido Newtoniano;
- vi. Fluido incompressível.

A Tabela 7, ilustra as principais propriedades do fluido petróleo utilizado nas análises.

Tabela 7 – Propriedades do fluido petróleo 28,3° API a 25 °C

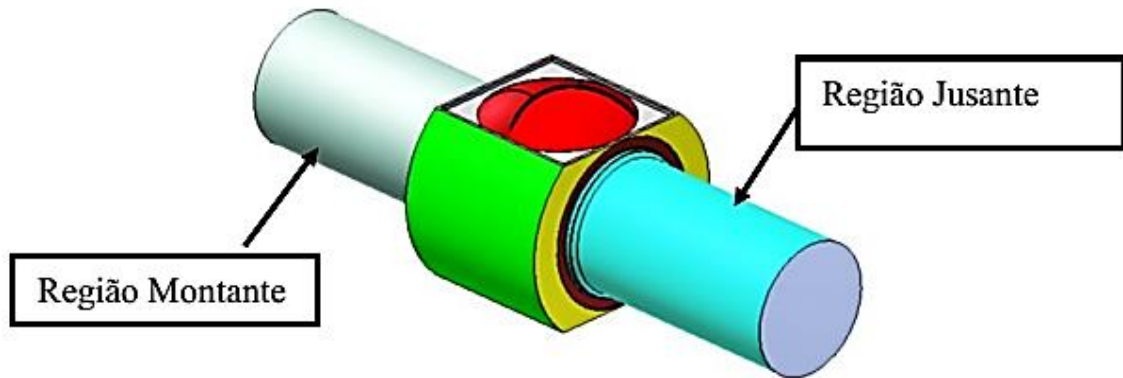
PROPRIEDADE	VALOR	FONTE
Densidade (kg/m ³)	885	FILHO (2010) Tab. 4, pg. 77
Massa Molar (kg/kmol)	331	RIAZI e AL-SAHHAF (1996) Tab. 4, pg. 220
Viscosidade Dinâmica (kg/m.s)	0,0305	FILHO (2010) Tab. 4, pg. 77

Fonte: Adaptado Filho(2010); Riazi e Al-Sahhaf (1996)

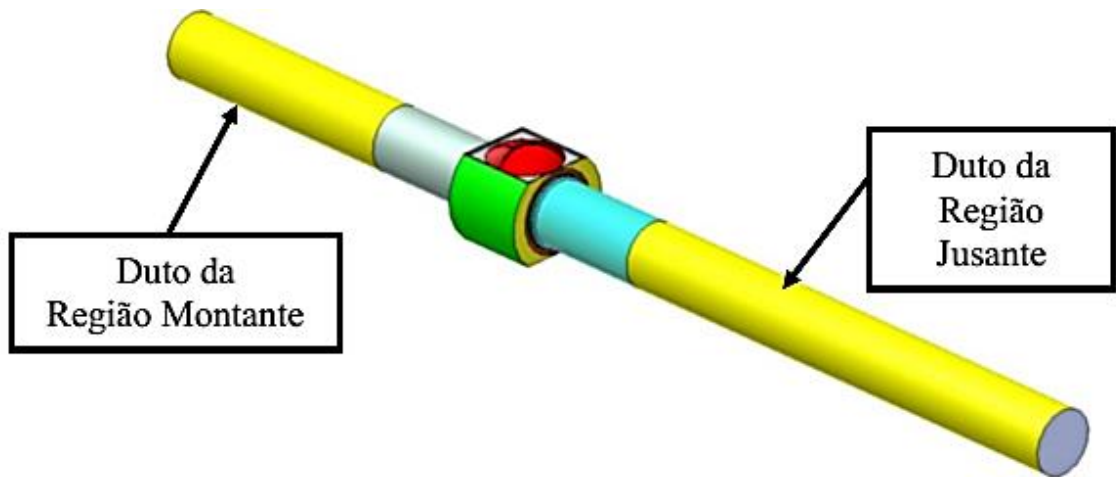
3.3.2 Modelo do Fluido

A geometria utilizada como modelo do fluido compreende as regiões da superfície molhada. Foram adicionados segmentos de dutos uniformes à montante e jusante da válvula, sendo um comprimento de quatro vezes o diâmetro de passagem foi adotado para a região montante, com o intuito de permitir o desenvolvimento do perfil de velocidade, e oito vezes para jusante, a fim de permitir a estabilização do escoamento na região jusante da válvula. Esses valores de comprimento de quatro e oito vezes o diâmetro de passagem são recomendações da norma ANSI/ISA-75.02-1996. A Figura 3.5, ilustra a região da superfície molhada da válvula sem segmentos de dutos e com os segmentos de dutos.

Figura 3.5 – Regiões da superfície molhada da válvula



(a) Sem segmento de dutos



(b) Com segmento de dutos

Fonte: Elaborado pelo autor

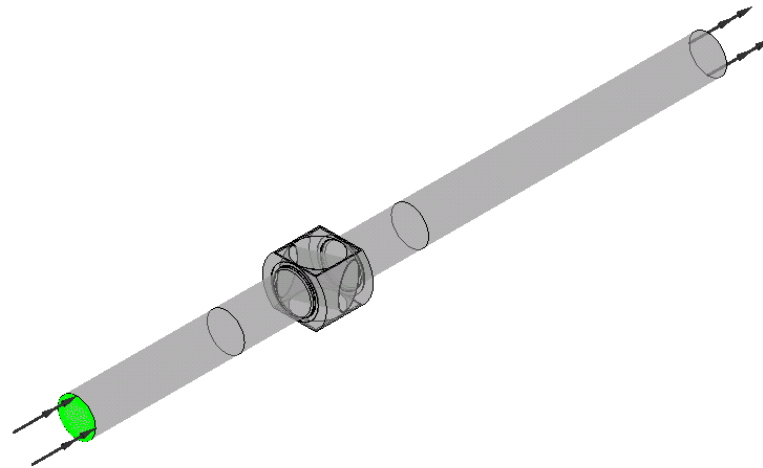
3.3.3 Modelo da Análise Fluidodinâmica

Para a análise fluidodinâmica foram adotadas as seguintes condições descritas abaixo

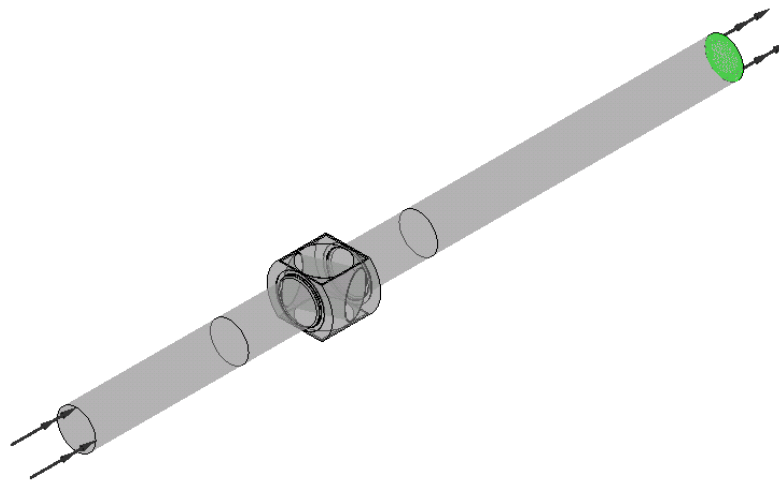
- i. Pressão Estática Manométrica na região de Entrada;
- ii. Vazão Mássica na região de Saída.

A Figura 3.6, apresenta (em cor verde) as regiões de superfície molhada da válvula.

Figura 3.6 – Regiões da superfície molhada utilizados na análise fluidodinâmica



(a) Região de entrada



(b) Região de saída
Fonte: Elaborado pelo autor

A pressão estática manométrica adotada para a região de entrada (montante) para todas as simulações foi 25,53MPa, pressão máxima de trabalho (PMT) da válvula em estudo. Na região de saída (jusante), os valores de vazão mássica adotados foram determinados para a velocidade máxima de 7m/s à jusante. A vazão mássica é determinada pela seguinte equação.

$$q = A \times v \times D \quad (1)$$

Em que:

q : Vazão mássica [kg/s];

A : Área da seção de passagem [m²];

v : Velocidade [m/s];

D : Densidade do fluido [kg/m³].

3.3.4 Modelo da Análise de Interação Fluido-Estrutura

Por se tratar de uma análise de interação fluido-estrutura, os carregamentos das condições extremas de operação da válvula são devido à vazão de escoamento do fluido na pressão máxima de trabalho (PMT). Em função disto, os carregamentos de pressão devido ao escoamento são importados do módulo dinâmica dos fluidos (CFD) para o módulo estrutural estática (FEA), pelo próprio software utilizado para realizar a simulação computacional.

3.3.5 Malha Gerada

Para as análises fluidodinâmicas foram geradas malhas com elementos tetraédricos, sendo que os tamanhos dos elementos variam de acordo com o ângulo de abertura do sistema de acionamento da válvula. Nas regiões onde ocorrem mudanças bruscas da pressão e velocidade aplicou-se um maior refinamento de malha. A Tabela 8, apresenta o número total de nós e elementos de cada malha gerada para análise fluidodinâmica, em função da posição de abertura do sistema de acionamento.

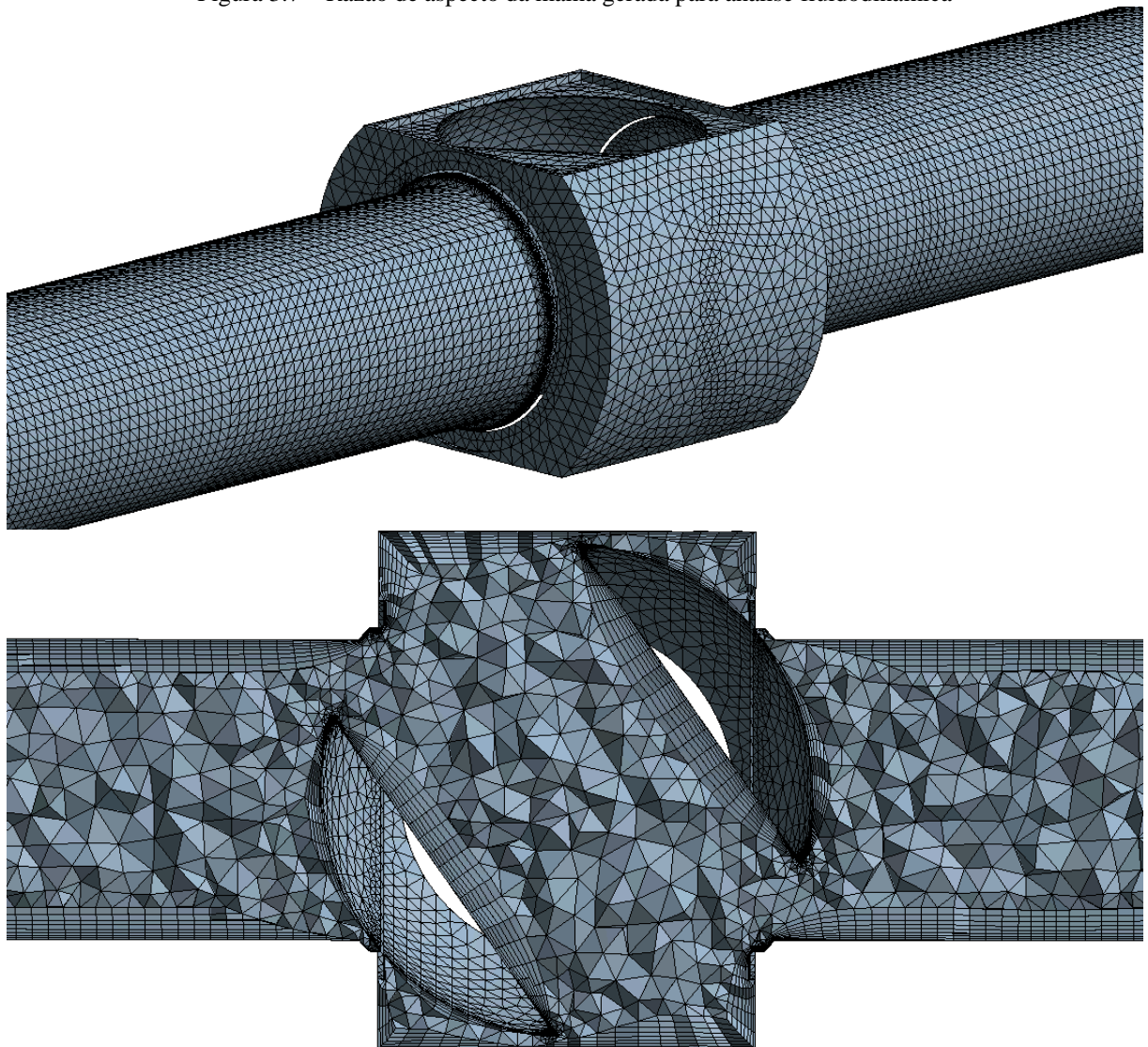
Tabela 8 – Configuração de malha da análise fluidodinâmica

Posição	Nós	Elementos
10,0°	705.060	1.985.625
12,5°	320.090	812.327
15,0°	398.300	1.000.780
17,5°	286.065	715.060
20,0	223.147	548.799
22,5	223.556	547.002
25,0°	317.680	776.885

Fonte: Elaborado pelo autor

A Figura 3.7, ilustra a razão de aspecto da malha gerada para análise fluidodinâmica.

Figura 3.7 – Razão de aspecto da malha gerada para análise fluidodinâmica



Fonte: Elaborado pelo autor

Para as análises estruturais estáticas, que tem a finalidade avaliar a influência da vazão de escoamento sobre o torque de acionamento dinâmico da válvula de esfera *trunnion*, a malha gerada contém elementos tetraédricos em componentes como o corpo, a tampa e em componentes que possuem uma geometria que favoreça o uso deste tipo de elemento. Nos demais componentes, foram utilizados elementos hexaédricos. Nos regiões de maior interesse da análise foram realizados refinamentos na malha. A Tabela 9, apresenta o número total de nós e elementos de cada malha gerada para análise estrutural estática, em função da posição de abertura do sistema de acionamento.

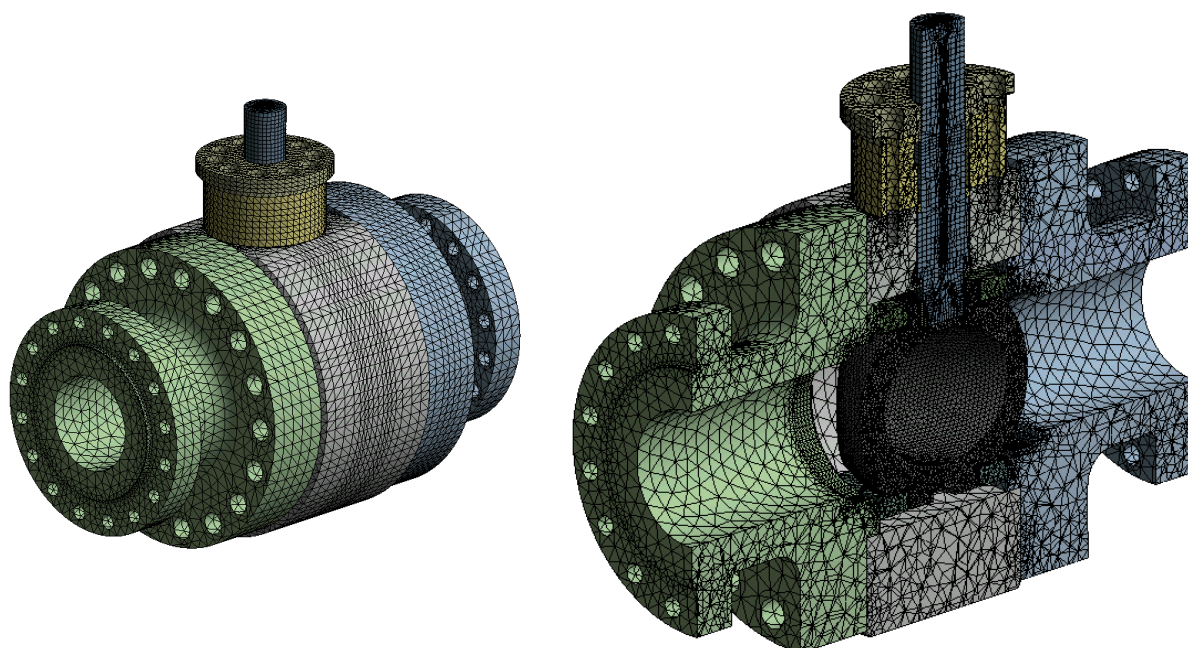
Tabela 9 – Configuração de malha da análise estrutural estática

Posição	Nós	Elementos
10,0°	908.335	565.496
12,5°	906.303	565.509
15,0°	913.045	568.619
17,5°	923.820	578.449
20,0°	932.390	581.684
22,5°	941.535	591.285
25,0°	966.776	600.365

Fonte: Elaborado pelo autor

A Figura 3.8, ilustra a razão de aspecto da malha gerada para análise estática estrutural.

Figura 3.8 – Malha gerada para análise estática estrutural considerando os efeitos do fluido sobre a estrutura



Fonte: Elaborado pelo autor

3.3.6 Contatos

Nas análises foram utilizados contatos do tipo *Bonded* e *Frictionless*. O contato do tipo *Bonded* não permite a separação nem o deslizamento entre superfícies, ou seja, é um contato do tipo colado. Com exceção dos contatos da esfera com os mancais de apoio e as

buchas *trunnion*, os demais foram utilizados o tipo *Bonded*. Com a finalidade de obter um comportamento mais próximo da realidade operacional, foram utilizados na interface esfera com os mancais de apoio e as buchas *trunnion* contato do tipo *Frictionless*. Este tipo de contato permite separação das superfícies, bem como, deslizamentos tangenciais sem qualquer tipo de restrição, ou seja, sem atrito.

3.3.7 Critério de Análise

A análise de interação fluido-estrutura avalia os resultados em termos de força e torque, devido às forças fluidodinâmicas geradas pela vazão escoamento do fluido na pressão máxima de trabalho (PMT), durante o movimento de abertura e fechamento da válvula.

No presente estudo será avaliado o comportamento dos esforços resultantes sobre o sistema de acionamento em função do ângulo de abertura da haste da válvula. A finalidade é verificar se os máximos esforços ocorrem no início de abertura da válvula, ou seja, verificar a influência que as forças fluidodinâmicas exercem ao longo do percurso de abertura e fechamento da válvula. O torque nominal de operação (TNO) é utilizado como critério de análise, ou seja, será o valor máximo admissível durante o movimento de abertura ou fechamento da válvula. Sendo assim, o torque devido as forças fluidodinâmicas sobre a esfera ($T_{\text{Escoamento}}$) gerado pelo escoamento do fluido na pressão máxima de trabalho, mais o torque nas buchas *trunnion* ($T_{\text{Buchas Trunnion}}$) somado ao RNO, durante a abertura da válvula, ou RNC, para o fechamento, não devem ultrapassar o valor do TNO.

4 ANÁLISE DOS RESULTADOS E DISCUSSÕES

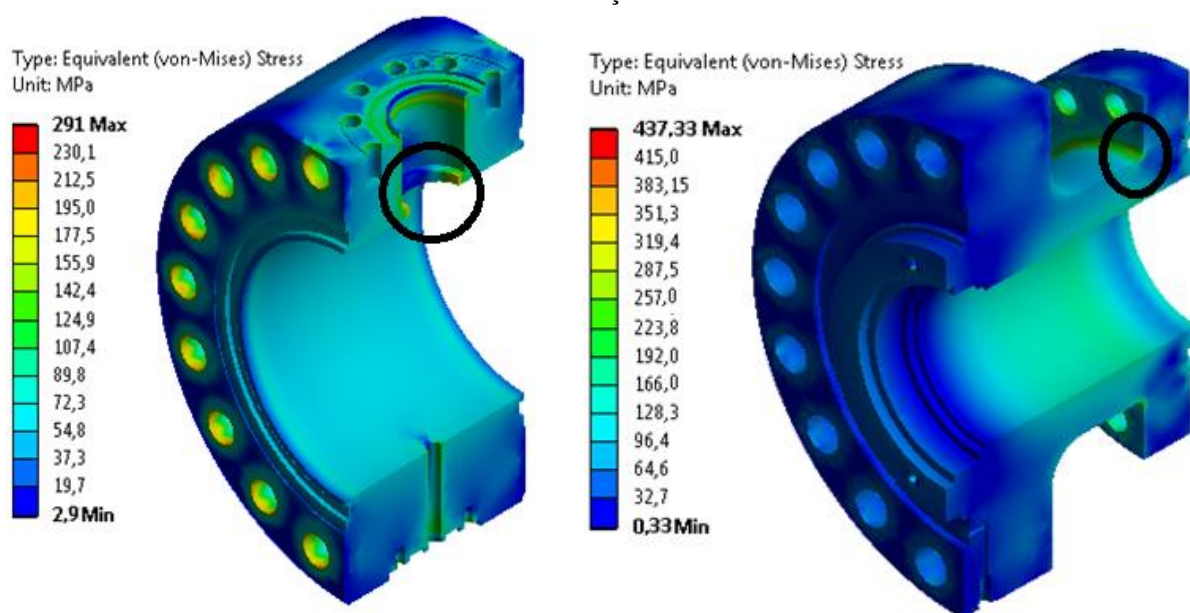
4.1 RESULTADOS DO MODELO DE ANÁLISE DE TENSÕES

A análise de tensões consiste em avaliar a falha devido ao colapso estrutural para o corpo, a tampa, a esfera e a haste na condição de operação e teste hidrostático. As análises são realizadas com a válvula na posição fechada e na posição aberta. Na posição fechada avalia a performance da válvula considerando o efeito da lâmina d'água (Condição A) e desconsiderando o efeito da lâmina d'água (Condição B), em ambas as condições é levado em consideração do torque de acionamento. Na posição aberta é verificada a integridade estrutural por teste hidrostático sem o efeito da lâmina d'água (Condição C). Também é avaliada a integridade estrutural na condição de operação com baixo diferencial de pressão (Condição D) e na condição de operação com alto diferencial de pressão (Condição E), nestas condições não é considerando o torque de acionamento.

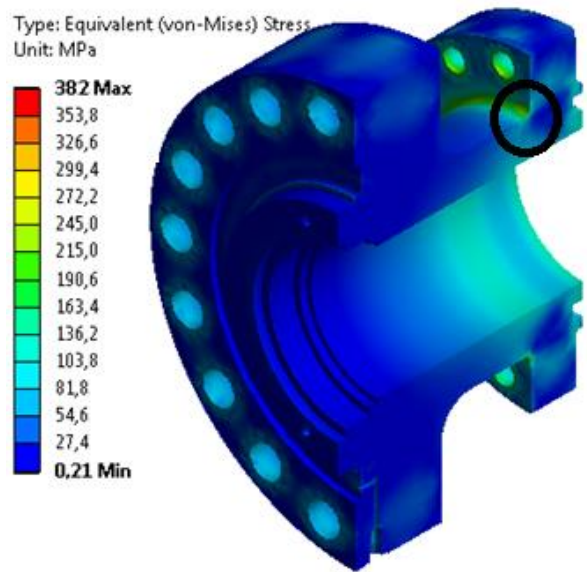
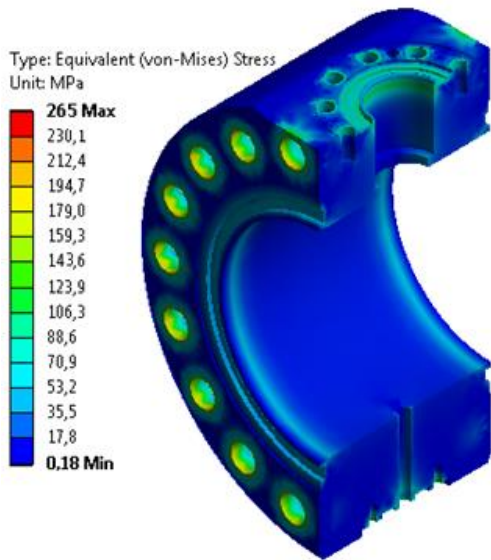
4.1.1 Análise dos Resultados da Válvula na Posição Fechada e Aberta

Na Figura 4.1, são ilustrados os gradientes das tensões equivalentes do componente corpo e tampa para as condições de carregamento A, B, C, D e E, conforme descrito na Tabela 4.

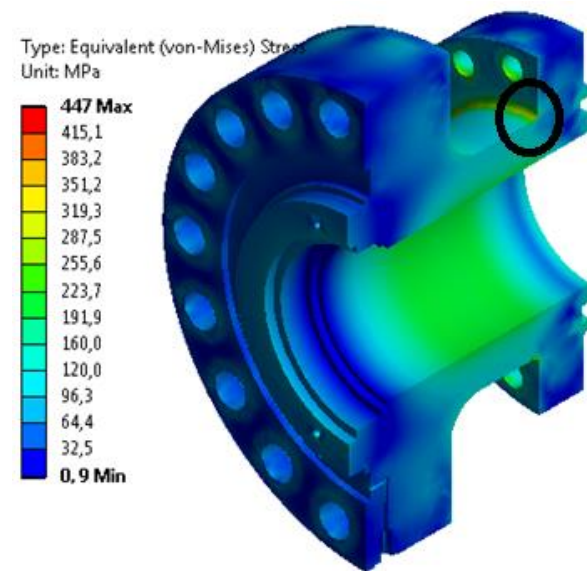
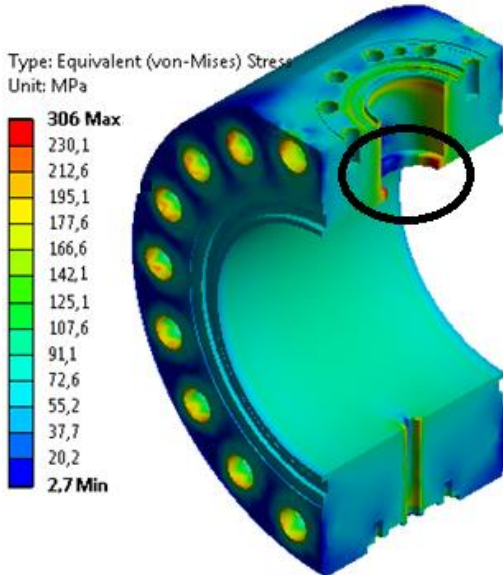
Figura 4.1 – Gradiente de tensões no corpo e na tampa
CONDIÇÃO A



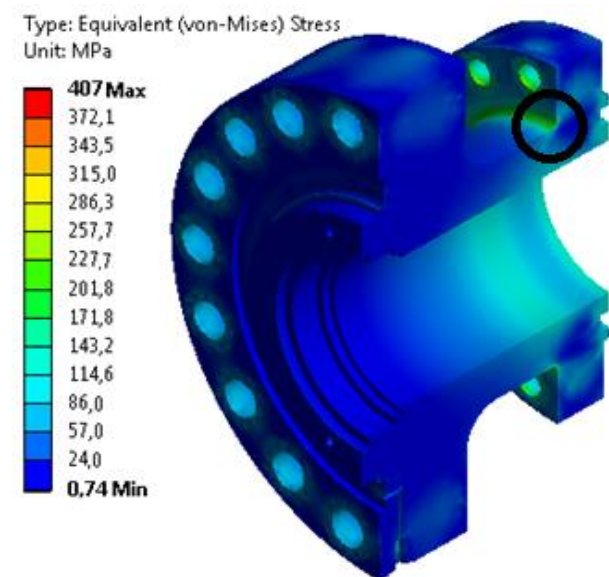
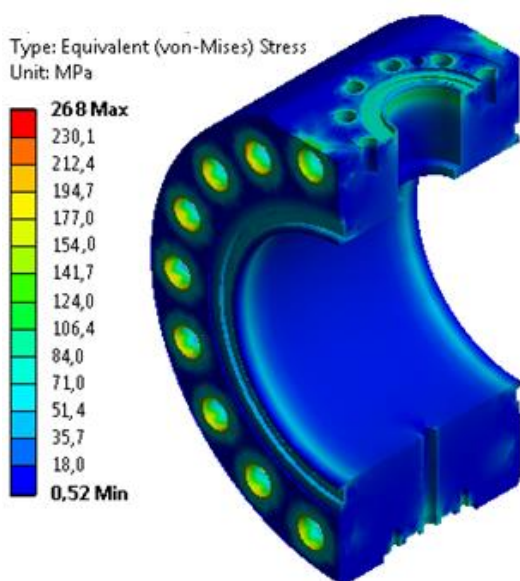
CONDIÇÃO B



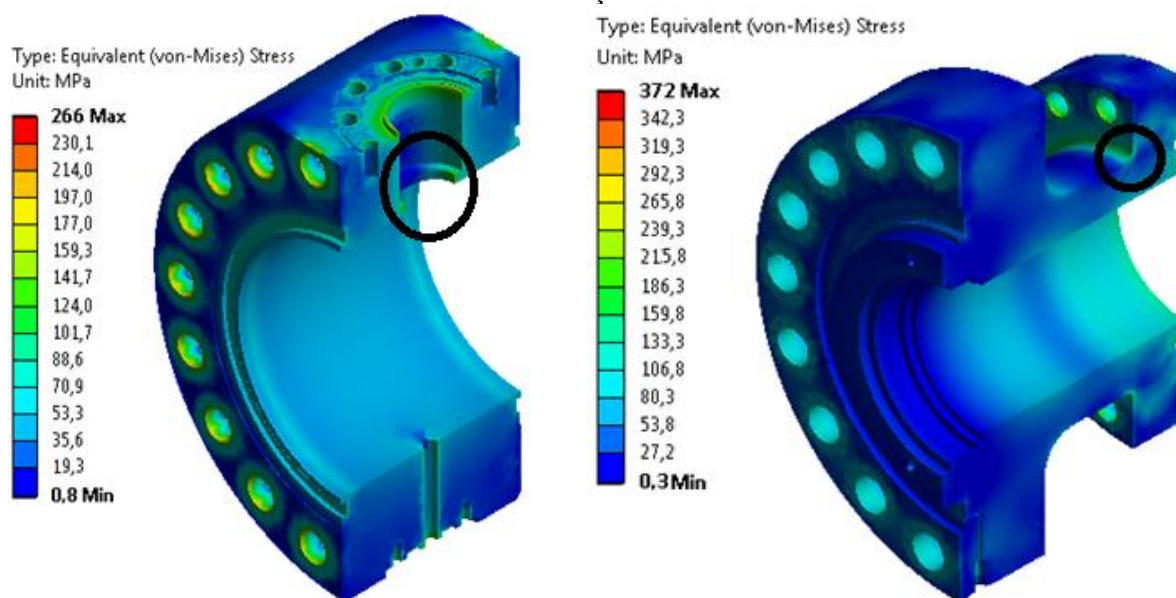
CONDIÇÃO C



CONDIÇÃO D



CONDIÇÃO E



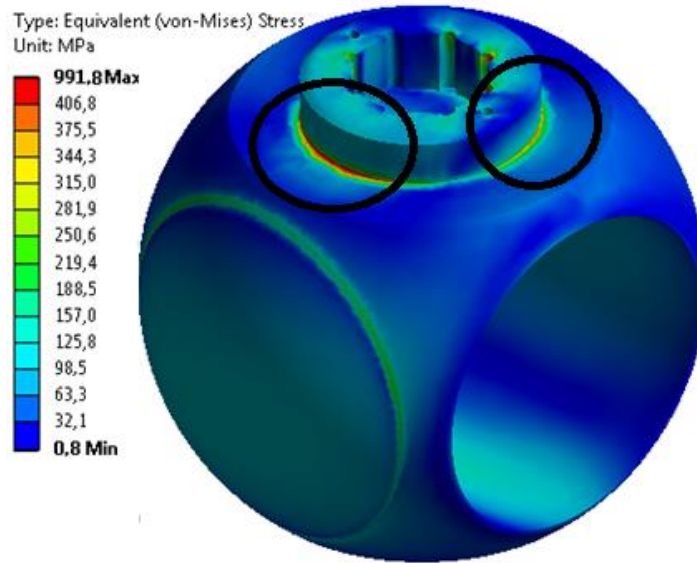
Fonte: Elaborado pelo autor

Conforme ilustrado na Figura 4.1, verifica-se que as máximas tensões equivalentes no corpo e tampa, ocorrem em regiões de concentrações de tensões e de transição de geometria (em preto). Essas tensões são classificadas como tensões de pico e/ou secundárias e podem provocar alguma deformação reduzida, caso exceder, o limite de escoamento do material do corpo, entretanto, não provocam o colapso do componente. As tensões de pico podem causar ruptura por fadiga devido a carregamento cíclico.

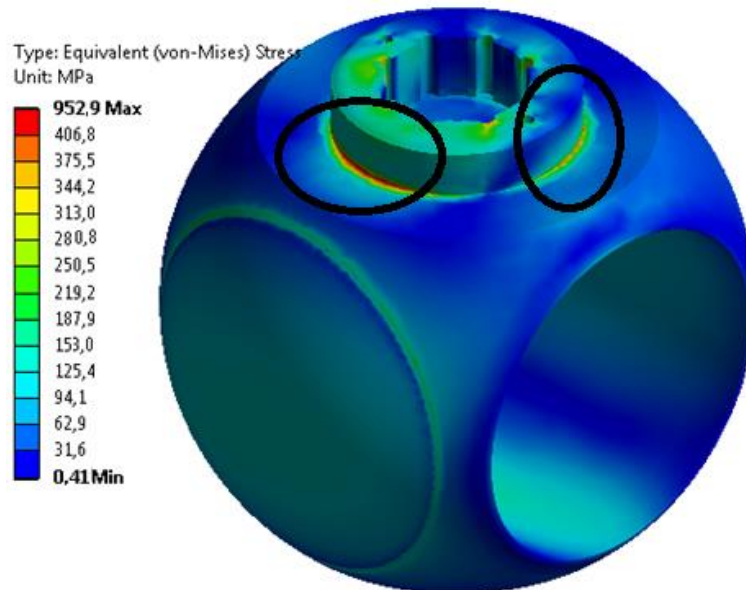
No caso do componente tampa as tensões são provocadas tanto pela pré-carga dos prisioneiros da conexão tampa/tubulação quanto pela pressão interna. Em muitas situações o efeito da pré-carga sobre as tensões resultantes é maior do que o efeito da pressão interna, sendo que a mesma deve ser analisada cuidadosamente, uma vez que podem provocar uma deformação excessiva, caso a transição de geometria da região do flange não seja rígida o suficiente. O resultado da tensão primária (membrana e membrana mais flexão) é apresentado na Tabela 12, Tabela 13 e Tabela 14.

Na Figura 4.2, são ilustrados os gradientes das tensões equivalentes da componente esfera para as condições de carregamento A e B, conforme apresentado na Tabela 4.

Figura 4.2 – Gradiente de tensões na esfera
CONDIÇÃO A



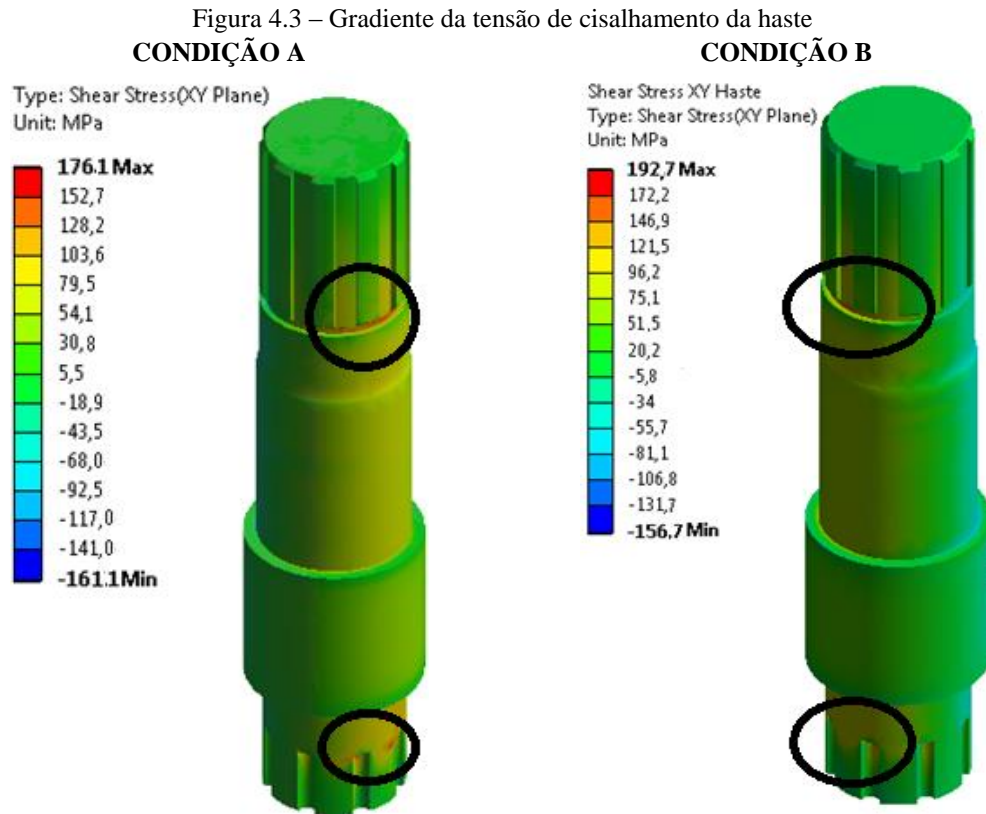
CONDIÇÃO B



Fonte: Elaborado pelo autor

Nota-se pela Figura 4.2, que as máximas tensões equivalentes na esfera ocorrem nas regiões de concentrações de tensões e de transição de geometria (em preto). Essas tensões são classificadas como tensões de pico e podem provocar alguma deformação reduzida, caso exceder, o limite de escoamento do material da esfera, entretanto, não provocam o colapso do componente. As tensões de pico podem causar ruptura por fadiga devido a carregamento cíclico. O resultado da tensão primária (membrana e membrana mais flexão) é apresentado na Tabela 10 e Tabela 11.

Na Figura 4.3, são ilustrados os gradientes da tensão de cisalhamento na componente haste para as condições de carregamento A e B, conforme apresentado na Tabela 4.



Fonte: Elaborado pelo autor

Observa-se pela Figura 4.3, que as máximas tensões de cisalhamento ocorrem nas regiões de acoplamentos da haste com a esfera (parte superior) e acoplamento da haste com a esfera (parte inferior), ou seja, em locais de concentração de tensões e em regiões de transição de geometria (em preto). Essas tensões são classificadas como tensões de pico e podem provocar alguma deformação reduzida, caso exceder, o limite de escoamento do material da haste, entretanto, não provocam o colapso do componente. As tensões de pico podem causar ruptura por fadiga devido a carregamento cíclico, entretanto, as normas especificam um número muito baixo de ciclos de abertura e fechamento durante a vida útil da válvula, neste caso, não é necessário uma análise detalhada de vida em fadiga deste componente. No caso de válvulas submetidas a operações com alta ciclagem é conveniente realizar um estudo detalhado de vida em fadiga da haste, a fim de verificar o número de ciclos que a mesma pode ser submetida sem ocorrência de falha.

4.1.2 Resumo dos Resultados da Análise Elástica de Tensões

Na Tabela 10, são apresentados os resultados na posição fechada com pressão interna mais torque de acionamento (Condição A). São descritos os valores de tensões admissíveis e valores de tensões obtidas de acordo com o modo de falha estabelecido para cada componente.

Tabela 10 – Resultados da análise de tensões da válvula na posição fechada com pressão interna e torque de acionamento (Condição A)

Componente	Critério de Falha			
	Tensão Primária de Membrana Geral (P_m) [MPa]		Tensão Primária de Membrana + Tensão Primária de Flexão ($P_L + P_b$) [MPa]	
	Limite (S)	Obtido	Limite (1,5S)	Obtido
Corpo	153,4	0,478S	230,1	0,498S
Tampa	276,6	0,364S	415	0,420S
Esfera	271,2	0,389S	406,8	0,368S

Fonte: Elaborado pelo autor

Conforme apresentado na Tabela 10, verifica-se as tensões de membrana e membrana mais flexão do componente corpo, tampas e esfera estão dentro dos limites admissíveis na condição de teste de verificação de desempenho sem o efeito da lâmina d'água (Condição A). A componente haste também apresenta valores de tensões dentro dos valores admissíveis para o sistema de acionamento.

Na Tabela 11, são apresentados os resultados na posição fechada com pressão interna mais pressão externa e torque de acionamento (Condição B). São descritos os valores de tensões admissíveis e valores de tensões obtidas de acordo com o modo de falha estabelecido para cada componente.

Tabela 11 – Resultados da análise de tensões da válvula na posição fechada com pressão interna mais pressão externa e torque de acionamento (Condição B)

Componente	Critério de Falha			
	Tensão Primária de Membrana Geral (P_m) [MPa]		Tensão Primária de Membrana + Tensão Primária de Flexão ($P_L + P_b$) [MPa]	
	Limite (S)	Obtido	Limite (1,5S)	Obtido
Corpo	153,4	0,134S	230,1	0,207S
Tampa	276,6	0,243S	415	0,299S
Esfera	271,2	0,351S	406,8	0,299S

Fonte: Elaborado pelo autor

Conforme apresentado na Tabela 11, verifica-se as tensões de membrana e membrana mais flexão do componente corpo, tampas e esfera estão dentro dos limites admissíveis na condição de teste de verificação de desempenho com o efeito da lâmina d'água (Condição B). A componente haste também apresenta valores de tensões dentro dos valores admissíveis para o sistema de acionamento.

Na Tabela 12, são apresentados os resultados na posição aberta com pressão interna mais pressão externa na condição de teste hidrostático (Condição C). São descritos os valores de tensões admissíveis e valores de tensões obtidas de acordo com o modo de falha estabelecido para cada componente.

Tabela 12 – Resultados da análise de tensões da válvula na posição aberta com pressão interna mais pressão externa na condição de teste hidrostático (Condição C)

Componente	Critério de Falha	
	Tensão Primária de Membrana Geral (P_m) [MPa]	
	Limite (S_T)	Obtido
Corpo	191,7	0,553 S_T
Tampa	345,8	0,365 S_T

Fonte: Elaborado pelo autor

Conforme apresentado na Tabela 12, verifica-se as tensões de membrana e membrana mais flexão do componente corpo e tampas está dentro dos limites admissíveis na condição de teste hidrostático sem o efeito da lâmina d'água (Condição C).

Na Tabela 13, são apresentados os resultados na posição aberta com pressão interna mais pressão externa (Condição D). São descritos os valores de tensões admissíveis e valores de tensões obtidas de acordo com o modo de falha estabelecido para cada componente.

Tabela 13 – Resultados da análise de tensões da válvula na posição aberta com pressão interna mais pressão externa (Condição D)

Componente	Critério de Falha			
	Tensão Primária de Membrana Geral (P_m) [MPa]		Tensão Primária de Membrana + Tensão Primária de Flexão ($P_L + P_b$) [MPa]	
	Limite (S)	Obtido	Limite (1,5S)	Obtido
	Corpo	153,4	0,130S	230,1
Tampa	276,6	0,223S	415	0,294S

Fonte: Elaborado pelo autor

Conforme apresentado na Tabela 13, verifica-se as tensões de membrana e membrana mais flexão do componente corpo e tampas está dentro dos limites admissíveis na condição de operação com baixo diferencial de pressão (Condição D).

Na Tabela 14, são apresentados os resultados na posição aberta com pressão interna mais pressão externa (Condição E). São descritos os valores de tensões admissíveis e valores de tensões obtidas de acordo com o modo de falha estabelecido para cada componente.

Tabela 14 – Resultados da análise de tensões da válvula na posição aberta somente com pressão externa (Condição E)

Componente	Critério de Falha			
	Tensão Primária de Membrana Geral (P_m) [MPa]		Tensão Primária de Membrana + Tensão Primária de Flexão ($P_L + P_b$) [MPa]	
	Limite (S)	Obtido	Limite (1,5S)	Obtido
Corpo	153,4	0,307S	230,1	0,367S
Tampa	276,67	0,201S	415	0,230S

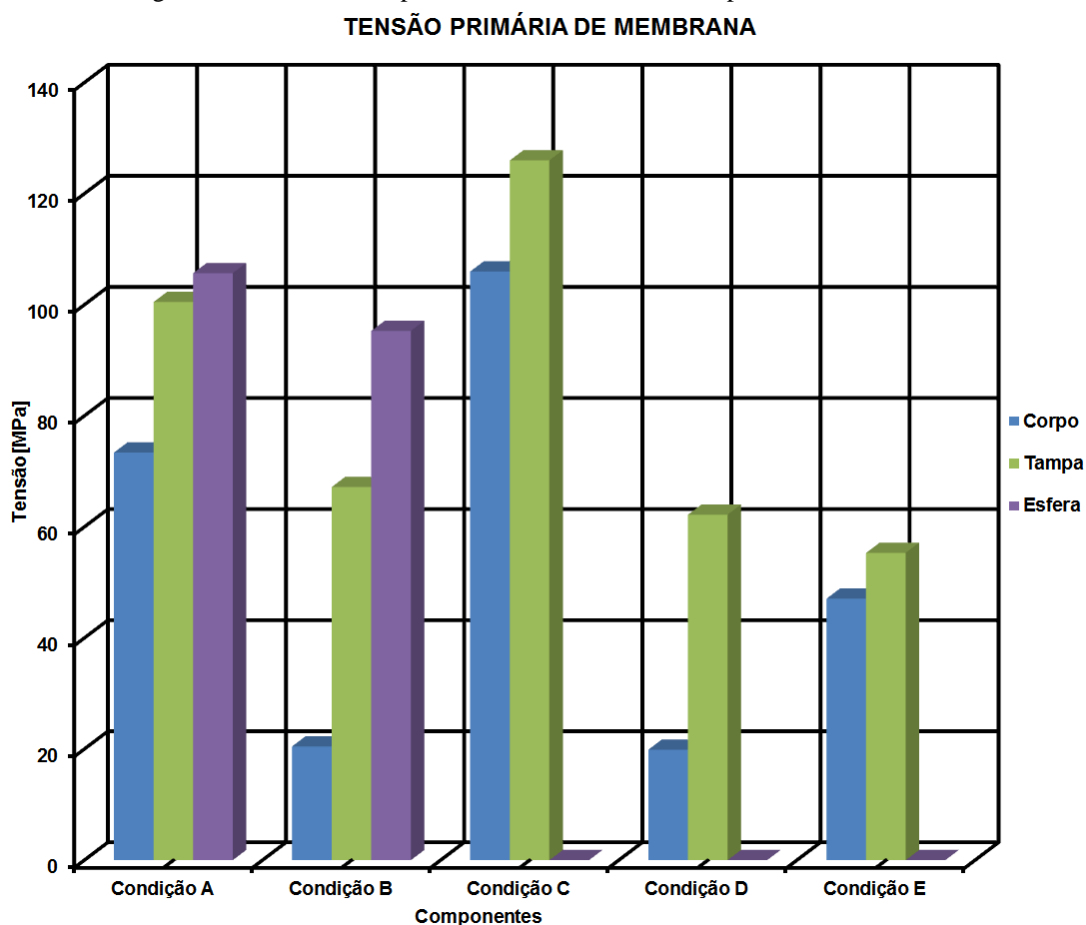
Fonte: Elaborado pelo autor

Conforme apresentado na Tabela 13, verifica-se as tensões de membrana e membrana mais flexão do componente corpo e tampas está dentro dos limites admissíveis na condição de operação com alto diferencial de pressão (Condição E).

Mesmo todos os componentes atendendo o critério de análise elástica de tensões do código ASME VIII Divisão 2 (2011a) para todas as combinações de carregamento analisadas, em alguns pontos e/ou regiões localizadas, as tensões excederam o valor da tensão de escoamento do material. Segundo Telles (1996) e Bednar (1986), as tensões localizadas máximas são os valores máximos locais das tensões em uma região limitada onde ocorre uma concentração de tensões. Essas concentrações de tensões dão-se principalmente devido a descontinuidades geométricas no vaso (região de transição de formato, aberturas, reforços locais, etc). As tensões localizadas máximas, embora possam atingir valores elevados, em geral não são perigosas pelo fato de atuarem em áreas muito pequenas, sendo por esses motivos desprezíveis as deformações causadas. Entretanto, é necessário evitar valores altos dessas tensões a fim de proteger os componentes contra o colapso plástico local e também porque elevados valores de tensões localizadas podem dar origem a trincas por fadiga ou por corrosão sob tensão, assim como iniciar uma fratura frágil no material. Lembrando que falha por fadiga e análise de trinca não fazem parte do escopo do estudo.

No gráfico da Figura 4.4, é apresentado uma análise comparativa dos valores de tensão primária de membrana, obtida através da análise estrutural para cada uma das combinações de carregamento apresentadas na Tabela 4.

Figura 4.4 – Análise comparativa dos valores de tensão primária de membrana

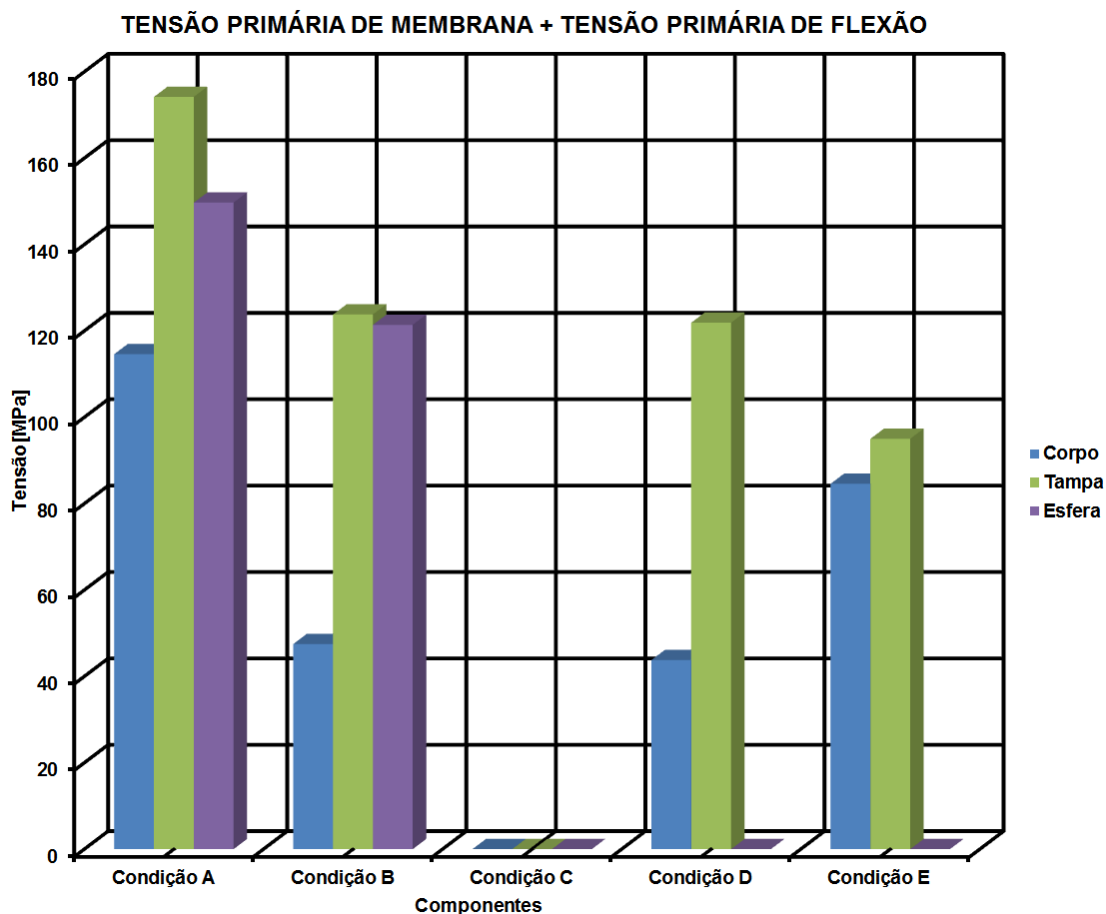


Fonte: Elaborado pelo autor

Observa-se no gráfico da Figura 4.4, que as maiores magnitudes de tensões primárias de membrana ocorrem durante o teste hidrostático (Condição C), que tem como finalidade confirmar o estado de integridade estrutural e aliviar as tensões residuais dos componentes do conjunto. A condição A, é a condição de análise na qual foram obtidos os maiores valores de tensão primária de membrana com carregamentos de operação, esta condição pode representar, por exemplo, uma situação real de operação de uma válvula top-side, mas não de uma válvula de aplicação submarina. Em situações reais de operação de uma válvula para aplicação submarina, as condições de análise B, D e E, são as simulações que reproduzem de forma mais efetiva o real comportamento durante a operação.

No gráfico da Figura 4.5, é apresentada uma análise comparativa dos valores de tensão primária de membrana mais flexão, obtida através da análise estrutural para cada uma das combinações de carregamento apresentadas na Tabela 4.

Figura 4.5 – Análise comparativa dos valores de tensão primária de membrana mais tensão primária de flexão



Fonte: Elaborado pelo autor

Observa-se no gráfico da Figura 4.5 que em circunstâncias de operação a condição A, é a condição que apresenta as máximas tensões primárias de membrana mais flexão. Na situação de teste hidrostático (Condição C), o código ASME VIII Div. 2 não exige o atendimento e nem especificada valores admissíveis de tensões primárias de membrana mais flexão.

Através do gráfico da Figura 4.4 e do gráfico da Figura 4.5, verifica-se que a combinação de análise A é a mais crítica entre todas as combinações de operação analisada para uma válvula de aplicação submarina. A combinação A, representa a condição de teste de verificação de performance sem o efeito da lâmina d'água. Essa não é uma condição real de operação em campo, uma vez que durante a operação normal essa válvula analisada terá influência da lâmina d'água, a combinação A é uma condição que a válvula somente será submetida durante testes de homologação de tipo de produto. As combinações de análise que melhor representam a condição normal de operação são as combinações B, D e E. Nas condições que melhor representam à condição de operação, as combinações B e D

demonstram serem situações mais críticas que a combinação E para o componente tampa enquanto que para o componente corpo a combinação E apresentou ser a mais crítica. As condições B e D são situações na qual a válvula está submetida à pressão interna e também a pressão externa, enquanto que na condição E a válvula está submetida somente ao efeito da pressão externa.

Em todas as condições analisadas, nota-se que a tampa é o componente que apresenta as maiores magnitudes de tensão primária de membrana e membrana mais flexão. Conforme já mencionado anteriormente, essas tensões ocorrem na região de transição de geometria, ou seja, na região do flange. Regiões de transições de geometria não são padronizadas, sendo que uma transição não suave intensifica tensões de pico podendo comprometer o desempenho do componente em carregamentos cíclicos. Outro ponto importante é que nessa região e que uma parcela significativa da tensão resultante é ocasionada pela pré-carga dos prisioneiros. A pré-carga da conexão válvula/tubulação não é especificada pelo fabricante e sim determinada pelo usuário final que na grande maioria das vezes não tem um conhecimento para especificar o valor da pré-carga dos fixadores, devido a estas circunstâncias, muitas vezes o valor da pré-carga não é controlado e caso o flange não tenha uma boa rigidez pode vir a apresentar uma deformação excessiva. Desta forma, é de extrema importância que durante uma análise de tensões e deformações essa pré-carga seja levada em consideração pelos engenheiros e projetistas, a fim de evitar possíveis danos na região do flange. Nas regiões homogêneas da tampa as tensões são relativamente baixas, uma vez que a espessura mínima de parede é definida pela norma ASME B16.34.

O componente corpo também apresenta tensões relativamente baixas nas regiões homogêneas, a explicação também se deve pelo fato da espessura mínima de parede ser definida pela norma ASME B16.34. Como a válvula analisada é do tipo construtivo tripartida o corpo é um elemento que possui poucas regiões de concentrações de tensões e de transição de geometria o que minimiza o aparecimento de tensões de pico. Nas válvulas de construção bipartida o componente corpo, geralmente, apresenta uma quantidade maior de regiões de transição de geometria, neste caso, o componente pode apresentar uma maior magnitude de tensões resultantes.

Os baixos valores de tensões nas regiões homogêneas dos componentes do corpo e tampa pode ser explicado em função do critério estabelecido pela norma ASME B16.34 para dimensionamento de espessura mínima de paredes de válvulas. A referida norma especifica a espessura mínima para um determinado grupo de material, com base no material de menor resistência mecânica dentro deste grupo, onde são considerados apenas o diâmetro interno de

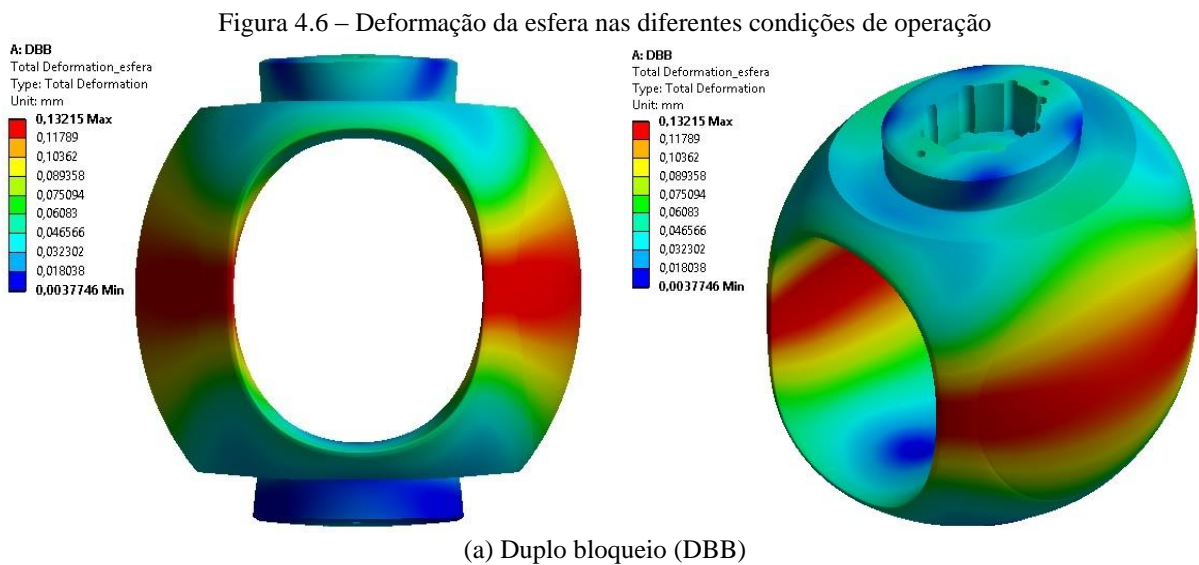
passagem da válvula e a classe de pressão, sendo que para as regiões homogêneas a norma menciona que a tensão máxima não seja superior a 48MPa.

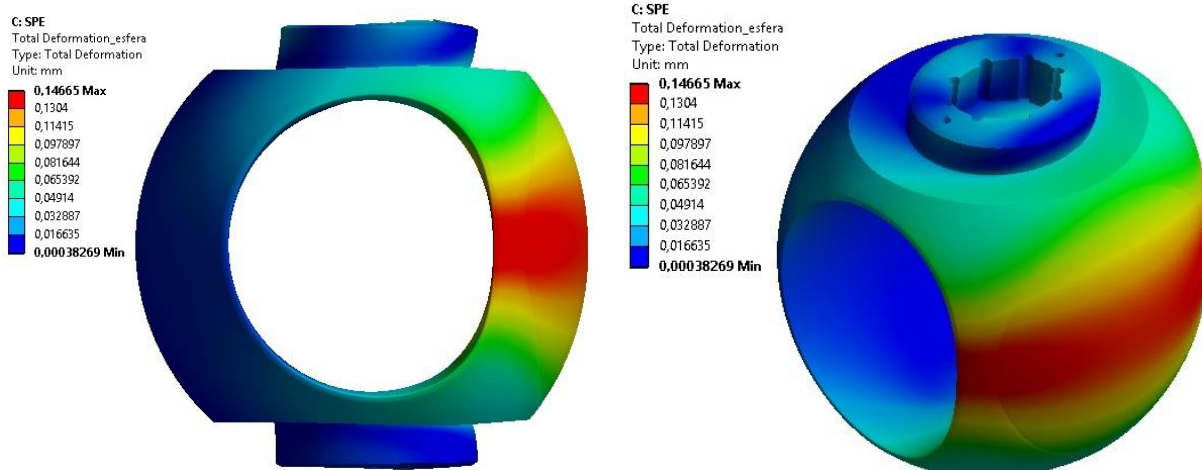
A componente esfera é um dos poucos componentes na qual a espessura mínima não é determinada por norma, o que possibilita aos engenheiros e projetistas de válvulas adequarem a melhor solução de acordo com a aplicação. Recomenda-se que a esfera não seja avaliada somente em termos de tensões, mas também em termos de deformação e valor mínimo de pressão de contato sobre a pista de vedação na qual deve ser avaliada juntamente com os elementos que compõem o sistema de vedação.

O modo de falha da componente haste é cisalhamento puro e foi utilizado o critério da máxima energia de distorção “von Misses”, ou seja, as tensões de cisalhamento puro devido ao momento torsor não deve exceder 0,577 do valor da tensão de escoamento do material da haste (SHIGLEY, 2011; NORTON, 2006).

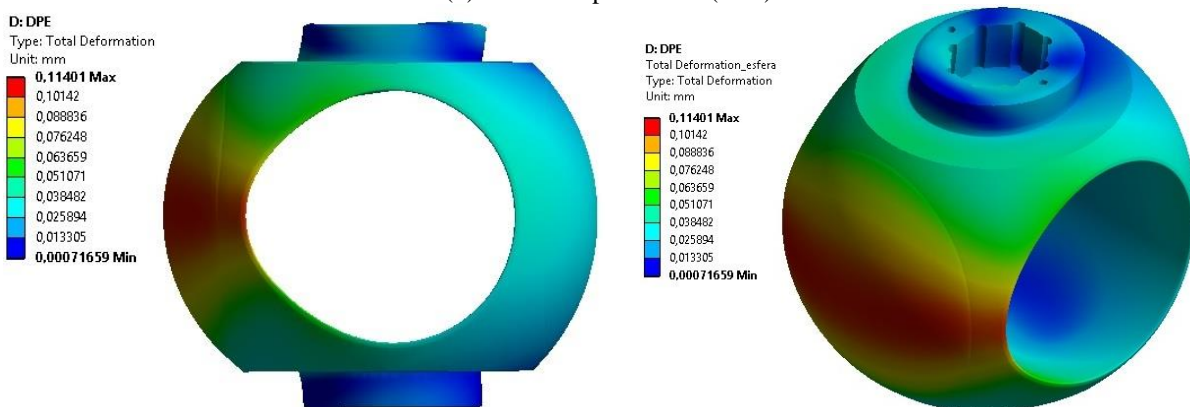
4.2 RESULTADOS DA ANÁLISE DO MODELO DE PRESSÃO DE CONTATO

Na Figura 4.6, são ilustradas as deformações (ampliada em 200 vezes) da esfera na condição dupla bloqueio (DBB), pistão simples efeito (SPE) e pistão duplo efeito (DPE).





(b) Pistão simples efeito (SPE)



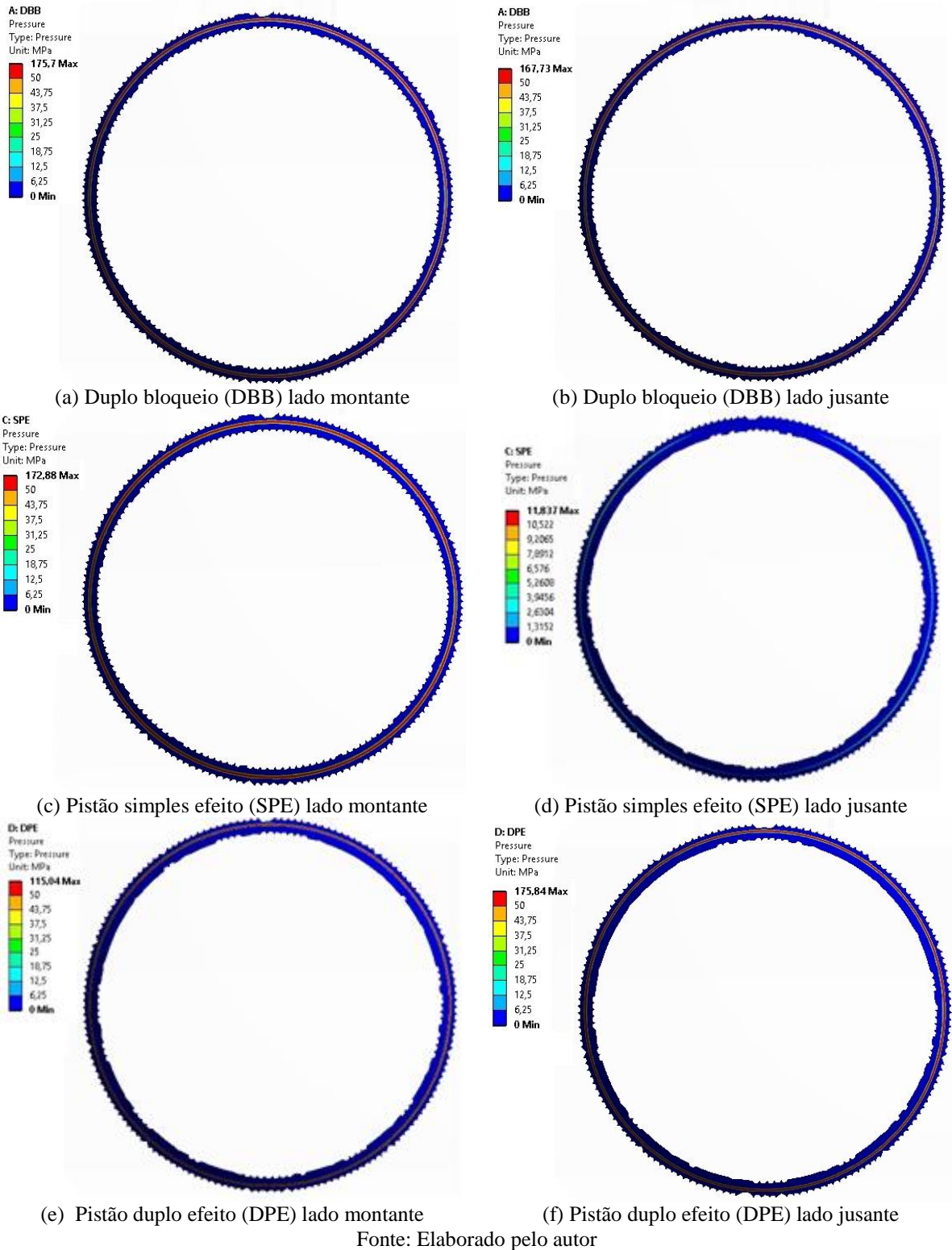
(c) Pistão duplo efeito (DPE)

Fonte: Elaborado pelo autor

Conforme apresentado na Figura 4.6, observa-se que a deformação na esfera é similar em todas as condições de operação analisadas. Nas condições SPE e DPE a deformação é maior de um lado do que no outro, devido à pressão interna estar atuando somente em um lado da esfera, ou seja, no sentido da extremidade para a cavidade da válvula. Na condição DBB como a pressão atua no sentido da extremidade para a cavidade em ambos os lados simultaneamente, a deformação apresentada pela esfera tem a mesma magnitude em ambos os lados. Também é possível avaliar que a maior deformação ocorre na região da boca da esfera em todas as condições analisadas.

Na Figura 4.7, são apresentados os valores da pressão de contato na pista de vedação.

Figura 4.7 – Pressão de contato sobre a pista de vedação nas diferentes condições de operação



Fonte: Elaborado pelo autor

Conforme ilustrado pela Figura 4.7, observa-se que a pressão de contato (região em cor vermelho) é uniforme em toda a circunferência da pista de vedação e apresenta um valor maior que a pressão interna do fluido. Por meio da Figura 4.7(d), observa-se que o valor da pressão de contato diverge em relação às outras condições de operação analisadas. Nessa

condição de operação em específico a pressão interna age somente sobre o porta-sede do lado à montante Figura 4.7(c), sendo assim, a única força que atua sobre o porta-sede do lado a jusante é a força das molas, o que explica o valor baixo de pressão de contato nesta situação. Caso seja invertido o lado pressurizado o comportamento e valor da pressão de contato será Figura 4.7(d) será similar ao da Figura 4.7(c) e o comportamento e da Figura 4.7(c) similar ao da Figura 4.7(d).

4.3 RESULTADOS DO MODELO DA ANÁLISE DE INTERAÇÃO FLUIDO-ESTRUTURA

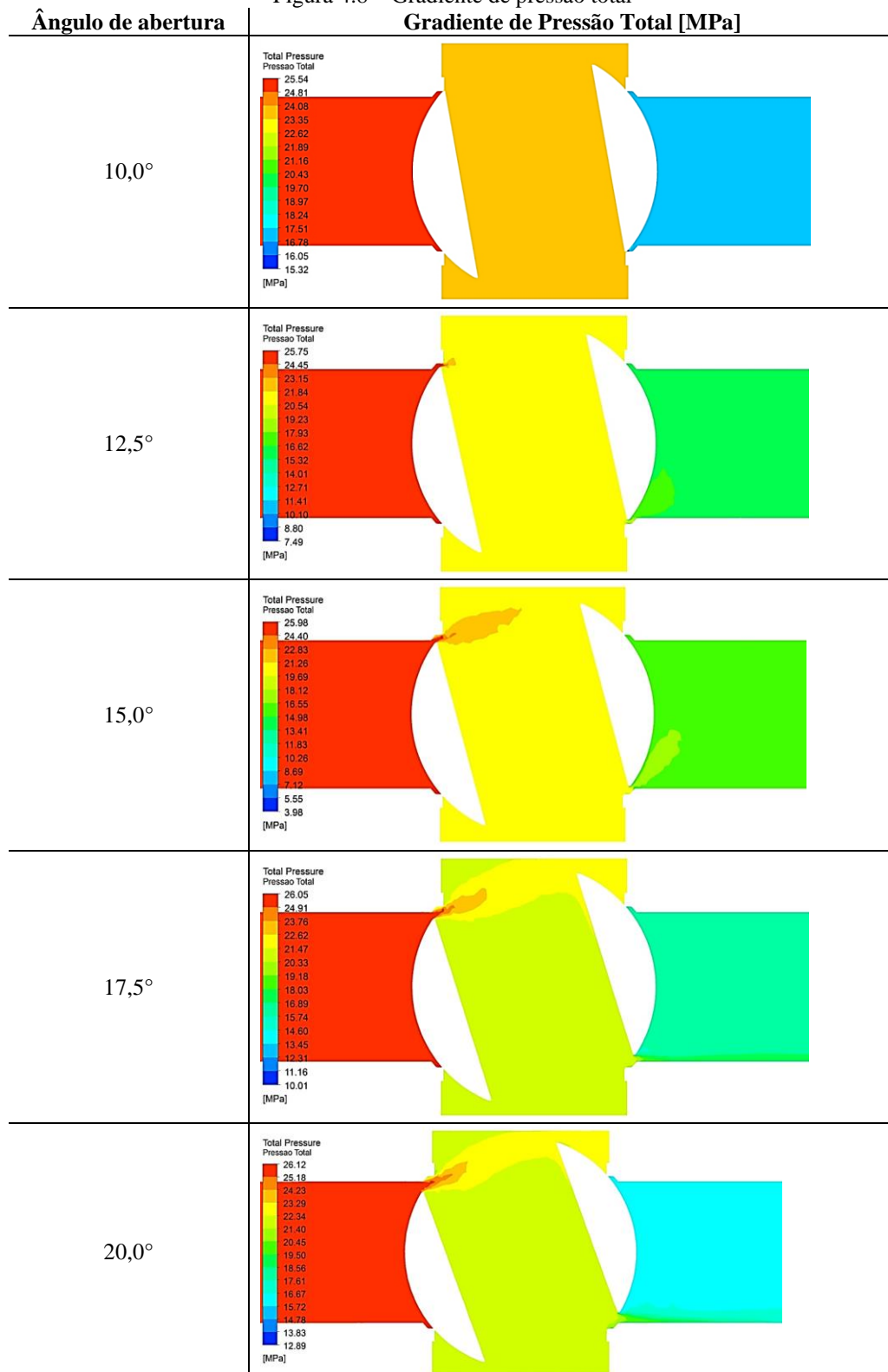
A análise de interação fluido-estrutura consiste em avaliar a influência da vazão de escoamento sobre de acionamento de uma válvula de esfera do tipo *trunnion* para aplicação submarina. Este tipo de análise consiste no acoplamento de duas físicas a dinâmica dos fluidos a estrutural estática. Nesta tese foi realizado o estudo unidirecional, o que significa dizer que somente o comportamento de uma física influencia no resultado da outra, ou seja, para este caso somente os resultados em termos de pressão total e velocidade do fluido obtidos através da análise fluidodinâmica exercem influência sobre o comportamento do torque de acionamento da válvula.

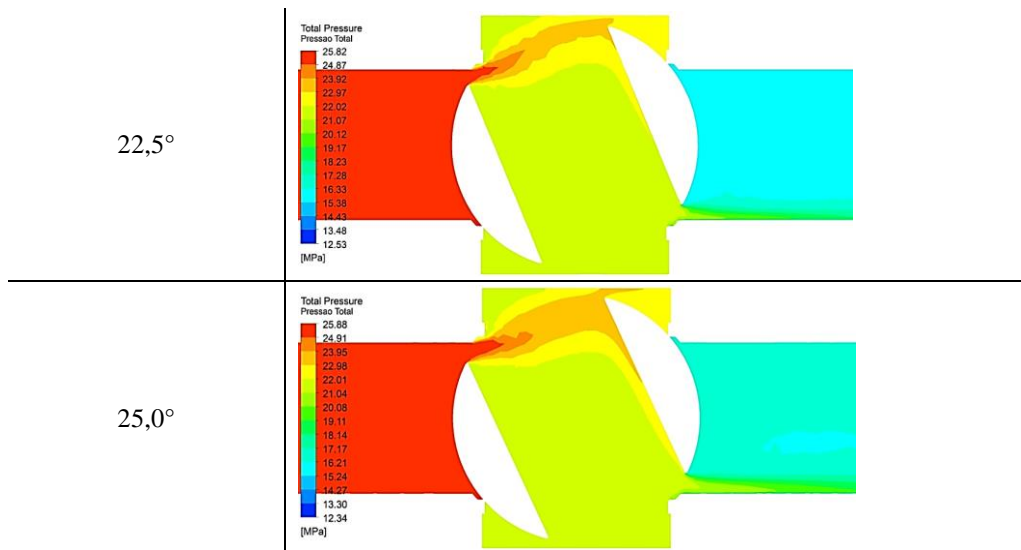
Com base nisso, inicialmente são apresentados os resultados da análise fluidodinâmica em termos de pressão total e vetores de velocidade do fluido, também é realizado um breve comentário sobre o comportamento dessas duas variáveis. Posteriormente são apresentados os resultados das forças adicionais geradas no sistema de acionamento devido à vazão do escoamento. O resultado das forças adicionais é obtido através da análise estrutural estática.

4.3.1 Resultados da Análise Fluidodinâmica

Nesta seção são ilustrados os gradientes de pressão total e vetores de velocidade no plano XZ em função do ângulo de abertura do sistema de acionamento da válvula, assim como as linhas de fluxo do escoamento em função da velocidade. Os resultados em termos de pressão são manométricos. O lado esquerdo das figuras corresponde ao lado a montante e o lado direito o lado à jusante. Na Figura 4.8, são ilustrados os gradientes de pressão total.

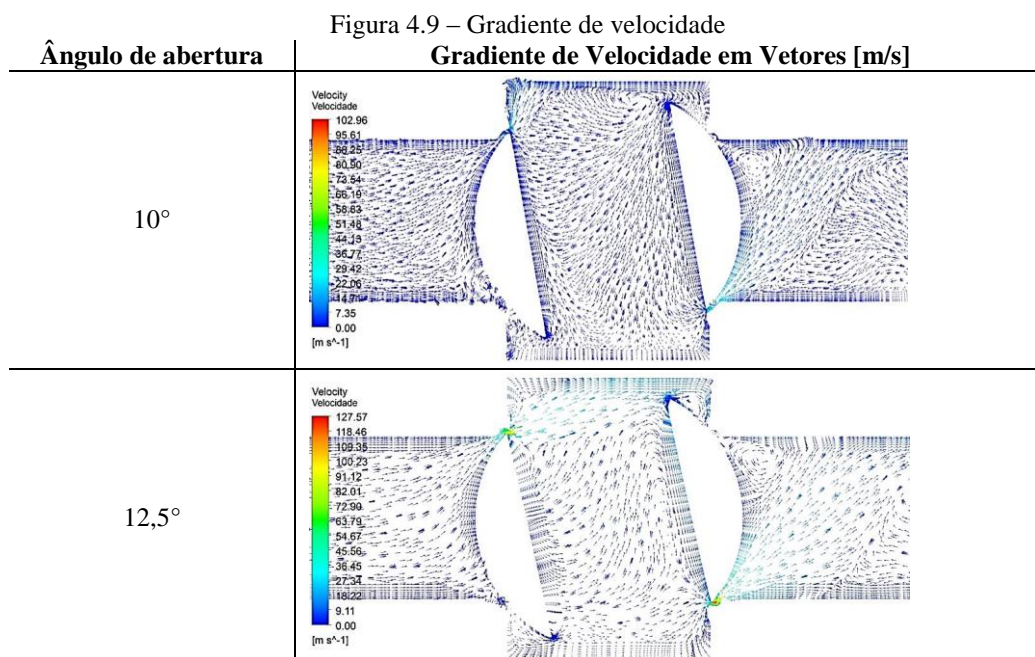
Figura 4.8 – Gradiente de pressão total

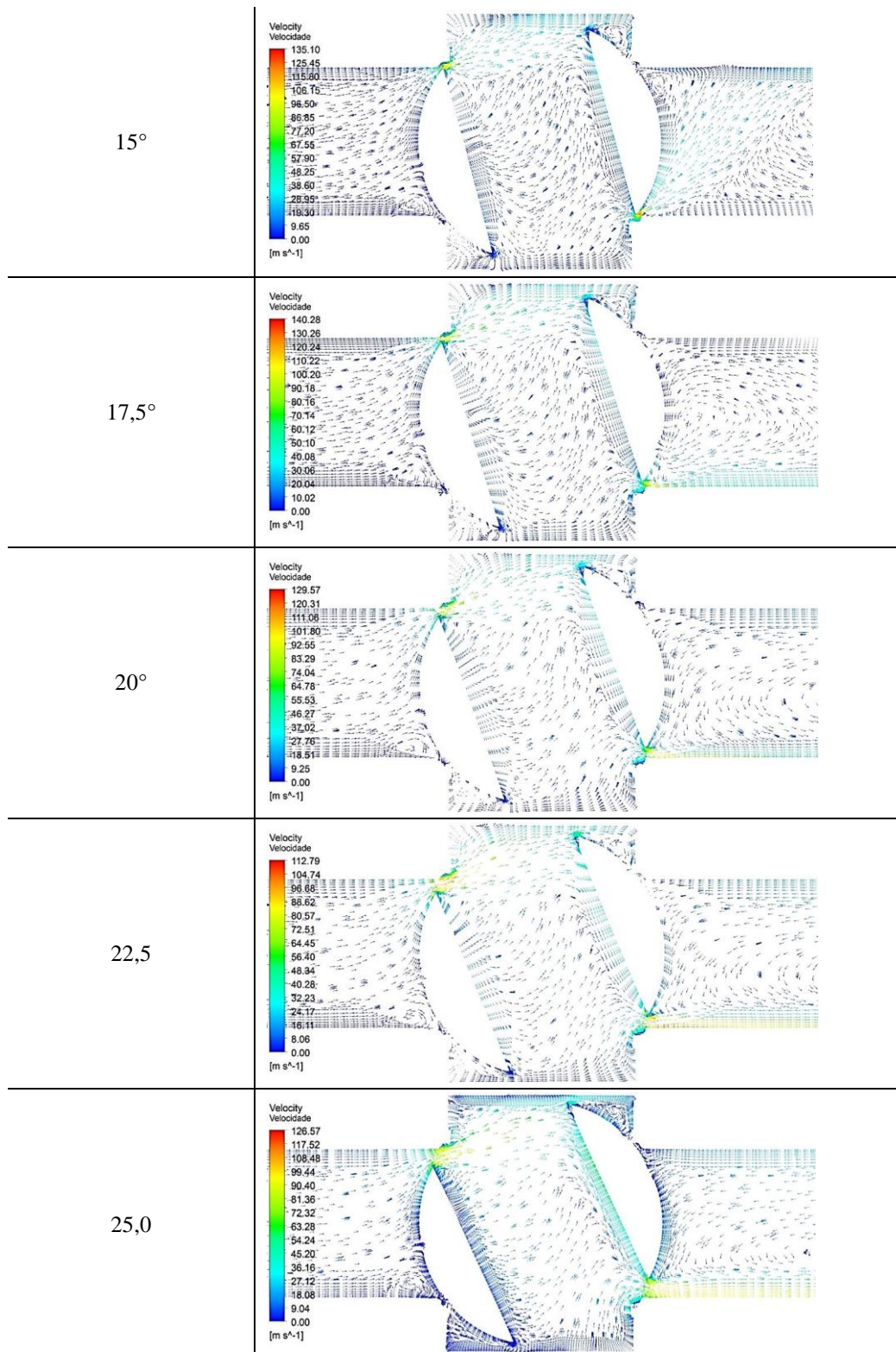




Fonte: Elaborado pelo autor

Conforme apresentado na Figura 4.8, verifica-se que ocorre uma pequena queda de pressão. A queda de pressão identificada ocorre em dois estágios, devido aos dois orifícios de passagem formados pela posição da esfera em relação à sede em função do ângulo de abertura do sistema de acionamento. O primeiro estágio da queda de pressão ocorre no orifício do lado a montante (entrada). Parcela da pressão é recuperada na cavidade (interior da válvula), sendo reduzida novamente no segundo orifício, ou seja, lado jusante. A queda de pressão ocorre em função da variação da área do orifício de passagem, a queda de pressão diminui conforme a esfera vai se deslocando da posição totalmente fechada para a posição totalmente aberta. Na Figura 4.9, são ilustrados os gradientes de velocidade.





Fonte: Elaborado pelo autor

Conforme apresentado na Figura 4.9, observa-se que ocorre um aumento significativo da velocidade do fluido em dois estágios. Inicialmente ocorre um aumento da velocidade no orifício de passagem do lado a montante, na cavidade da válvula há uma diminuição da

velocidade do fluido, e posteriormente, há um aumento significativo da velocidade do fluido no orifício do lado a jusante (saída).

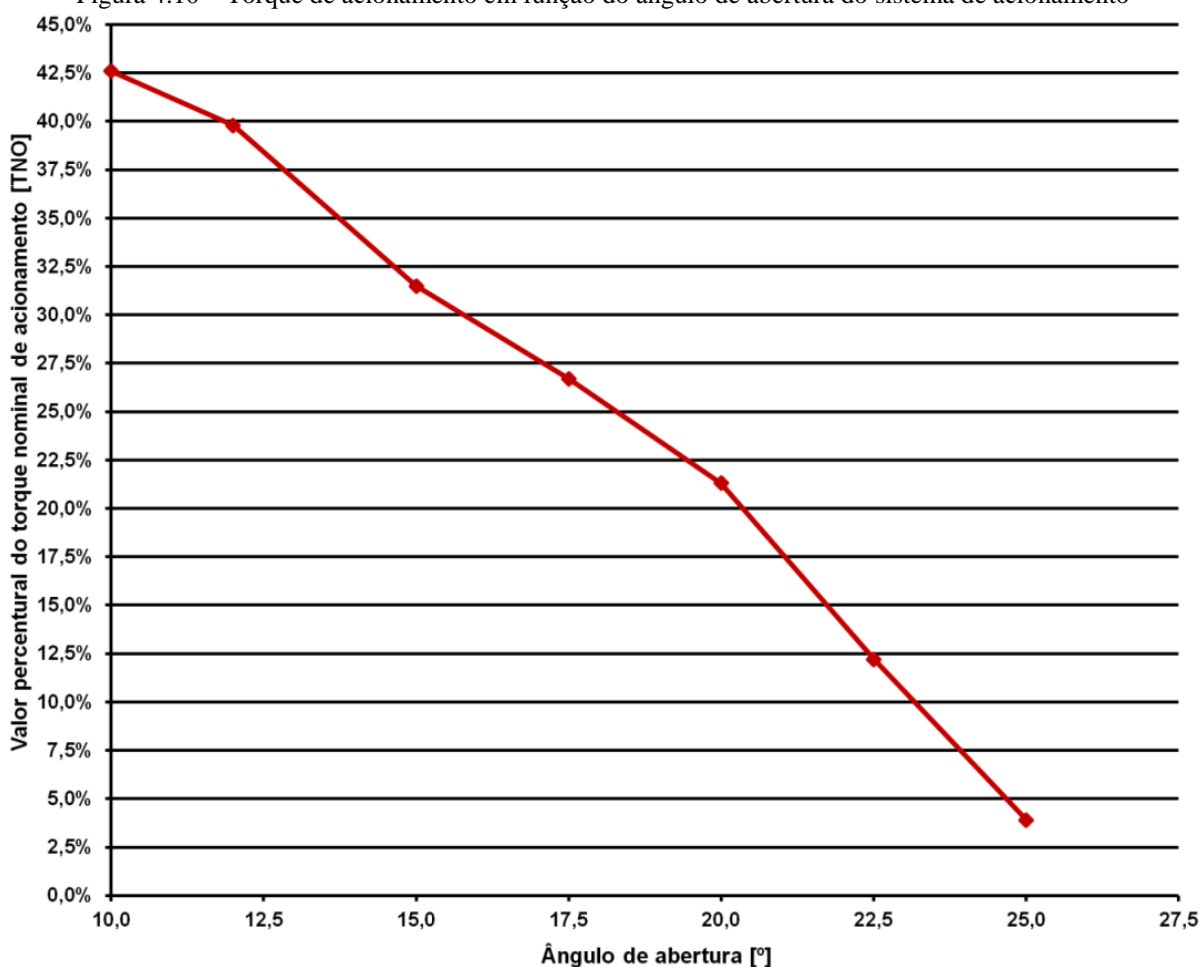
Analisando o comportamento da Figura 4.8 e Figura 4.9, observa-se que com o aumento da queda da pressão há um acréscimo na velocidade de escoamento do fluido. É importante ressaltar que válvulas operando com fluidos líquidos, a expansão ocasionada na cavidade pode gerar cavitação. O dano causado pela cavitação é proporcional ao diâmetro interno de passagem da válvula e inversamente proporcional a posição da esfera em relação à sede em função do ângulo de abertura do sistema de acionamento. Quanto menor o ângulo de abertura, maior será a velocidade de escoamento do fluido naquela restrição. Segundo Mathias (2008, p.153 e p.155), quando o fluido for líquido, uma queda de pressão de apenas 15% pode causar cavitação ou *flashing* gerada pela alta velocidade de escoamento desenvolvida e que reduz a pressão do fluido a um valor inferior à sua pressão de vapor. Para líquidos limpos a velocidade de escoamento nunca deve ser superior a 15m/s, ou menos se contiver sólidos em suspensão ou fluidos abrasivos, ou se a temperatura estiver próxima de seu ponto de saturação. Para fluidos compressíveis deve ser limitada a 165 m/s, Mach 0,5, (ZAPPE, 1998; FOX e MCDONALD, 2001).

Conforme Mathias (2008, p.155) a queda de pressão em dois estágios tende sempre a fechar a válvula, pois causa um desequilíbrio dinâmico no posicionamento da esfera. O fenômeno descrito acima pode ser verificado, analisando o comportamento dos vetores de velocidade. A válvula abre no sentido anti-horário, entretanto os vetores de velocidade tendem a se direcionar para o sentido horário, ou seja, apresentam a tendência de gerar esforços adicionais, ocasionando com isso um acréscimo do torque de acionamento durante no movimento de abertura da válvula. Entretanto, durante o movimento de fechamento da válvula a tendência é de ocorrer um decréscimo do torque de acionamento em função dos vetores de velocidade se direcionar no sentido horário.

4.3.2 Resultados da Análise de Interação Fluido-Estrutura

O gráfico da Figura 4.10, apresenta o comportamento do torque de acionamento devido à vazão do escoamento em função do ângulo de abertura do sistema de acionamento.

Figura 4.10 – Torque de acionamento em função do ângulo de abertura do sistema de acionamento



Fonte: Elaborado pelo autor

Conforme apresentado no gráfico da Figura 4.10, verifica-se que o maior torque provocado pelas forças dinâmicas devido à vazão de escoamento do fluido ocorre no ângulo de 10,0°, ou seja, o maior valor das forças fluidodinâmicas ocorre no início do movimento de abertura da válvula. À medida que a válvula vai abrindo o diferencial de pressão entre o lado a montante a jusante também diminui, com isso as forças dinâmicas decrescem e, conseqüentemente o torque de acionamento diminui à medida que ocorre um equilíbrio entre a pressão do lado a montante e do lado à jusante.

O comportamento do gráfico da Figura 4.10, vai de encontro ao gráfico das assinaturas de torque apresentadas pela norma ABNT NBR 15827:2014 e ET-3500.00-1510-224-PPC-001 e que são ilustradas na Figura 2.21 e Figura 2.22, respectivamente. Ambas as assinaturas de torque apresentam um valor de torque máximo no início do movimento de abertura do sistema de acionamento e à medida que a válvula vai abrindo ocorre um decréscimo desse torque.

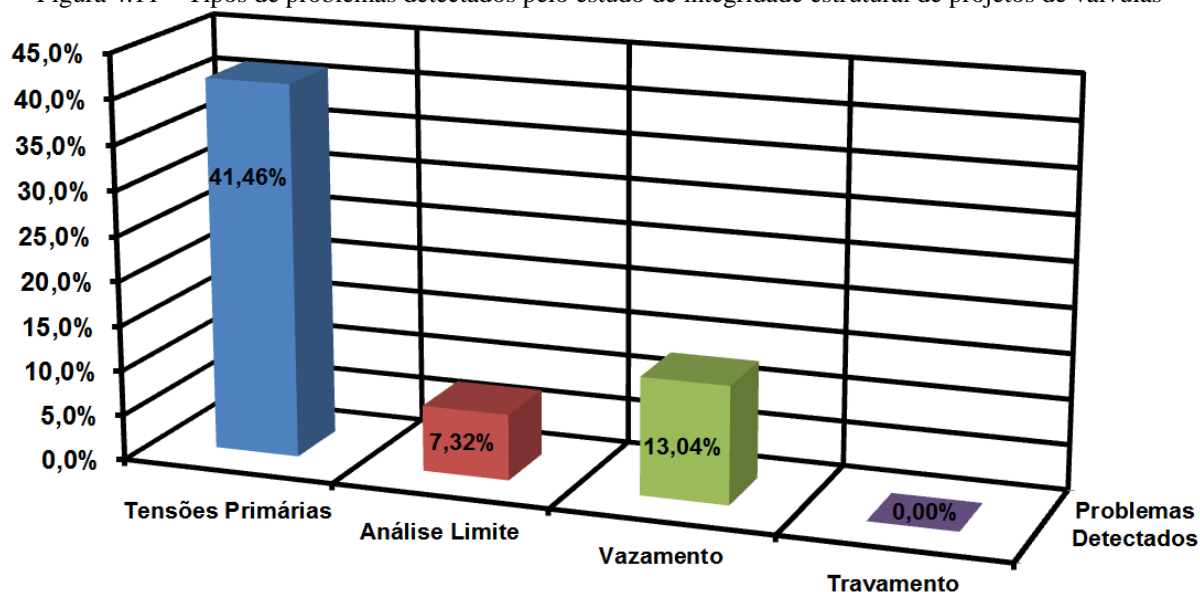
4.4 AVALIAÇÃO DE PROJETOS DESENVOLVIDOS OU EM FASE DE DESENVOLVIMENTO

Através do modelo de análise de tensões foram avaliados um total de 41 projetos de válvulas, sendo 30 projetos de válvulas do tipo esfera *trunnion* e 11 projetos de válvulas do tipo gaveta. Dos 30 projetos das válvulas de esfera do tipo *trunnion* avaliados, 18 projetos eram de forma construtiva tripartida e 12 projetos de forma construtiva bipartida. Também se avaliou a pressão de contato sobre a pista de vedação em 23 projetos, dos quais 20 eram de válvulas do tipo esfera *trunnion* e 3 de válvulas do tipo gaveta.

Os projetos de válvulas avaliados eram de diferentes combinações de especificações técnicas como tipo de válvula, tamanho, material, temperatura e pressão de trabalho.

No gráfico da Figura 4.11, são apresentados os resultados em termos percentuais dos tipos de problemas detectados pelo estudo de avaliação da integridade estrutural de projeto de válvulas.

Figura 4.11 – Tipos de problemas detectados pelo estudo de integridade estrutural de projetos de válvulas



Fonte: Elaborado pelo autor

Conforme ilustrado no gráfico da Figura 4.11, observa-se que em 41,46% dos projetos avaliados ocorreram problemas devido a tensões primárias, ou seja, as tensões de membrana e membrana mais flexão excederam os limites admissíveis. O não atendimento dos critérios de tensões primárias não significa dizer que o projeto está reprovado, porém sinaliza a necessidade de realizar uma análise com um método mais avançado, como por exemplo,

análise de carga limite para comprovar a integridade estrutural da válvula. Neste estudo, foi realizada análise de carga limite em todos os projetos avaliados, mesmo nos que atendiam o critério de tensões primárias.

Em 7,32% dos projetos avaliados ocorreram problemas de ordem estrutural, ou seja, mesmo após a realização da análise de carga limite os projetos não atenderam os requisitos mínimos estabelecidos pelo código ASME VIII Div. 2 para este tipo de análise, isto indica, que o projeto na concepção original está reprovado e é necessário alterações em sua forma geométrica. Desta forma, os projetos que não atenderam o critério de carga limite passaram por alterações e novas análises de carga limite foram realizadas a fim de avaliar se a nova concepção atende os critérios mínimos estabelecidos pelo código ASME.

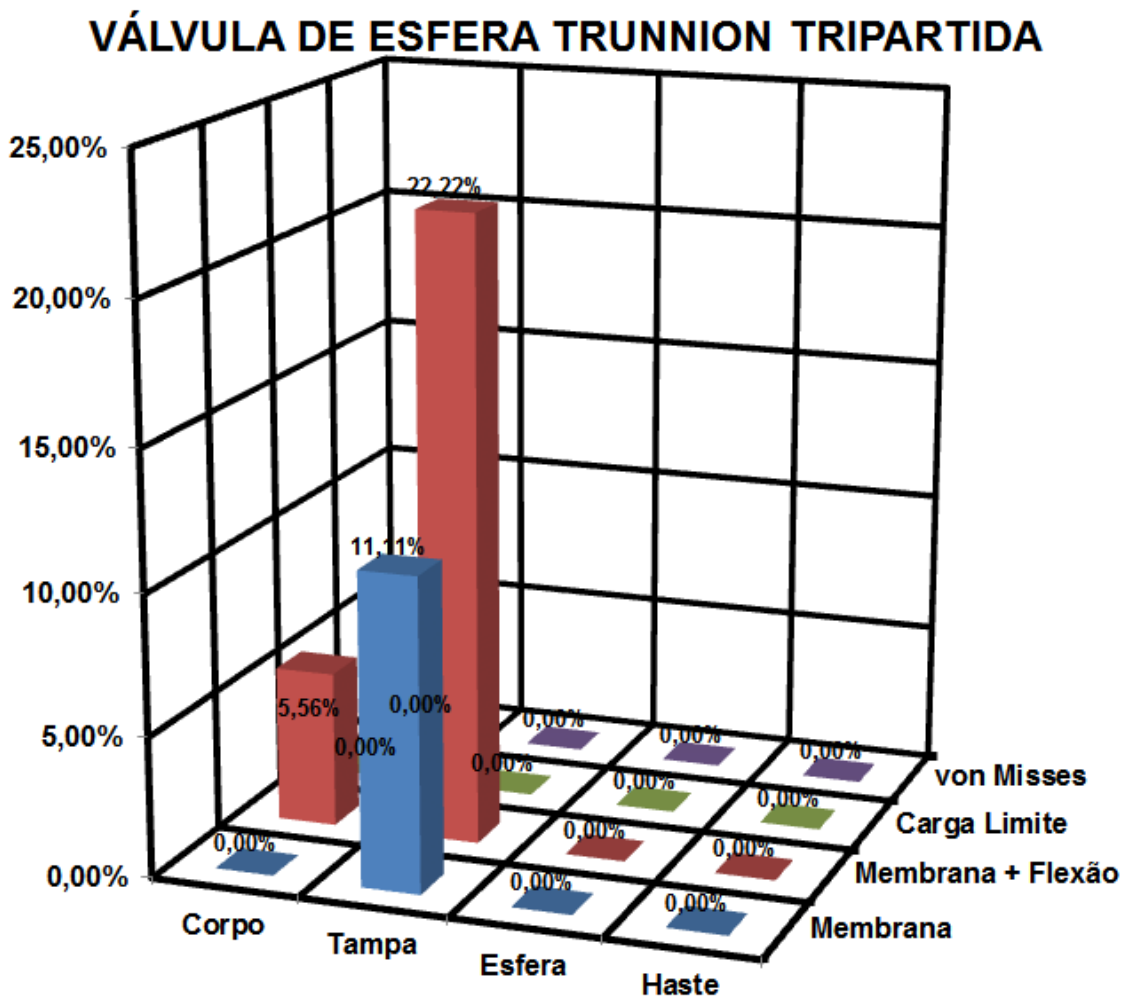
A maior incidência do não atendimento aos critérios de tensões primárias nos projetos de válvulas avaliados ocorreu em válvulas de dimensões grandes, diâmetro de passagem acima de 250 mm, e em válvulas que operam em temperaturas elevadas acima de 300°C.

Em 13,04% dos projetos avaliados foram detectados valores de pressão de contato sobre a superfície de vedação abaixo do valor limite estabelecida pelo projeto de produto, ou seja, há evidência de problemas devido ao vazamento. Na sequência serão detalhados os problemas averiguados por tipo e modelo de válvula.

4.4.1 Análise dos Resultados da Análise de Tensões

No gráfico da Figura 4.12, são apresentados os resultados em termos percentuais dos problemas detectados pela análise de tensões nos projetos de válvula de esfera do tipo *trunnion* tripartida.

Figura 4.12 – Problemas detectados pela análise de tensões em válvulas do tipo esfera *trunnion* tripartida



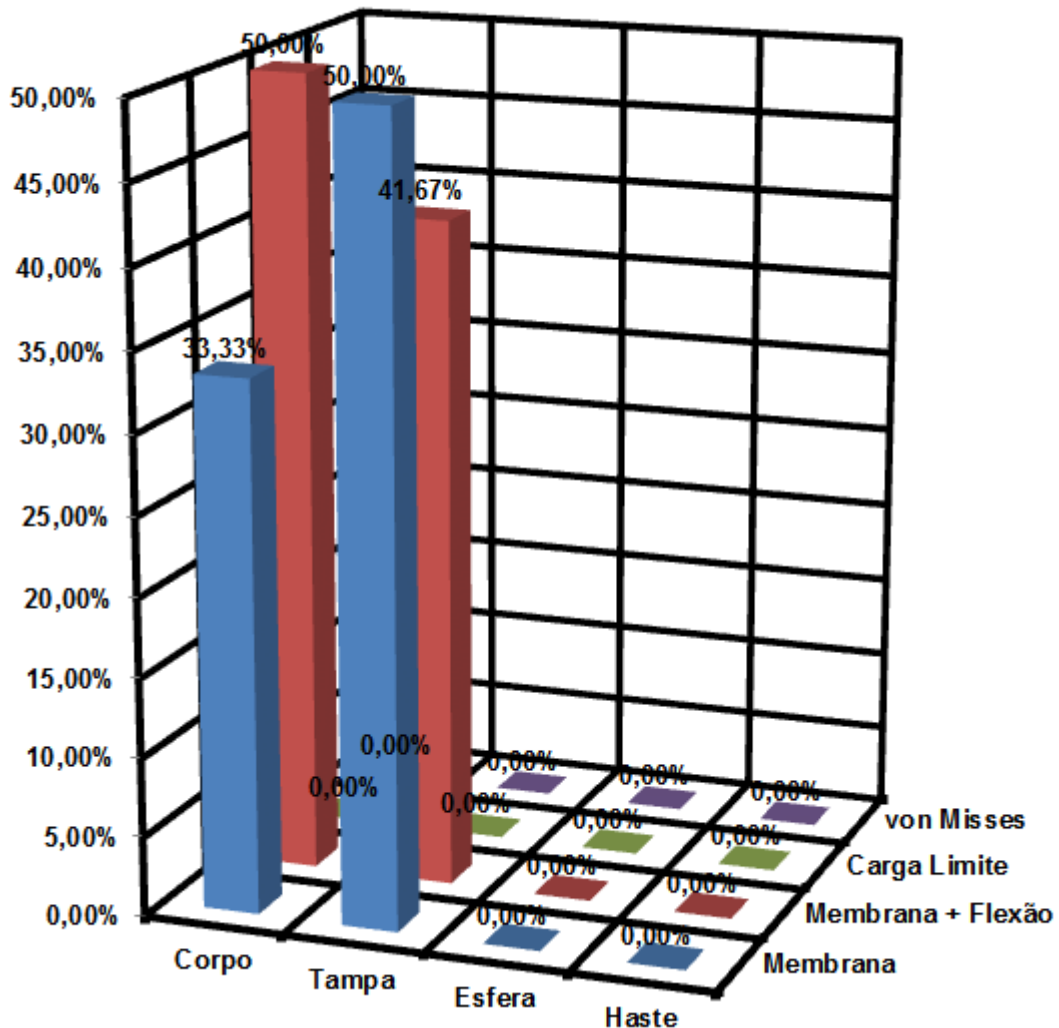
Fonte: Elaborado pelo autor

O gráfico da Figura 4.12, ilustra que para este modelo de válvula foram detectados problemas em 22,22% das tampas e 5,56% dos corpos avaliados, por meio da análise de tensões. Os problemas apresentados são devido às tensões primárias (membrana e membrana mais flexão) estarem acima do limite admissível, entretanto, nenhum projeto excedeu o limite admissível de carga limite, isso indica que todos os projetos de forma construtiva tripartida avaliados, atendem os requisitos mínimos estabelecidos pelo código ASME VIII Divisão 2.

No gráfico da Figura 4.13, são apresentados os resultados em termos percentuais dos problemas detectados pela análise de tensões nos projetos de válvula de esfera do tipo *trunnion* bipartida.

Figura 4.13 – Problemas detectados pela análise de tensões em válvulas do tipo esfera *trunnion* bipartida

VÁLVULA DE ESFERA TRUNNION BIPARTIDA



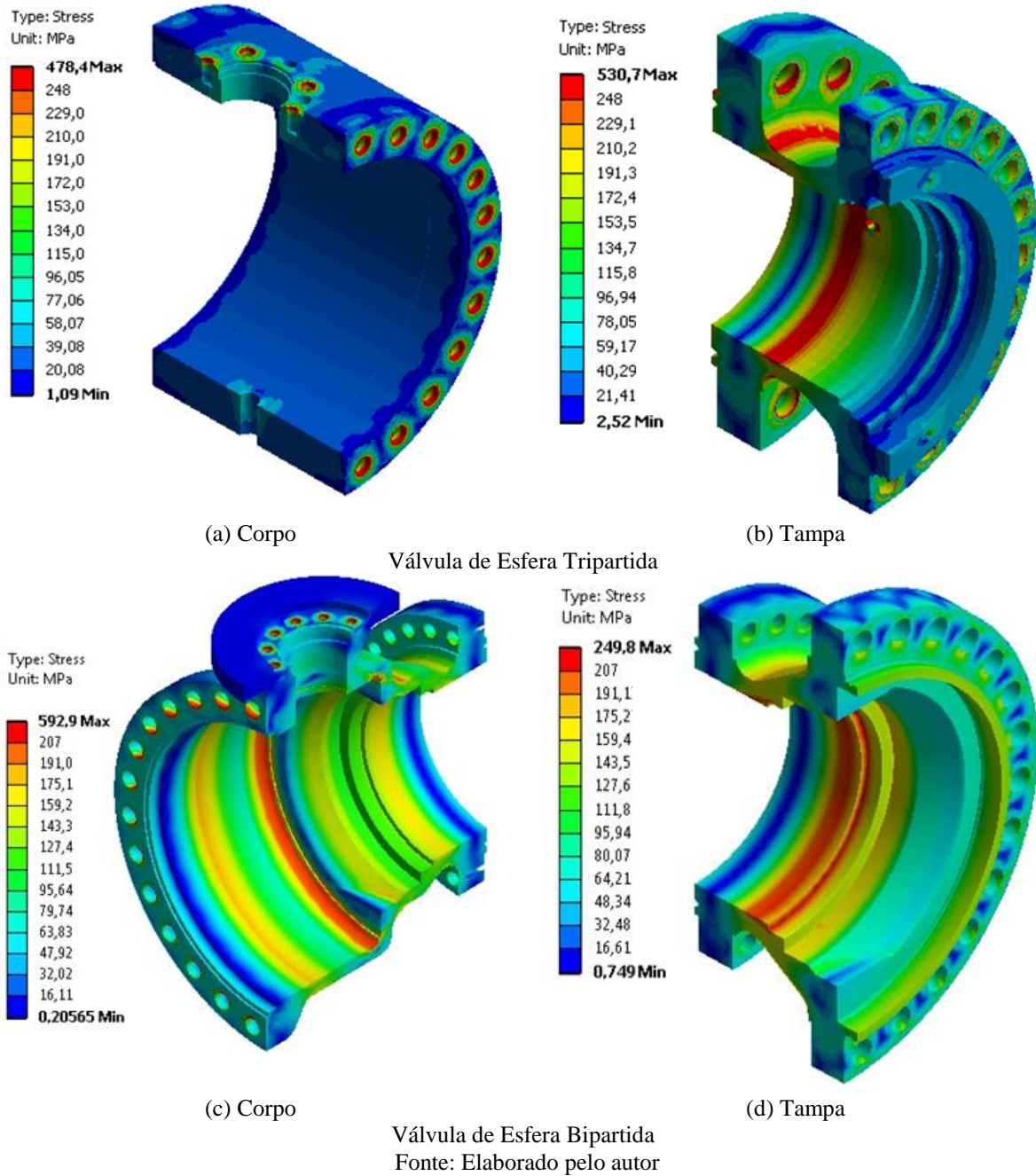
Fonte: Elaborado pelo autor

Por meio do gráfico da Figura 4.13, observa-se que aproximadamente 50,0% das tampas e 33,33% dos corpos avaliados não atendem os critérios de tensões primárias, ou seja, as tensões de membrana e membrana mais flexão, estão acima do limite admissível, o que indica a necessidade de avaliar o projeto através de análise de carga limite. Mediante análise de carga limite observa-se que nenhum projeto excedeu o limite admissível, isso indica que os projetos avaliados da forma construtiva bipartida, atendem os requisitos mínimos estabelecidos pelo código ASME VIII Div. 2.

Através dos dados descritos nos gráficos da Figura 4.12 e Figura 4.13, verifica-se uma maior incidência de falhas devido às tensões primárias nas válvulas de esfera *trunnion* de construção bipartida do que nas de construção tripartida. A diferença nos níveis de tensões

primárias pode ser explicada pela concepção geométrica de cada uma das formas construtivas, conforme ilustrado pela Figura 4.14.

Figura 4.14 – Forma construtiva dos componentes corpo e tampa de válvula de esfera do tipo *trunnion*



Nota-se na Figura 4.14, que o componente corpo da válvula de esfera *trunnion* tripartida apresenta uma geometria mais limpa, ou seja, regiões com menos transições de geometria e concentradores de tensão quando comparado a um corpo de uma válvula de esfera *trunnion* bipartida, essa geometria mais limpa corrobora para o não surgimento de elevados níveis de tensões. O efeito da pré-carga dos fixadores num corpo bipartido tende a

ser maior do que num corpo tripartido. No corpo bipartido a conexão dos componentes é realizada nos flanges que é constituído integralmente ao corpo, já no projeto do corpo tripartido a conexão dos componentes ocorre numa interface rígida, provendo uma maior rigidez do componente. A pré-carga dos prisioneiros provoca um esforço de flexão no flange e em regiões próximas, possibilitando o surgimento em maior magnitude de tensões primárias.

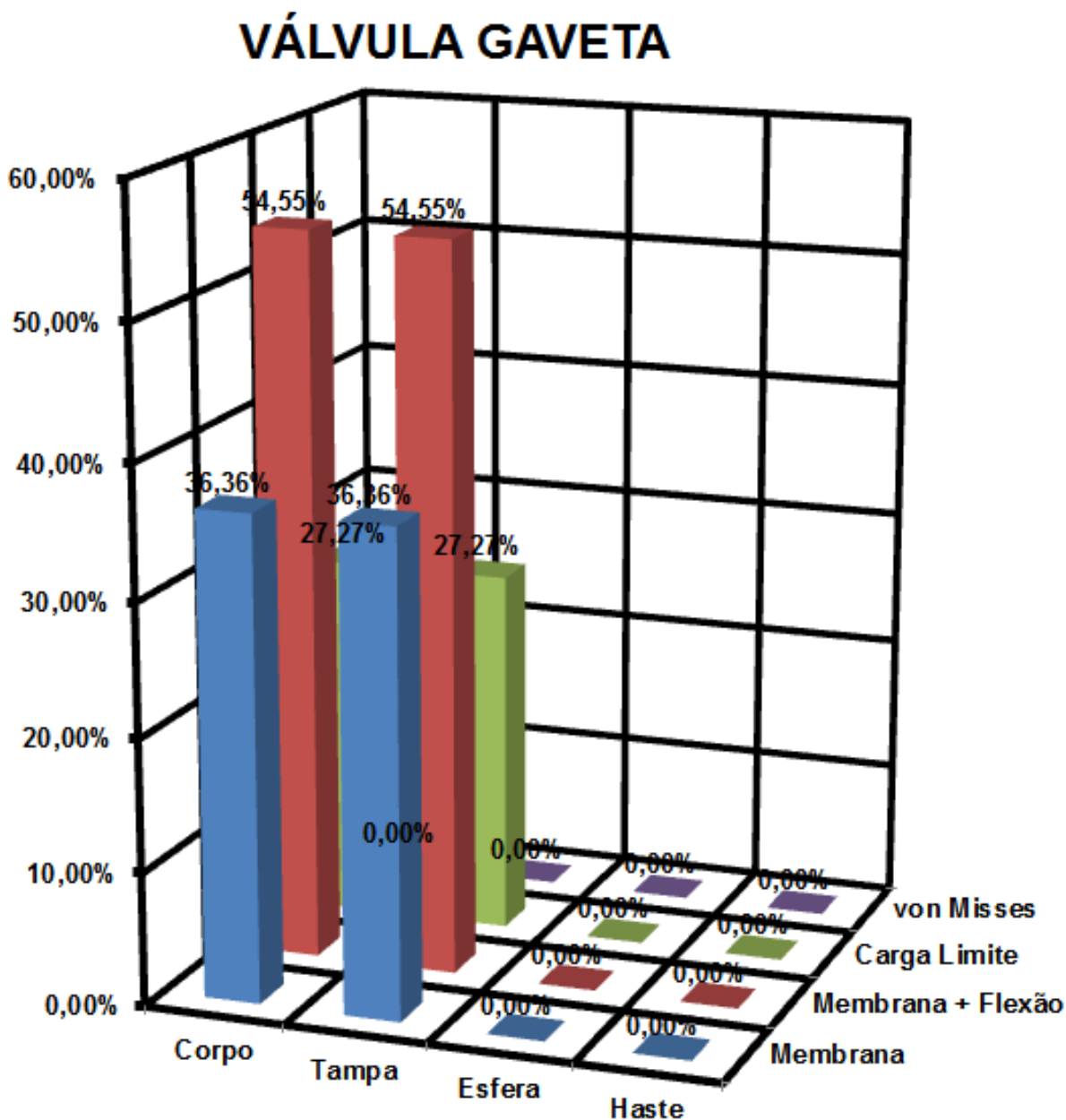
Através da Figura 4.12 e Figura 4.13, percebe-se que os corpos tripartidos avaliados não apresentaram níveis elevados de tensões primárias, enquanto que nas válvulas de construção bipartida aproximadamente 33,33% dos corpos avaliados apresentaram tensões primárias acima dos limites admissíveis, enquanto que nas válvulas de construção tripartida este valor foi maior em somente 5,56% dos projetos avaliados. Desta forma, vale ressaltar a importância de avaliar o nível de pré-carga a ser aplicada e a rigidez do flange a fim de diminuir o esforço de flexão e os níveis de tensões primárias nas regiões próximas aos flanges.

As tampas das válvulas bipartidas e tripartidas possuem forma geométrica que se assemelham, entretanto, apesar da equivalência as tampas das válvulas de construção tripartida apresentam ter uma espessura maior, principalmente nas regiões de transição de geometria e de concentração de tensões e uma maior rigidez nas regiões próximas aos flanges. O efeito da pré-carga dos fixadores em ambas as tampas (bipartida e tripartida) apresentam o comportamento semelhante ao citado acima para o corpo bipartido, uma vez que a interface de acoplamento se dá através do flange que nesse caso é constituído integralmente na tampa.

O comportamento das tensões relatadas acima se torna mais esclarecido e compreensível segundo ponto de vista de Spence e Tooth (1994), na qual menciona e indica que é bem habitual que elevados níveis de tensões ocorram na região da intersecção devido à descontinuidade geométrica da válvula. Entretanto, no entendimento de Telles (1996) as tensões primárias são sempre proporcionais às cargas das quais se originam. A principal característica das tensões primárias é não ser auto-limitante, o que significa que enquanto o carregamento estiver sendo aplicada, a tensão continua atuando, não sendo aliviada por deformação. Caso estas tensões excedam o limite de escoamento do material, poderão ocorrer deformações excessivas ou o colapso plástico.

No gráfico da Figura 4.15, são apresentados os resultados em termos percentuais dos problemas detectados pela análise de tensões nos projetos de válvula do tipo gaveta.

Figura 4.15 – Problemas detectados pela análise de tensões em válvulas do tipo gaveta

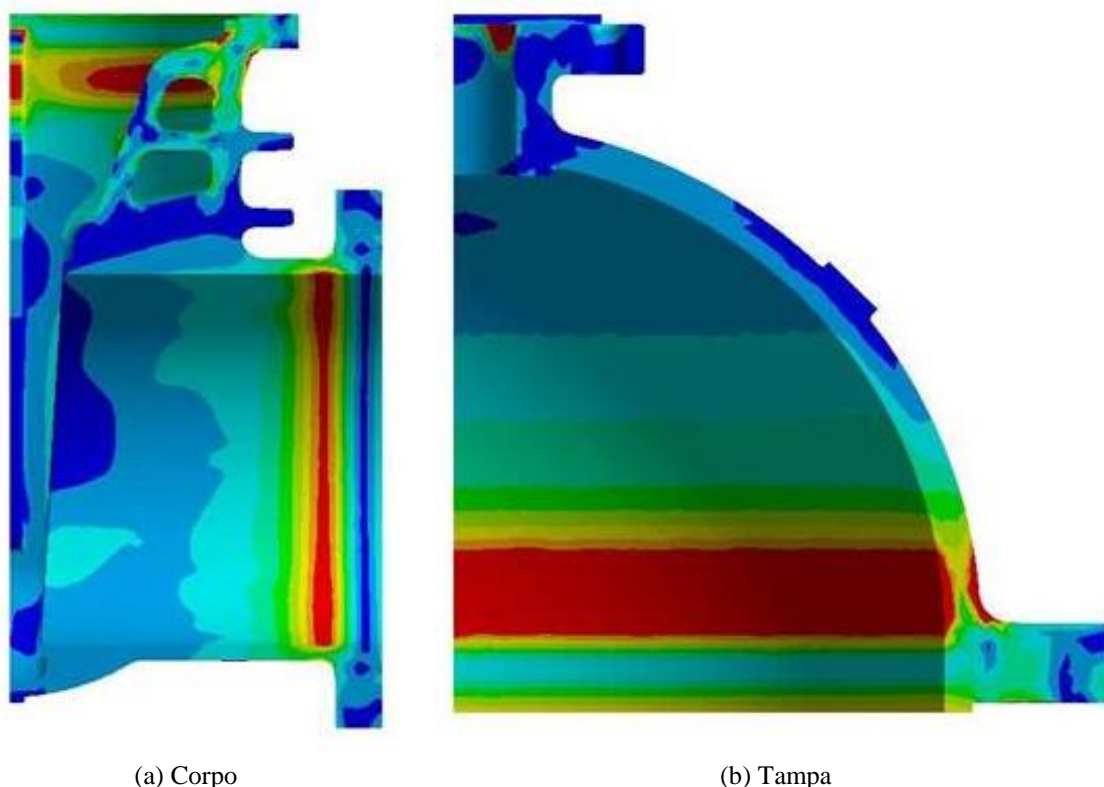


Fonte: Elaborado pelo autor

Através do gráfico da Figura 4.15, observa-se que em 27,27% dos projetos avaliados não atendem os requisitos de tensões primárias e análise de carga limite estabelecidos pelo código ASME VIII Div. 2. Isso sinaliza a possibilidade da ocorrência do colapso plástico, caso não seja realizado alterações no projeto original.

Na Figura 4.16, são apresentados os resultados de um projeto que não atendeu os requisitos de carga limite durante o estudo de análise de tensões, são ilustradas as regiões da válvula gaveta que foram detectados problemas em configuração original.

Figura 4.16 – Regiões com problemas nos projetos de válvulas gaveta



Fonte: Elaborado pelo autor

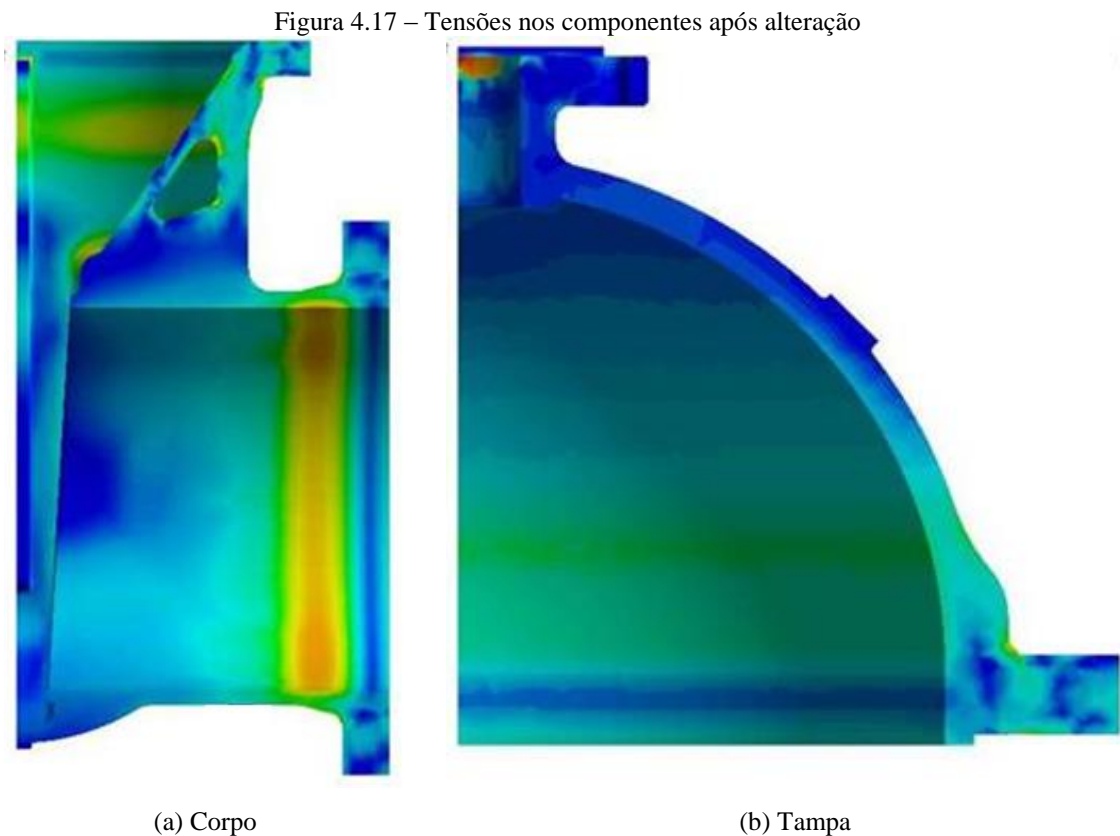
As regiões em cor vermelha da Figura 4.16, indica as regiões nas quais as tensões excederam o limite admissível. Nota-se que as máximas tensões ocorrem em regiões próximas da junção corpo/tubulação e da junção corpo/tampa. Através dos dados de projeto observa-se que a pré-carga de cada prisioneiro da junção é da ordem 400 kN o que indica a ocorrência de elevados esforço de flexão neste local, o que vale enunciar que a pré-carga dos prisioneiros tem uma grande influência sobre o estado de tensões destes componentes. Além do mais se percebe que a transição de geometria das referidas junções não é suave, isso acarreta um acréscimo de tensões nestas regiões.

É bem conhecido que uma abertura em um vaso de pressão provoca uma elevação e intensificação no campo de tensões ao redor da borda do furo de abertura do bocal e, portanto, pode ser um potencial ponto de fraqueza (SPENCE e TOOTH, 1994). Segundo Telles (1996) qualquer transição de formato ou de espessura na parede de pressão de um vaso resulta numa distribuição irregular e concentração de tensões na região de transição, efeitos que serão tanto mais significativos quanto mais acentuados forem às mudanças de forma ou de espessura.

A forma tradicional de redução da concentração dos campos de tensões na junção entre bocais e vasos de pressão é a adição de material ao redor do furo para reforçar a abertura feita no casco. Normalmente, esta adição é feita pela utilização de material com espessura

superior ao valor da espessura do casco (TELLES, 1996; MIRANDA, 2007). O método da reposição de área, previsto no código ASME VIII (2011a), recomenda que seja feito o provimento de material próximo ao furo, em excesso, tendo no mínimo a área do material retirado para abertura do furo e a área retirada pela abertura do furo deve ser repostada com material, de tal forma, que se supra esta perda de área reposicionando-a ao redor da descontinuidade geométrica (SPENCE e TOOTH, 1994).

A partir dos problemas acima detectados, foram realizadas alterações no projeto original. A alteração consistiu na adição de material ao redor das descontinuidades geométricas a fim de reduzir os níveis de tensões nestas regiões. Na Figura 4.17, são ilustrados os resultados com base nas alterações realizadas nas regiões de transição de geometria da junção corpo/tubulação e da junção corpo/tampa.



Fonte: Elaborado pelo autor

Conforme pode visto na Figura 4.16 e Figura 4.17, com o aumento da espessura de parede na região de descontinuidade geométrica obtém-se um aumento da rigidez da região, adicionando a isso a introdução de um raio maior na região de transição de geometria, ocorre uma redução acentuada de tensões na região, tendo como principal consequência à redução das tensões de pico e uma maior integridade estrutural dos componentes.

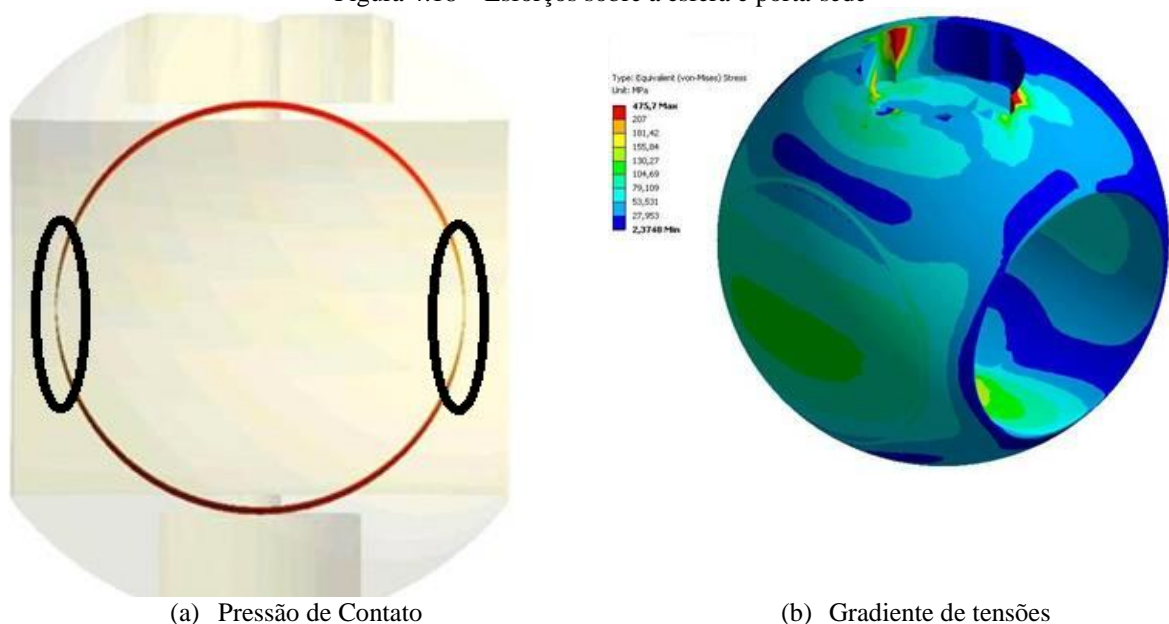
A presença de reforço na intersecção corpo/tubulação e corpo/tampa reduziu significativamente o nível de tensões. Para projetos de vasos de pressão o código ASME VIII (2011a) indica a aplicação do método de reposição de área “reforço”, tradicionalmente utilizado na indústria de construção de vasos de pressão. Estudos realizados por Sang, Quien e Videra (1996) e Xue, Widera e Sang (2003), apontaram que o método de reposição de área é atualmente muito utilizado por causa de sua fácil aplicação, baixo custo, estrutura simples e eficiente resultado.

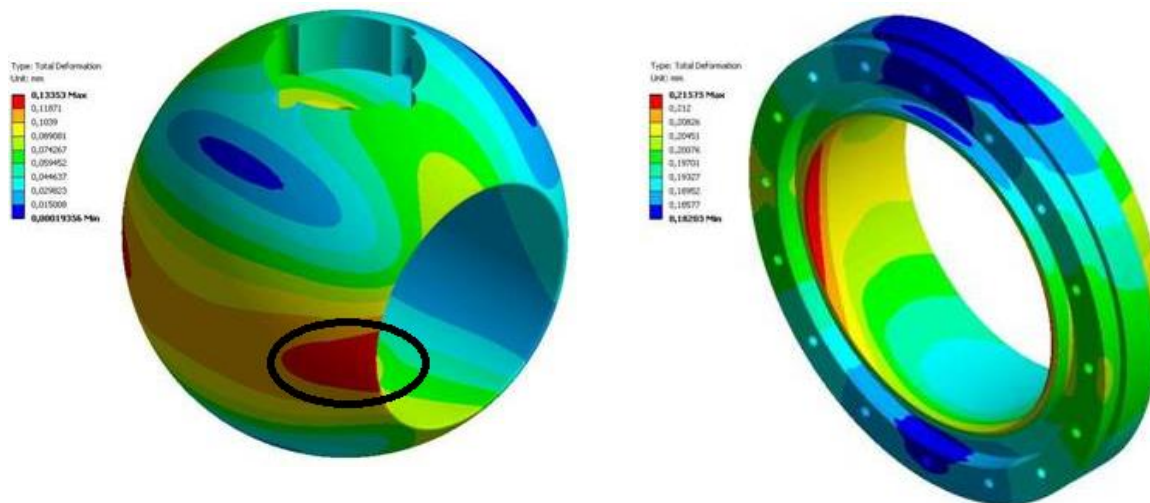
4.4.2 Análise dos Resultados da Pressão de Contato

Em todos os projetos avaliados notou-se que as tensões atuantes nas esferas das válvulas de esfera do tipo *trunnion* de forma construtiva bipartida e tripartida estão dentro dos limites estabelecidos pelo código ASME, porém percebeu-se que em 15,79% dos projetos avaliados a pressão de contato na pista de vedação é relativamente baixa, ou seja, o valor não garante a estanqueidade na interface sede/esfera.

A Figura 4.18(b), realçam o problema ocorrido no estudo de um determinado projeto, mesmo a esfera apresentando um valor baixo de tensões, há ocorrência de falha por vazamento devido à perda da pressão de contato na superfície de vedação.

Figura 4.18 – Esforços sobre a esfera e porta-sede





(c) Deformação da esfera

(d) Deformação do porta-sede

Fonte: Elaborado pelo autor

Nota-se na Figura 4.18(c), que a região denominada boca da esfera (em preto) é o local de maior deformação da esfera, coincidindo com a região que ocorre a perda de pressão de contato, o que possibilita a criação de um caminho de vazamento de fluido. Entre os possíveis fatores para a perda da pressão de contato cita-se. (i) dimensionamento inadequado da pista de vedação; (ii) esfera muito flexível; (iii) porta-sede muito rígido; (iv) esfericidade da esfera; (v) rugosidade da esfera; (vi) posicionamento e alinhamento do porta-sede com a esfera.

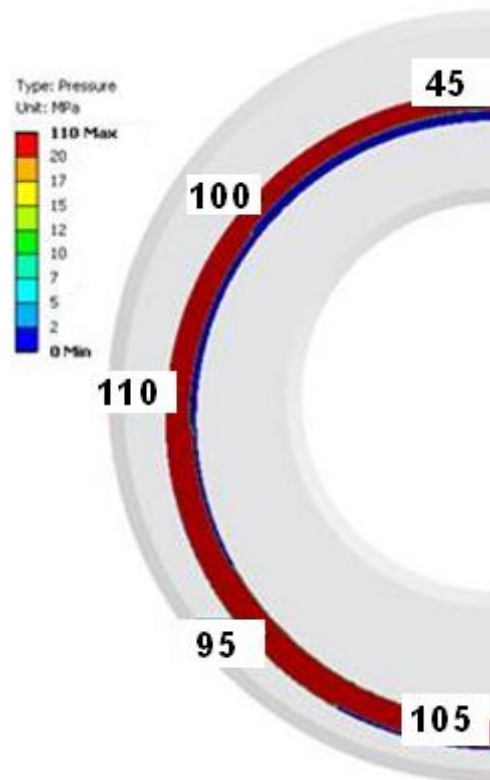
Os três primeiros fatores citados são referentes ao projeto do produto, e os três últimos pertencem aos processos de fabricação e montagem. De modo que os modelos construídos para estas análises consideram uma esfera com esfericidade e rugosidade perfeita e posicionamento correto do porta-sede sobre a esfera, os problemas encontrados incidem sobre os três primeiros fatores, acima citados. O dimensionamento inadequado da pista de vedação se dá principalmente por uma área de contato excessiva ocasionando uma pressão de contato baixa, não permitindo com isso uma pressão de contato suficiente para garantir a vedação da interface sede/esfera. Na condição onde se tem um projeto de esfera muito flexível e um porta-sede muito rígido, temos uma situação onde a esfera sofre uma grande deformação e o porta-sede se deforma muito pouco, desta forma, não acompanha a deformação da esfera.

Nos projetos avaliados pelo modelo de pressão de contato de válvula do tipo gaveta, verifica-se que o problema da interface de vedação cunha/sede ocorre principalmente por uma elevada pressão de contato sobre a superfície de vedação. Como a vedação é metal-metal, há possibilidade da ocorrência de desgaste abrasivo, caso a válvula seja submetida a ciclos de abertura e fechamento com elevada pressão de contato na interface de vedação.

A cunha e a sede são os elementos que compõem o sistema de vedação de válvulas do tipo gaveta, avaliados neste estudo pelo modelo da análise de pressão de contato, eram compostos de material ASTM A479 Gr. 410, sendo que a componente cunha com dureza de 275 HB e a componente sede com dureza de 425 HB. Conforme explica Mathias (2008), o aço inox 410 é o material mais utilizado para componentes internos e superfícies de vedação de válvulas gaveta, pois combina a resistência à abrasão e à corrosão moderada, principalmente se o material e corpo e tampa for o aço carbono WCB, esta configuração de material é muito utilizada pela indústria de óleo & gás para este modelo de válvula.

De acordo com a norma ISO 10434:2004 e API 600:2009, quando as superfícies de vedação (cunha e sedes) forem revestidas em material ASTM A479 Gr. 410, deverá existir um diferencial de dureza de 50 Brinnel, sendo que a dureza mínima deverá ser de 250 Brinnel em um dos componentes. Por se tratar de um aço inox martensítico, este material de vedação pode ser temperado e revenido. Outros materiais utilizados para vedação, como por exemplo, o ASTM A479 Gr. 304 ou Gr.316, por serem austeníticos não são temperáveis o que impossibilita o controle de dureza. A Figura 4.19, ilustra os valores de pressão de contato sobre a superfície de vedação.

Figura 4.19 – Valores de pressão de contato na superfície de vedação da válvula gaveta

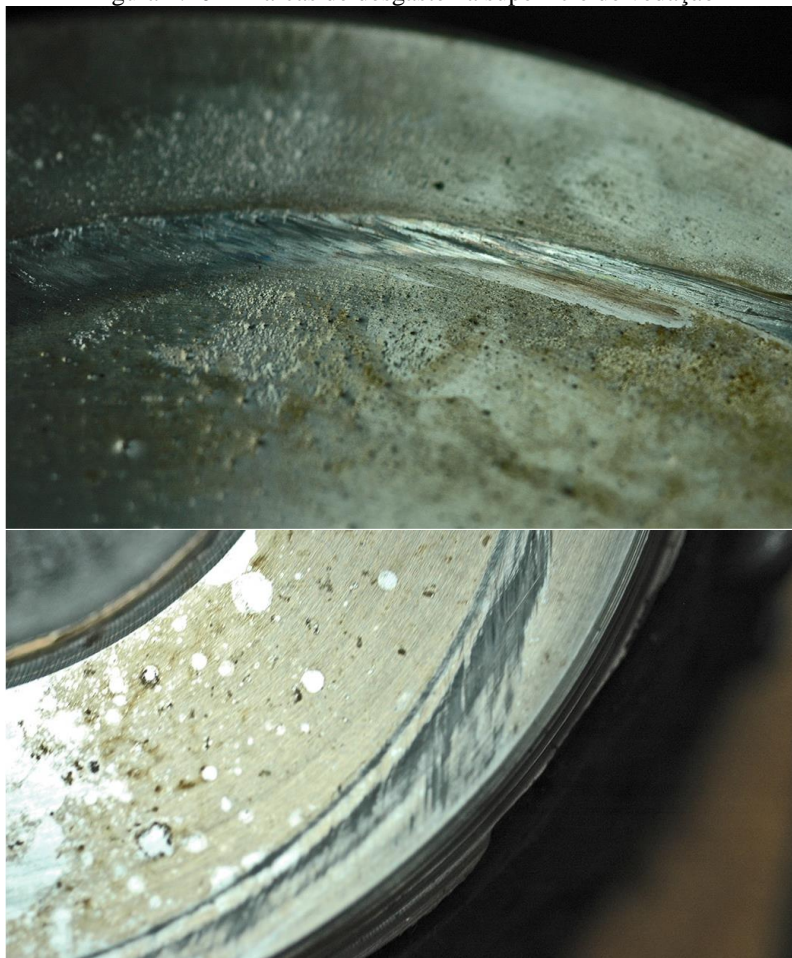


Fonte: Elaborado pelo autor

Segundo a ASTM G40 (2005), para aparecimento de *galling* geralmente é necessário que a pressão de contato exceda algum valor limiar. Os resultados obtidos por meio de solução computacional via método dos elementos finitos mostraram que o valor limite de tensão de contato para o material de vedação avaliado excede o valor limiar estabelecido pela ASM (1992) para o material ASTM A479 Gr.410.

A Figura 4.20, ilustra a componente cunha do sistema de vedação após a realização de testes de ciclagem e desempenho de vedação.

Figura 4.20 – Marcas de desgaste na superfície de vedação



Fonte: Elaborado pelo autor

Conforme ilustrado Figura 4.20, verificou-se a ocorrência de marcas de desgaste no elemento de vedação e a consequente falha durante os ensaios experimentais. De acordo com Ludema (1996), geralmente, a categoria de desgaste abrasivo pode ser caracterizada pelo termo corte ou sulcamento e ocorre quando partículas duras suspensas em fluidos ou projetadas de uma superfície sobre pressão contra outra superfície, sendo a característica principal os riscos na direção do deslizamento. A imagem da Figura 4.20, ilustra o

comportamento descrito acima, ou seja, o elemento de vedação apresenta como principal característica riscos na direção do deslizamento devido à superfície de vedação estar submetida a uma elevada tensão de contato durante os ciclos de abertura e fechamento da válvula.

Uma das premissas adotadas pelos principais fabricantes de válvulas, é que para que ocorra estanqueidade dos elementos de vedação, a tensão de contato sobre a superfície de vedação deve ser maior que a pressão interna gerada pelo fluido. Entretanto, conforme mencionado por diversas literaturas e pesquisadores (WRIGHT, 1973; ZU MGAHR, 1987; ASM, 1992; ASTM G40, 2005), tensões de contato elevada é uma das causas do desgaste adesivo “*galling*”. Para a configuração de material em questão, a ASM (1992) recomenda que a tensão de contato entre as superfícies de vedação não seja superior a 21 MPa.

5 CONCLUSÕES

Por meio do estudo proposto de avaliação da integridade estrutural de projetos de válvulas de esfera do tipo *trunnion* e/ou gaveta, obtêm-se as seguintes conclusões para cada um dos modelos de análises propostos.

5.1 MODELO DE ANÁLISE DE TENSÕES

Não há disponível uma norma específica para análise de tensões de válvulas, geralmente, as normas de construção de válvulas sugerem a adoção do código ASME VIII Divisão 2, para esta finalidade. O código ASME não é uma norma específica para análise de projeto de válvulas, desta forma, muitos dos modos de falhas de válvulas não são previstos pelo código ASME. Isto exige do engenheiro de análise de projeto de válvulas, uma grande capacidade de entender a aplicação específica do produto a ser analisado, a fim de identificar todas as variáveis importantes e que podem de alguma forma comprometer o desempenho operacional do produto.

Por meio do procedimento de projeto por análise estabelecido pelo código ASME VIII é possível avaliar os componentes contra o colapso plástico, falha local, colapso por flambagem e carregamento cíclico. Também há procedimentos específicos para análise de falhas em parafusos, bem como, resultados a partir de análise de tensão experimental e avaliações por intermédio da teoria da mecânica da fratura são técnicas aceitas e usadas para análise de projetos. Entretanto, nem todos os componentes de válvulas podem ser avaliados conforme requisitos de projeto por análise do código ASME VIII, a avaliação é útil e traz ganhos significativos principalmente para os componentes corpo, tampa e esfera.

No caso dos prisioneiros as normas de construção de válvulas exigem que a área mínima dos mesmos atendam os requisitos de projeto de norma estabelecidos pela ASME B16.34 e/ou ASME VIII Div.2, desta forma, não torna-se útil e benéfico ao projeto de válvula uma avaliação por meio de projeto de análise deste componente.

Para os componentes que compõe o sistema de acionamento, tanto a norma de projeto e homologação do mercado brasileiro ABNT NBR 15827:2014 quanto a norma construtiva API 6D mencionam que as tensões não devam exceder 67% do valor da tensão de escoamento (S_y) do material conforme valores das propriedades especificados pelo código ASME Seção II, Part D, e que as tensões de cisalhamento, torção e compressão não podem exceder o limite estabelecido pelo código ASME Seção VIII Divisão 2, Parte AD-132. Neste

ponto é importante salientar que nas versões do ASME a partir de 2007 o AD-132 foi retirado, desta forma, não faz sentido a ABNT NBR 15827:2014 adotar um critério de análise considerado obsoleto e inutilizado pelo ASME VIII Divisão 2. Também vale ressaltar que o limite de 67% de S_y é coerente quando o sistema é submetido a um carregamento combinado, em situações em que o sistema de acionamento esteja submetido à torção pura é necessário adotar uma teoria de falha coerente com o modo de falha em questão. Na grande maioria das vezes, os materiais que compõem o sistema de acionamento são de aço dúctil, desta forma, a teoria da máxima energia de distorção “von Misses”, tensões limitadas a $0,577S_y$ e/ou a teoria da máxima tensão de cisalhamento “Tresca”, tensões limitadas a $0,5S_y$, são teorias mais apropriadas e acuradas para avaliação destes componentes. Em situações em que os componentes do sistema de acionamento são projetados com materiais frágeis aconselha-se a adoção da teoria da máxima tensão normal. Dentre os modos de falhas previstos no código ASME a falha contra o colapso plástico é o procedimento de análise de falha mais propícia para avaliação de projeto dos principais componentes estruturais de válvulas.

O código ASME VIII dispõe de três diferentes métodos de análise contra o colapso plástico definido como; (i) análise elástica de tensões; (ii) análise de carga limite; (iii) análise elasto-plástica. Entre os diferentes métodos a análise elástica de tensões e a análise de carga limite são os métodos mais favoráveis de serem adotados para análise de válvulas, ambos os métodos atendem de forma satisfatória as necessidades de análise de projeto de válvulas.

A análise elástica de tensões requer a separação de tensões em categorias primária e secundária, sendo que a tensão primária pode ser de membrana e membrana mais flexão, a tensão de membrana também pode ser local ou global, e ainda têm-se a tensão de pico além das tensões secundárias. Cada tipo de tensão tem um limite admissível diferente e a separação e classificação destas tensões não um procedimento direto e trivial, o que requer do engenheiro analista uma grande sensibilidade e capacidade para identificação das regiões de linearização, separação, classificação e interpretação e análise dos resultados destas tensões.

Segundo ASME VIII o uso da análise elástica de tensões para demonstrar a integridade estrutural de vasos com parede espessa (razão raio pela espessura menor ou igual a 4, $R/t \leq 4$) especialmente ao redor de regiões com descontinuidades, pode apresentar resultados não conservadores e isto não é recomendado. A razão para isto é que a distribuição não linear de tensões associada com a seção espessa do vaso não são precisamente representadas pela distribuição linear implícita utilizada no procedimento de classificação e categorização de tensões (ASME VIII Divisão 2, 2011a). Vale ressaltar que na literatura clássica, como por exemplo, Moss (2004) o vaso é considerado de parede fina quando a

relação raio pela espessura é maior que 10 $R/t \geq 10$), neste aspecto o código ASME VIII Divisão 2 (2011a) é menos rigoroso do que a literatura clássica. Nem todas as válvulas são classificadas como de parede fina, segundo critério definido pelo código ASME, isto de certa forma pode levar a resultados errôneos, caso o engenheiro avalie o projeto de válvula pelo método da análise elástica de tensões.

A análise de carga limite não requer a categorização em tensões primárias e secundárias dando um único resultado. A análise de carga limite é uma simulação mais realística e de maior precisão, porém, exige um maior esforço e recurso computacional. Este método é o mais indicado e o que apresenta os melhores resultados para análise de tensões, e assim, evitar falhas contra o colapso plástico de válvulas.

5.2 MODELO DE ANÁLISE DA PRESSÃO DE CONTATO NA PISTA DE VEDAÇÃO

A norma ABNT NBR 15827 menciona que deve ser realizados cálculos para verificação das pressões da sede sobre o obturador, entretanto, não estabelece um procedimento de como devem ser realizadas as análises nem propõe limites admissíveis de pressão de contato.

Observa-se por meio deste modelo que a premissa de projeto adotada pelos fabricantes de válvulas, de que é necessária uma pressão de contato maior do que a pressão do fluido para que ocorra estanqueidade na interface esfera/sede nem sempre é válida. O estudo mostrou que é necessário quantificar o quanto maior deve ser esta pressão de contato e isso precisa ser mensurado por meio de testes experimentais com diferentes materiais de vedação, tipo de geometria da pista de vedação, condições de operação, entre outros fatores. Para o estabelecimento de um limite de pressão de contato também é necessário conhecer as características, comportamento e modos de falha dos materiais, condições de operação (pressão, temperatura, tipo de fluido), mecanismos de desgaste e tribologia do sistema como um todo.

5.3 MODELO DE ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DA VAZÃO DE ESCOAMENTO NO TORQUE DE ACIONAMENTO DA VÁLVULA

Por meio deste modelo, conclui-se que as forças fluidodinâmicas geradas pelo escoamento do fluido, exercem influência no torque de acionamento da válvula. Os resultados demonstraram que o máximo esforço gerado pelas forças fluidodinâmicas ocorre na iminência

da abertura do obturador, ou seja, no início da comunicação da pressão do fluido entre o lado a montante e a jusante.

A análise comparativa deste modelo foi qualitativa, ou seja, foram coletados os esforços gerados pelas forças fluidodinâmicas e comparadas com a assinatura de torque de uma válvula padrão, porém é recomendado comparar os resultados da simulação numérica com os resultados obtidos por meio de um teste experimental com diferentes vazões e bitolas de válvulas, a fim de mensurar o erro entre o modelo numérico e os testes experimentais.

A adoção deste modelo traz ganhos para o projeto de válvulas de alta responsabilidade e/ou em situações na qual a aplicação seja complexa, como por exemplo, válvula para aplicação submarina. Em outras situações não é vantajoso realizar este tipo de análise uma vez que não irá acarretar ganhos significativos para o projeto de válvulas.

5.4 CONCLUSÃO GERAL

Por meio do estudo apresentado neste trabalho para avaliação da integridade estrutural de válvulas é possível identificar os principais parâmetros de projeto que possuem influência significativa no desempenho operacional, permitindo assim, uma avaliação detalhada dos pontos importantes de projeto, durante as fases iniciais do processo de desenvolvimento de válvulas, de acordo com condições específicas de cada tipo de operação.

A homologação do projeto e a verificação de desempenho nos produtos podem ser constatadas por meio de testes de homologação e de aceitação. A constatação experimental é uma prática conhecida e bastante utilizada. As normas e padrões internacionalmente reconhecidos desempenham um papel importante na definição dos requisitos de projeto e homologação do projeto, sejam através de verificações por intermédio de testes experimentais, métodos analíticos e/ou computacionais. O aumento da vida útil e confiabilidade de válvulas é um dos campos de atuação mais importantes na atualidade, levando os fabricantes a buscarem soluções tecnológicas mais eficazes para análise de projeto durante as fases iniciais do seu processo de desenvolvimento. Os resultados refletem o desafio na busca de melhorias de procedimentos e técnicas de análise de válvulas, a fim de atender tanto as exigências de mercado quanto os rígidos requisitos impostos pelas normas.

O uso da técnica de elementos finitos para análise de tensões e deformações de projeto de válvulas em uma etapa anterior a etapa de fabricação, mitiga e/ou evita que correções de problemas técnicos sejam detectadas durante a etapa de testes ou mesmo durante a operação,

evitando assim que possíveis correções de problemas técnicos ocorram por improvisação e sem embasamento técnico e teórico.

O compromisso entre custo, desempenho, durabilidade e repetibilidade estabelecem restrições nas fases de projeto e fabricação que devem ser verificadas. Ferramentas computacionais possuem um papel importante para verificação e análise de projeto de válvulas, porém ainda não substituem completamente a necessidade de prototipagem e verificação experimental. Entretanto, o uso de forma racional e correta da técnica dos elementos finitos, mostra-se uma ferramenta extremamente útil para concepção de novos produtos, reduzindo com isso o número de ensaios em protótipos físicos, o tempo de desenvolvimento e conseqüentemente o custo final do produto. Também permite desenvolver produtos otimizados, sendo que por meio de um conhecimento multidisciplinar falhas prematuras podem ser detectadas nas fases iniciais do projeto de válvulas, possibilitando com isso desenvolvimento de um projeto de válvula racional com ganhos de qualidade, confiabilidade, desempenho e competitividade.

6 RECOMENDAÇÕES DE TRABALHOS FUTUROS

A tese proposta salienta a necessidade de realização de trabalhos futuros. A primeira sugestão e mais eminente esta associada ao desenvolvimento métodos, técnicas e procedimentos mais inovadores para dimensionamento do sistema de vedação, principalmente no que tange a determinação do valor da pressão mínima de contato na interface de vedação para que ocorra a estanqueidade. Recomenda-se a realização de testes por meio da combinação de diferentes materiais de vedação, diversas geometrias do conjunto porta-sede, sede e esfera com várias combinações de carregamento (pressão, temperatura e ciclagem) a fim de avaliar o comportamento da pressão de contato nas mais diversas condições de operação que uma válvula pode ser submetida durante a sua vida útil.

Continuando nesta linha de raciocínio, a segunda proposta de trabalho consiste na elaboração de formulações analíticas para determinar o torque de acionamento da válvula durante a fase de desenvolvimento do projeto. Atualmente as equações adotadas não são precisas e confiáveis levando na maioria das vezes no superdimensionamento e/ou subdimensionamento de redutores e atuadores. Este estudo deve ser fundamentado e comprovado por meio de testes experimentais.

Uma terceira sugestão é a realização de um estudo caracterização das propriedades dos materiais poliméricos usados em sistema de vedação de válvulas. A realização desse estudo possibilitaria simular via método dos elementos finitos o comportamento das vedações poliméricas nas mais diversas situações de operação.

Um quarto estudo seria a realização de ensaios de fadiga de válvulas, a fim de verificar como é o comportamento do produto sob carregamento cíclico. Nesta linha de trabalho, sugere-se um estudo por meio de métodos analíticos, método dos elementos finitos e/ou testes experimentais da resistência à fratura de diferentes tipos de válvulas.

Por fim, a quinta recomendação consiste na construção e realização de um estudo experimental com diferentes vazões de escoamento e bitolas de válvulas para determinação das forças fluidodinâmicas sobre o sistema de acionamento de válvula. A curva de torque obtida seria comparada com a curva de torque do ensaio experimental para validação do modelo numérico e determinação da diferença percentual entre as diferentes técnicas de análise, bem como, para identificar os fatores de contribuem para a ocorrência dessa diferença.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALBUQUERQUE, Levi Barcelos. **Categorização de tensões em modelos de elementos finitos de conexões bocal-vaso de pressão**. 1999. 148 f. Dissertação (Mestrado) – Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares. Autarquia associada à Universidade de São Paulo, 1999.

ALVES FILHO, A.. **Elementos Finitos: A Base da Tecnologia CAE**. 4ª Edição. São Paulo: Érica, 2006.

AMARAL, Ricardo de Moraes. **Métodos computacionais em engenharia mecânica**. 99 f. Dissertação (Mestrado) – Universidade Nova de Lisboa. Departamento de Engenharia Mecânica e Industrial, Monte de Caparica, 2008.

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIAL. **ASTM G40-05**. Standard terminology relating to wear and erosion. USA, 2005.

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIAL. **A479/A479M-12**. Standard specification for stainless steel bars and shapes for use in boilers and other pressure vessels. USA, 2012.

AMERICAN NATIONAL STANDARD. **ANSI/ISA-75.02**. Control valve capacity test procedures. USA, 1996.

AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. **API 6D**: Petroleum and natural gas industries - Pipeline transportation systems - Pipeline valves. Washington D.C., EUA, 2008.

AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. **API 600**: Steel gate valves flanged and butt-welding ends, bolted bonnets. 12th Edition. Washington D.C., EUA, 2009.

ANÔNIMO. **OREDA Handbook: Offshore Reliability Data Handbook**, 4th Edition, Noruega: SINTEF - DNV, 2002.

ARÉVALOS BURRÓ, María Alicia. **Capacidade de carga de fundações sobre solos reforçados por colunas submetidas a solicitações inclinadas**. 2015. 159 f. Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Programa de Pós Graduação de Engenharia Civil, Porto Alegre, 2015.

ASM HANDBOOK. **Friction, lubrication, and wear technology**. Volume 18. USA: ASM International, 1992.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 15827**: Válvulas industriais para instalações de exploração, produção, refino e transporte de produtos de petróleo - Requisitos de projeto e ensaio de protótipo. 3ª Edição. Rio de Janeiro, 2014.

BATHE, K. J. **Finite Elements Procedures**. New Jersey: Prentice Hall, 1996.

BEDNAR, H. H. **Pressure vessel design handbook**. 2nd Edition. New York: Van Nostrand Reinhold, 1986.

BENAC, D.J.; PAGE, R. A. **Integrating design, maintenance, and failure analysis to increase structural valve integrity**. ASM International, 2001.

BICKFORD, J.; NASSAR, S. **Handbook of Bolts and Bolted Joints**. Nova Iorque: Marcel Dekker, 1998.

BIASIBETTI, Fernando. **Otimização de projetos de válvula utilizando os conceitos de projeto de experimentos**. 2013. 63 f. Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Programa de Pós Graduação de Engenharia de Produção, Porto Alegre, 2013.

BRANDÃO, Mauricio Oliveira. **Análise do contato de superfícies metálicas rugosas aplicada a válvulas de esfera de bloqueio**. 2007. 92 f. Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal do Rio de Janeiro. Programa de Engenharia Oceânica, Rio de Janeiro, 2007.

CHEN, W.F. **Limit analysis and soil plasticity**. Amsterdam, Oxford New York: Elsevier, 1975.

COOK, R. D.; MALKUS, D. S.; PLESHA, M. E.; WITT, R. J. **Concepts and applications of finite element analysis**. 4th Edition. EUA: John Wiley & Sons, INC, 2002.

COSTA, Mauro Luís Oliveira. **Estudo do torque de acionamento e vida útil de um projeto de válvulas industriais**. 2009. 112 f. Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Programa de Pós Graduação de Engenharia de Produção, Porto Alegre, 2009.

DONATO, G.V.P. **Vasos de Pressão**. Universidade Petrobras, Programa de Formação de Engenheiros Trainees – Mecânica, Rio de Janeiro, 2003.

EUTHYMIU, José Euthymíou. **Metodologia para testes funcionais em válvulas submarinas**. 2001. Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal do Rio de Janeiro. Programa de Engenharia Oceânica, Rio de Janeiro, 2001.

EUTHYMIU, José Euthymíou. **Metodologia para modelagem da evolução da probabilidade de falha, decorrente da degradação funcional de válvulas**. 2013. 253 f. Tese (Doutorado) – Universidade Federal do Rio de Janeiro. Programa de Engenharia Oceânica, Rio de Janeiro, 2013.

FERZIGER, J. H.; PERIĆ, M. **Computational Methods for Fluid Dynamics**. 3th Revision. New York: Springer, 2002.

FILHO, D. D. C. M. **Efeito do envelhecimento sobre as características de emulsões de petróleo do tipo água-em-óleo**. Universidade Federal do Rio de Janeiro - Instituto de Macromoléculas Professora Eloisa Mano. IMA. Rio de Janeiro, 2010.

FIRKIN, V. M; MATVEEV, A.P. Ensuring the airtightness of valve devices for proportional pumps, compressors, pumps, and refrigeration equipment. **Chemical and Petroleum Engineering**. v. 36, n. 1-2, 2000.

FORSMAN, Camilla; MORIN, Jenny. **World Valve Development of an Outdated Valve Range**. 2005. 84 f. Master's (Thesis) – Lulea University of Technology, Master of Science Programme, Ergonomic Design & Production Engineering, Department of Human Work Sciences, Division of Industrial Design, North Plymton, 2005.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 5ª Edição. LTC, 2001.

GERHARDT, T. E.; SILVEIRA, D. T. **Métodos de Pesquisa**. 1ª Edição Porto Alegre: Editora da UFRGS, 2009.

GIL, A. C. **Como Elaborar Projetos de Pesquisa**. 4ª Edição. São Paulo: Atlas, 2002.

GIL, A. C. **Métodos e Técnicas de Pesquisa Social**. 6ª Edição. São Paulo: Atlas, 2008.

GUALDA, Néstor J; SANZI, Héctor C; ORTIZ, Luis. análisis de tensiones mediante elementos finitos de una válvula esférica durante la prueba hidrostática, y su verificación experimental. **Inf. tecnol.**, La Serena , v. 21, n. 5, p. 39-44, 2010. Disponible em: <http://www.scielo.cl/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0718-07642010000500006&lng=es&nrm=iso>. Accedido en 04 feb. 2016.

HECHMER, J.L.; HOLLINGER, G.L. **Three dimensional stress criteria application of code rules**. PVP. 1987.

HECHMER, J.L; HOLLINGER, G.L.; **Considerations in the calculations of the primary-plus-secondary stress intensity range for code stress classification**. PVP. 1988.

HECHMER, J.L.; HOLLINGER, G.L. **Code evaluation of 3D stress on a plane**. PVP. 1989.

HECHMER, J.L.; HOLLINGER, G.L. **Three dimensional stress criteria**. PVP. 1991.

HOLLINGER, G.L.; HECHMER, J.L. **Three-dimensional stress criteria: A weak link in vessel design and analysis**. PVP. 1986.

INMETRO. **Portaria Nº 272/2011**. Requisitos de Avaliação da Conformidade para Válvulas Industriais para Instalações de Exploração, Produção, Refino e Transporte de Produtos de Petróleo.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 10423**: Petroleum and natural gas industries – Design and operation of subsea production systems – Part 4: Subsea wellhead and tree equipment. 1st Edition. Switzerland, 1999.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 10434**. Bolted bonnet steel gate valves for the petroleum, petrochemical and allied industries. 2nd Edition. Switzerland, 2004.

JEFF, Partridge. DBB vs. DIB. **Valve Technology**. p. 39-43, May 2011.

KACHANOV, L.M. **Foundations of the Theory of Plasticity**. North-Holland: 1996.

KLIMOV, YU. F.; KONOVALOV, V.I.; KARYAKIN, V.N. Technological examples of the use of ball valves. **Chemical and Petroleum Engineering**. v. 36, n. 9-10, 2000.

KROENKE, W. C. **Classification of finite element stresses according to ASME Section III stress categories**. PVP. 1974.

KROENKE, W.C.; ADDICOTT, G.W.; HINTON, B.M. **Interpretation of finite element stresses according to ASME Section III**. PVP. 1975.

KRONKE, W.C.; HECHMER, J.L.; HOLLESIGER, G.L.; PEDANI, A. J. **Component evaluation using finite element method**. PVP. 1985.

KROENKE, W. C. Classification of Finite Element Stresses According to ASME Section III Stress Categories. **ASME PVP Conference**. 1978-1979.

LANGSETH, H., HAUGEN, K., SANDTORV, H. **Analysis of OREDA Data for Maintenance Optimisation**. NTNU-Noruega, 2004.

LIU, G. R.; QUEK, S. S. **The Finite Element Method: A Practical Course**. Butterworth-Heinemann, 2003.

LUBLINER, J. **The Theory of Plasticity**. New York: Macmillan, 1990.

LUDEMA, K.C. **Friction, wear and lubrication: A textbook in tribology**. Hardcover, 1996.
MASHIBA, Marcos Hideo da Silva. **A influência dos parâmetros de operação e projeto no desempenho de atuação hidráulica de válvulas submarinas do tipo gaveta**. 2011. 214 f. Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal do Rio de Janeiro. Programa de Engenharia Mecânica, Rio de Janeiro, 2011. Disponível em:
<<http://www.idi.ntnu.no/~helgel/papers/LangsethHaugenSandtorvRESS98.pdf>>. Acesso em: 2 dez. 2015.

MATHIAS, A. C. **Válvulas: Industriais, Segurança, Controle: Tipos, Seleção, Dimensionamento**. São Paulo: Artliber, 2008.

MENDONÇA, Douglas Piccolo. **Análise de tensões através do método dos elementos finitos de um vaso de pressão projetado conforme código ASME**. 2011. 137 f. Dissertação (Mestrado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2011.

MILOŠEVIĆ, Bojan; MIJALKOVIĆ, Marina; PETROVIĆ, Žarko; HADŽIMUJOVIĆ, Mirza. The Application of the Limit Analysis Theorem and the Adaptation Theorem for Determining the Failure Load of Continuous Beams. **Scientific Technical Review**, v. 60, n. 3-4, p. 82-92, 2010.

MICHALOWSKI, Radoslaw L. **Limit analysis in geotechnical engineering**. University of Michigan - Department of Civil and Environmental Engineering. Disponível em:
<http://www-personal.umich.edu/~rlmich/index_files/references/Michalowski_LimitAnalysis_TC34%20R_eport.pdf>. Acesso em: 2 fev. 2016.

MINUSCULI, Fernando Antonio; LUCIANO, Marcos Alexandre; COSTA, Carlos Alberto; MILAN, Gabriel Sperandio. Proposição de um modelo lean para o desenvolvimento de válvulas industriais. **Revista Espacios**, Caracas, v. 34, n. 3, p. 10, 2013. Disponível em:
<<http://www.revistaespacios.com/a13v34n03/13340310.html>>. Acesso em: 03 Fev. 2016.

MIRANDA, Jorge Ricardo Fonseca. **Análise das tensões atuantes em interseções entre bocais e vasos de pressão cilíndricos sem e com chapa de reforço sob pressão interna**.

2007. 124 f. Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Minas Gerais. Programa de Pós Graduação de Engenharia Mecânica, Belo Horizonte, 2007.

MOLA, J.J. **Curso sobre vasos de pressão conforme ASME VIII cálculos e análises conforme a divisão 2**. 2007. 308 p. notas de aula. Apostila.

MOAVENI, S. **Finite element analysis: Theory and application with ansys**. 2nd Edition. New Jersey: Prentice Hall, 1999.

MONTGOMERY, D. C. **Design and analysis of experiments**. 8th Edition. USA: John Wiley & Sons, 2001.

MORGAN, M. James; LIKER, Jeffrey. **The Toyota Product Development System: Integrating People, Process and Technology**. New York: Productivity Press, 2006.

MOSS, D.R. **Pressure vessel design: illustrated procedures for solving major pressure vessel design problems**. 3rd Edition. USA: ELSEVIER, 2004.

NARASIAH, G. L. **Finite element analysis**. BS Publications, 2008.

NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas: Uma Abordagem Integrada**. 2^a Edição. Porto Alegre: Bookman, 2006.

OÑATE, E. **Structural analysis with the finite element method: Linear statics**. Volume 1. Basis and Solids, 2009.

PAHL, G.; BEITZ, W.; FELDHUSEN, J.; GROTE, K. H. **Projeto na Engenharia: Fundamentos do desenvolvimento e eficácia dos produtos, métodos e aplicações**. 6^o Edição. São Paulo: Edgard Blücher, 2005.

PASTOR, T.M.; HECHMER, J.L. **ASME task group report on primary stress**. PVP. 1994.

PETERS, J. Assessment of valve failures in the offshore oil & gas sector. 1st Published. Prepared by TUV NEL Ltd for the Health and Safety Executive, 2003. Disponível em: <<http://www.hse.gov.uk/research/rrpdf/rr162.pdf>> Acesso em: 15 Fev. 2016.

PETROBRAS. **ET-3500.00-1510-224-PPC-001: Válvula Esfera Submarina**. Revisão E. ed. Rio de Janeiro: CENPES, 2010.

PETROBRAS. **ET-3500.00-1510-224-PPC-002: Válvula Esfera Submarina**. Revisão 0. ed. Rio de Janeiro: CENPES, 2007.

PIOMELLI U.; BALARAS, E. Wall-layer models for large-eddy simulations. **Annual Review of Fluid Mechanics**, v.34, p. 349-374, January 2002.

PROGRAMA DE MOBILIZAÇÃO DA INDÚSTRIA NACIONAL DE PETRÓLEO E GÁS NATURAL. **PROMINP**. Setor de Válvulas e City Gates. Estudo da Competitividade da Indústria Brasileira de Bens e Serviços do Setor de P&G. IND P&G-28, 2006.

PROGRAMA DE MOBILIZAÇÃO DA INDÚSTRIA NACIONAL DE PETRÓLEO E GÁS NATURAL. **PROMINP**. Diagnóstico dos Processos de Fabricação dos Fornecedores da Indústria de Petróleo & Gás. TEC-01, 2008.

RIAZI, M. R.; AL-SAHHAF, T. A. Physical properties of heavy petroleum fractions and crude oils. **Fluid Phase Equilibria** **117**, Kuwait, p. 217-224, 1996.

ROCHA, Rogerio Gomes. **Interação fluido-estrutura em sistemas de tubulações conduzindo líquidos via método de glimm**. 2011. 97 f. Tese (Doutorado) – Universidade Federal Fluminense. Programa Francisco Eduardo Mourão Saboya de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Rio de Janeiro, 2011.

ROZENFELD, H.; FORCELLINI, F. A.; AMARAL, D. C.; TOLEDO, J. C.; SILVA, S. L.; ALLIPRANDINI, D. H.; SCALICE, R.K. **Gestão de Desenvolvimento de Produtos**. 1º Edição. São Paulo: Saraiva, 2006.

SALENÇON J. **Calcul à la rupture et analyse limite**. Presses de l'Ecole Nationale des Ponts et Chaussées, Paris, 1983.

SALENÇON, J. **de l'élasto-plasticité au calcul à la rupture**. Éditions de l'École Polytechnique, Paris, 2002.

SALES, Jorge Henrique; NOBRE FILHO, George W. L.; SANTOS, Everton Costa. Utilização de software CAD e CAE no desenvolvimento de produto sustentável para aquecimento de água. **Revista GEINTEC - Gestão, Inovação e Tecnologias**, v. 3, n. 5, 3 dez. 2013. Disponível em: <http://www.revistageintec.net/portal/index.php/revista/article/view/297>>. Acesso em: 03 Fev. 2016.

SANG, Z.F.; QUIEN, H.L.; WIDERA, G.E.O. Effect of geometric gap between cylinder and reinforcement pad on local stresses: Axial thrust load on nozzle. **International Journal of Pressure Vessel and Piping**, v. 71, p. 113-120, 1996.

SANZI, Héctor. Análisis de Falla de una Válvula para Uso Petrolero, Mediante el Método de Elementos Finitos. **IV CONFERENCIA PANAMERICANA DE ENSAYOS NO DESSTRUCTIVOS**, Octubre 2007, Buenos Aires: AAENDE, 8 f.

SHIGLEY, J. E.; BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J.K.; **Mechanical Engineering Design**. 9th Edition. New York: McGraw-Hill, 2011.

SILVA, Fiorivaldo Junior. **Estudo para redução do número de simulações computacionais em projetos de válvulas**. 2011. 103 f. Trabalho de conclusão (Graduação) – Universidade de Caxias do Sul, Centro de Ciências Exatas e Tecnologia. Curso de Engenharia Mecânica, Caxias do Sul, RS, Brasil.

SKOUSEN, P. L. **Valve Handbook**. 2nd Edition. Nova Iorque: McGraw-Hill, 2004.

SPENCE, J.; TOOTH, A.S. **Pressure Vessel Design: Concepts and Principles**, 1st Editon. London: E & F Spon, 1994.

TELLES, P. C. S. **Vasos de Pressão**. 2º Edição. Rio de Janeiro: LTC, 1996.

TIJSSELING, A. S.; VARDY, A. E.; FAN, D. Fluid-Structure Interaction and Cavitation in a Single-Elbow Pipe System. **Journal of Fluids and Structures**, v. 10, p. 395-420, 1996.

THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **ASME Section II Part D.** ASME Boiler & Pressure Vessel Code: Section II Part D: Properties (Metric): Materials. Nova Iorque: ASME, 2010.

THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **ASME B16.34:** Valves: Flanged, Threaded and Welding End. Nova Iorque: ASME, 2013.

THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **ASME Section VIII Division 2 2010 2011a Addenda:** ASME Boiler & Pressure Vessel Code: Section VIII Division 2: Alternative Rules: Rules for Construction of Pressure Vessels. Nova Iorque: ASME, 2011.

TRIVIÑOS, A. N. S. **Introdução à Pesquisa em Ciências sociais:** a pesquisa qualitativa em educação. São Paulo: Atlas, 1987.

VON WÜTEMBERG, L. M.; LILLIESKÖLD, J.; ERICSSON, E. Abstract Model of LPD: A Critical Review of the Lean Product Development Concept. PROCEEDINGS OF PICMET '11: TECHNOLOGY MANAGEMENT IN THE ENERGY-SMART WORLD. Portland: PICMET, July 31-August 4, 2011, p. 1-7. Disponível em:

<http://ieeexplore.ieee.org/stamp/stamp.jsp?tp=&arnumber=6017701&isnumber=6017605>

VENTURA, Magda M. O estudo de caso como modalidade de pesquisa. **Revista da Sociedade de Cardiologia do Estado do Rio de Janeiro**, v. 20, n. 5, p. 383-386, 2007.

WATKINS, John C.; ROBERT STEELE, Jr.; DEWALL, Kevin G.; WEIDENHAMER, G.H.; ROTHBERG, O.O. NRC test results and operations experience provide insights for a new gate valve stem force correlation. **Nuclear Engineering and Design**. v. 152, p. 67-78, 1994.

WEAVER, G. L. **Profile of the International Valve Industry**. 3th Edition. New York: Elsevier, 2009.

WEISS, James M.G; LIMA, Antônio M. A.: Avaliação da capacitação tecnológica para a produção de válvulas Industriais. 23º CONGRESSO NACIONAL DE TRANSPORTE AQUAVIÁRIO, CONSTRUÇÃO NAVAL E OFFSHORE, 25 a 29 de Outubro de 2010, Rio de Janeiro.

WIGGERT, D. Coupled transient flow and structural motion in liquid-filled piping systems: A survey. **In: Proceedings of the ASME Pressure Vessels and Piping Conference**. Chicago, 1986.

WIGGERT, D. C. Fluid Transients in Flexible Piping Systems: a Perspective in Recent Developments. **In: Proceedings of the 18th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation**, Valencia, p. 58-67, 1996.

WIGGERT, DC, TIJSSELING, AS. Fluid transients and fluid-structure interaction in flexible liquid-filled piping. **ASME Applied Mechanics Reviews**, n. 54, p. 455-481, 2001.

WOMACK, J. P.; JONES, D. T. **A mentalidade enxuta nas empresas:** elimine o desperdício e crie riqueza. 6º Edição, Rio de Janeiro: Campus, 1998.

WRIGHT, K.H.R. **Tribology handbook:** Mechanisms of wear. London: Butterworths, 1973.

XUE, L.P.; WIDERA, G.E.O; SANG, Z.F. Influence of pad reinforcement on the limit and burst pressures of a cylinder-cylinder intersection. **Journal of Pressure Vessel Technology**, v. 125, p. 182-187, 2003.

ZAPPE, R.W. **Valve Selection Handbook**: Engineering fundamentals for selecting manual valves, check valves, pressure relief valves, and rupture discs. 4th Edition. Houston: Elsevier, 1998.

ZAPPE, R. W.; SMITH, P. **Valve Selection Handbook: Engineering fundamentals for selecting the right valve design for every industrial flow application**. 5th Edition. USA: Elsevier, 2004.

ZIENKIEWICZ, O. C.; TAYLOR, R. L. **The Finite Element. Volume 1: The Basis**. 5th Edition. Butterworth-Heinemann, 2000.

ZIENKIEWICZ, O. C.; TAYLOR, R. L.: **The Finite Element Method. Volume 2: Solid Mechanics**. 5th Edition. Butterworth-Heinemann, 2000.

ZU MGAHR, K.H. **Microstructure and wear of materials**. USA: Elsevier, 1987.

APÊNDICE A – ESTUDO DE CARGA LIMITE

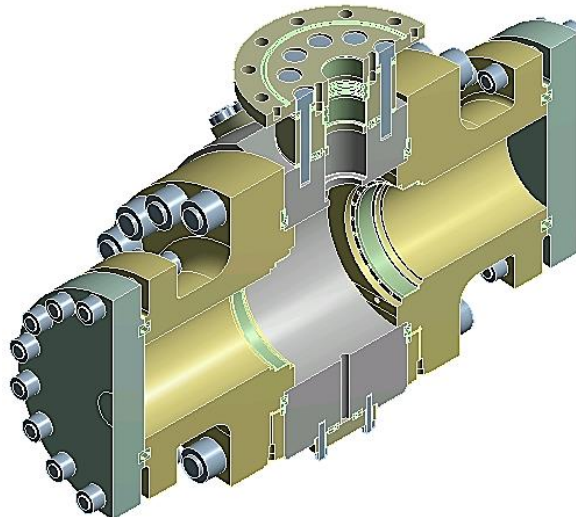
A.1 PROCEDIMENTO DO ESTUDO

Como estudo complementar a análise elástica de tensões, também se realizou um estudo de carga limite no componente corpo e tampa, seguindo os requisitos da seção 5.2.3 da Norma ASME Section VIII Division 2. Nesta seção é definido que os limites admissíveis de Membrana Geral, Membrana Local e Membrana + Flexão não precisam ser satisfeitos, se puder ser demonstrado através da análise de carga limite.

A.1.1 Modelos de CAD

O modelo de CAD foi simplificado para a utilização em condição de simetria com o intuito de diminuir o tempo de simulação. Os componentes que compõem o sistema de vedação por não ser o ponto central de interesse desta análise foram removidos por não influenciarem de forma significativa no resultado final do estudo de carga limite da válvula. A Figura A.1, ilustra o modelo simplificado do conjunto da válvula.

Figura A.1 – Modelo simplificado do conjunto



Fonte: Elaborado pelo autor

A.1.2 Contatos

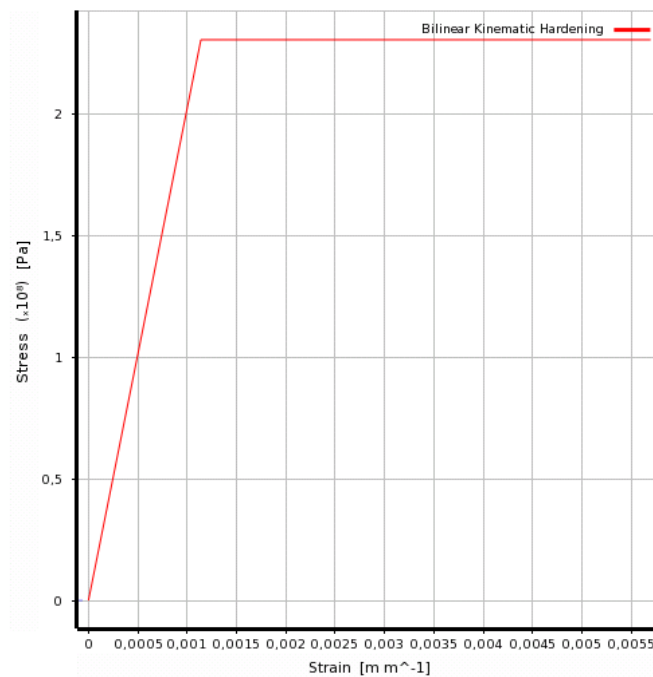
Esse método de análise é do tipo não linear devido à curva de plasticidade adotada para o material, e antes de atingir a carga limite poderão ocorrer movimentos relativos

consideráveis entre os componentes, desta forma, foram adotadas condições de contato não-lineares para a simulação (onde aplicável). Com exceção do contato das porcas com os prisioneiros (reproduzindo conexão roscada) e dos contatos dos alojamentos das juntas, todas as interfaces entre componentes foram aplicadas condições de contato do tipo *Frictional* com um coeficiente de atrito de 0,18 nas interfaces aço-aço (BICKFORD, 1998).

A.1.3 Propriedade de Material

A análise limite é um caso especial de análise plástica, no qual o material é assumido como elástico-perfeitamente-plástico, ou seja, sem a propriedade de encruamento com a deformação, de maneira que, quando a plastificação atinge uma região considerável, é ocasionado o colapso da estrutura. Em análises numéricas, a carga limite é indicada pela incapacidade de atingir uma solução de equilíbrio para um pequeno aumento na carga, ou seja, não é atingida a convergência da simulação (ASME, 2011a). Para o componente corpo e tampa foi adotada uma curva bilinear, considerando-se a tensão de escoamento como 1,5S, conforme ilustrado pela Figura A.2.

Figura A.2 – Modelo da curva bilinear de plasticidade considerando 1,5S



Fonte: Adaptado ASME VIII Divisão 2 (2011a)

A.1.4 Condições de Carregamento

As análises foram realizadas com as válvulas na condição aberta, sendo que em uma análise foi aplicada somente pressão no interior da válvula, enquanto que na outra, também foi adicionado o carregamento imposto pela lâmina d'água.

Como neste estudo deseja-se determinar a carga limite dos componentes corpo e tampas, todos os carregamentos foram mantidos iguais, com exceção da pressão interna, que foi gradativamente aumentada, partindo-se de seu valor nominal. A Tabela 15, apresenta o incremento de pressão em cada passo de tempo “*Load Case*”, utilizados neste estudo.

Tabela 15 – Incremento das pressões em cada *load case*

LOAD CASE	HIPÓTESE A		HIPÓTESE B	
	Pressão Externa (MPa)	Pressão Interna (MPa)	Pressão Externa (MPa)	Pressão Interna (MPa)
1	0,0	0	19,60	0
2		25,5		25,5
3		38,25		38,25
4		51,0		51,0
5		76,5		76,5
6		127,5		127,5
7		255,0		255,0

Fonte: Elaborado pelo autor

A.1.5 Critério de Análise

Conforme definido na seção 5.2.3 da norma ASME Section VIII Division 2, para um vaso de pressão ser aprovado conforme a Análise Limite, a carga de projeto do mesmo não pode exceder dois terços da carga de colapso obtida na simulação computacional.

Desta maneira, será adotado como critério de aprovação da válvula, a carga de colapso ser, no mínimo, uma vez e meia maior do que a PMT incluindo os demais carregamentos nominais na respectiva temperatura de simulação.

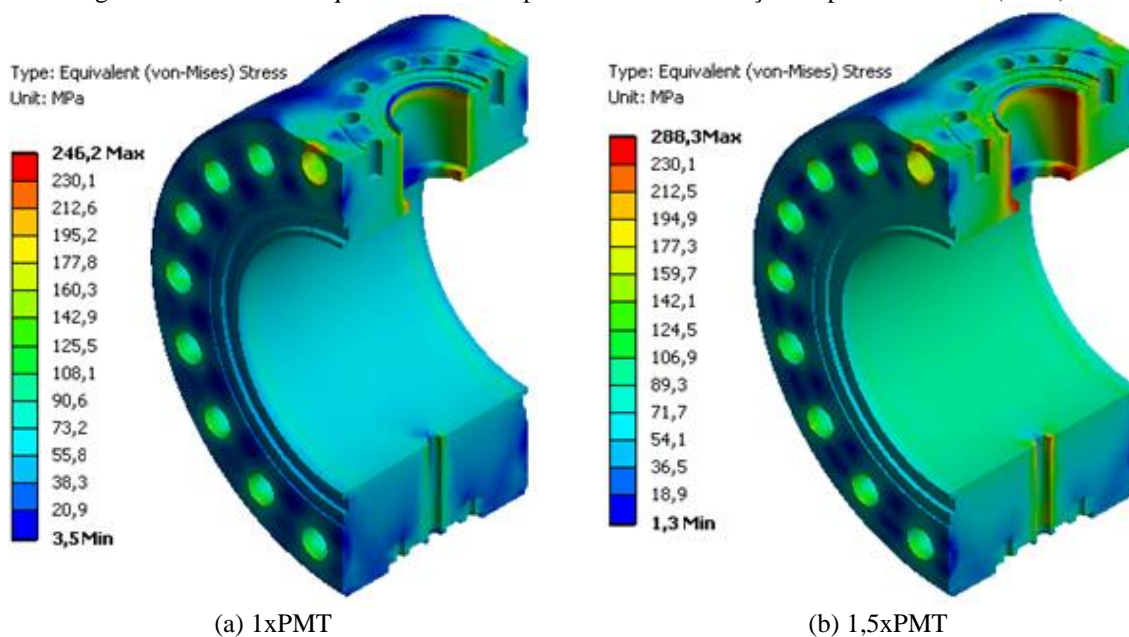
A.2 RESULTADOS DA ANÁLISE LIMITE

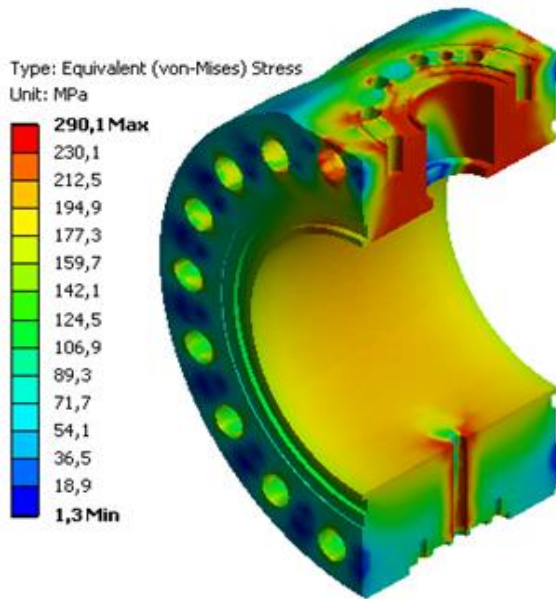
A análise de carga limite tem como finalidade avaliar a carga de colapso do componente corpo e tampa. Nas seções seguintes são apresentados os resultados na condição. Válvula com variação de pressão somente na região interna e pressão externa nula e válvula com variação da pressão interna mais pressão externa constante de 2000 metros de lâmina d'água.

A.2.1 Análise dos Resultados com Variação da Pressão Interna e Pressão Externa Nula – Hipótese A

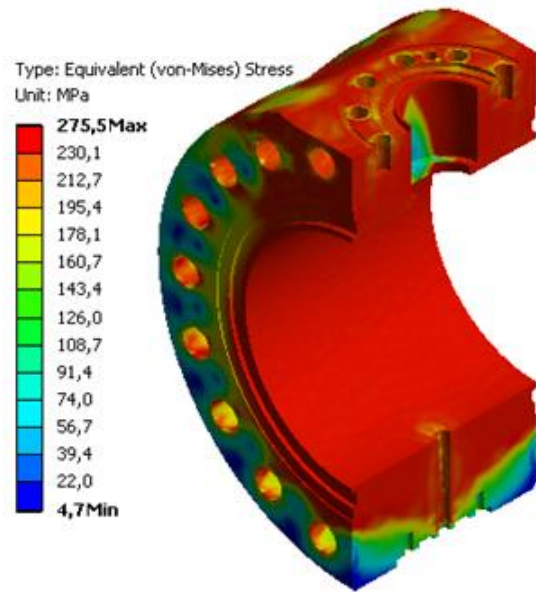
Na Figura A.3, são apresentados os resultados da análise limite do componente corpo, em função da variação da aplicação do carregamento de pressão na região interna da válvula.

Figura A.3 – Tensões equivalentes no corpo resultante da variação da pressão interna (PMT)





(c) 3xPMT

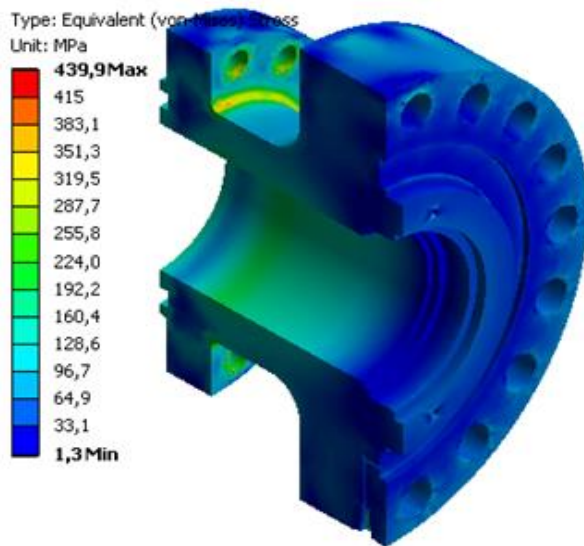


(d) 5xPMT

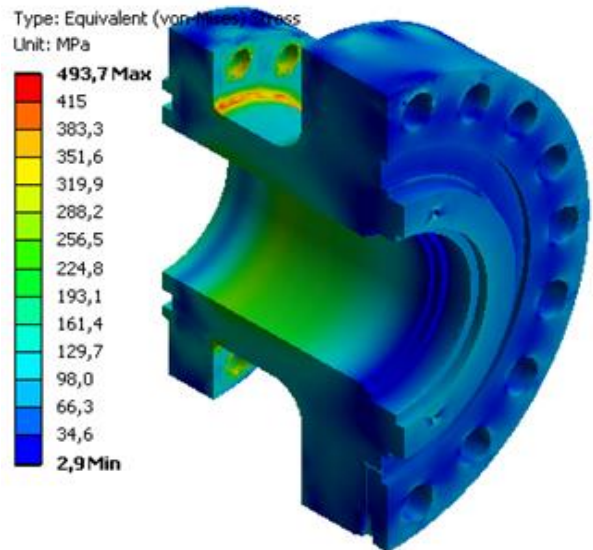
Fonte: Elaborado pelo autor

Na Figura A.4, são apresentados os resultados da análise limite do componente tampa, em função da variação da aplicação do carregamento de pressão na região interna da válvula.

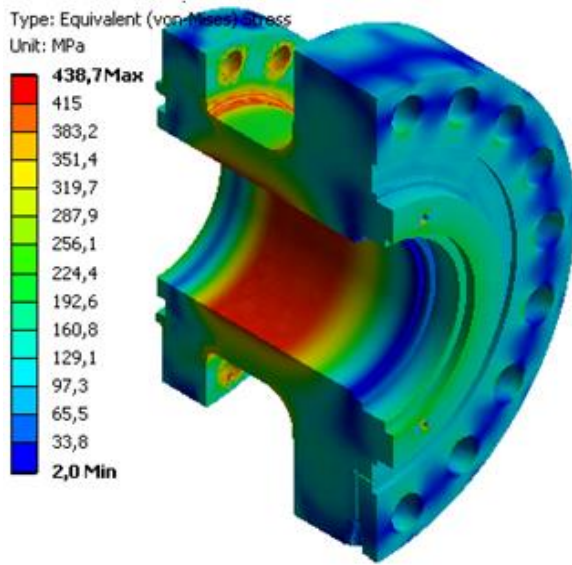
Figura A.4 – Tensões equivalentes na tampa resultante da variação da pressão interna (PMT)



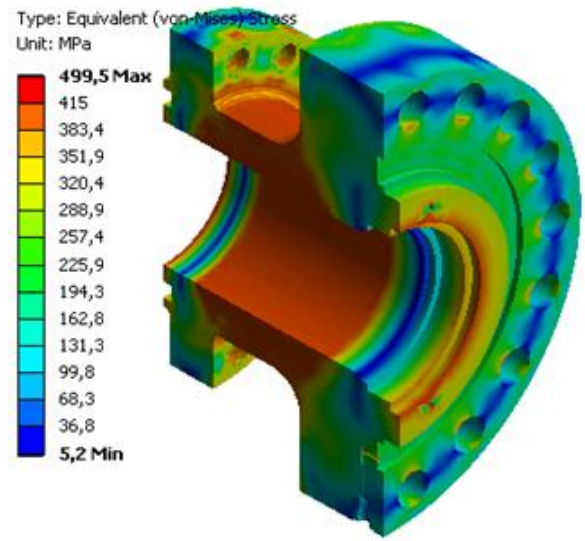
(a) 1xPMT



(b) 1,5xPMT



(c) 3xPMT



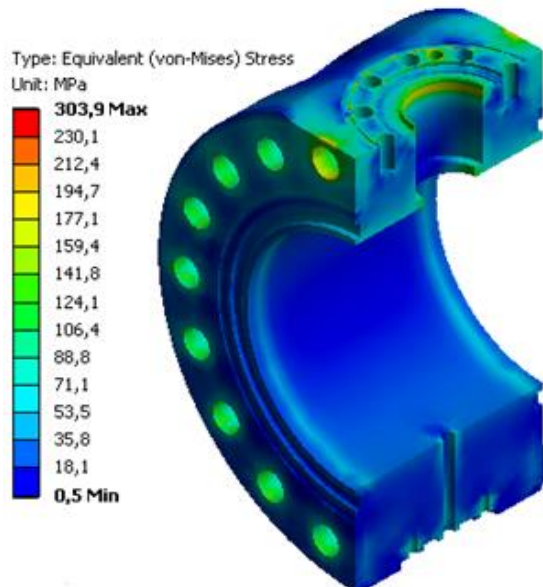
(d) 5xPMT

Fonte: Elaborado pelo autor

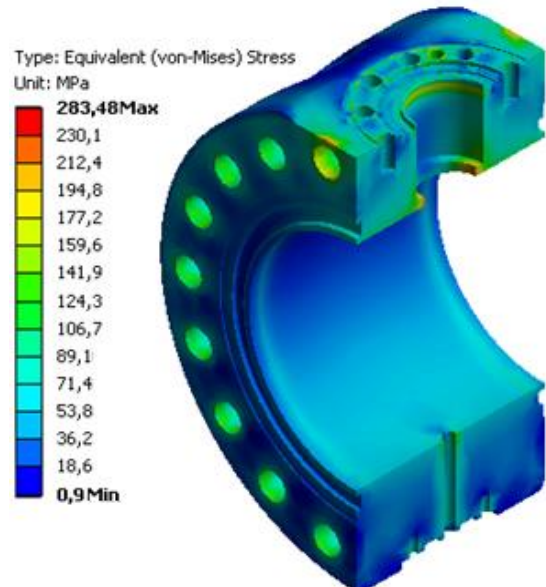
A.2.2 Análise dos Resultados com Variação da Pressão Interna e Pressão Externa Equivalente a 2000 metros de Lâmina D'Água Constante – Hipótese B

Na Figura A.5, são apresentados os resultados da análise limite do componente corpo, em função da variação da aplicação do carregamento de pressão na região interna da válvula e pressão externa constante.

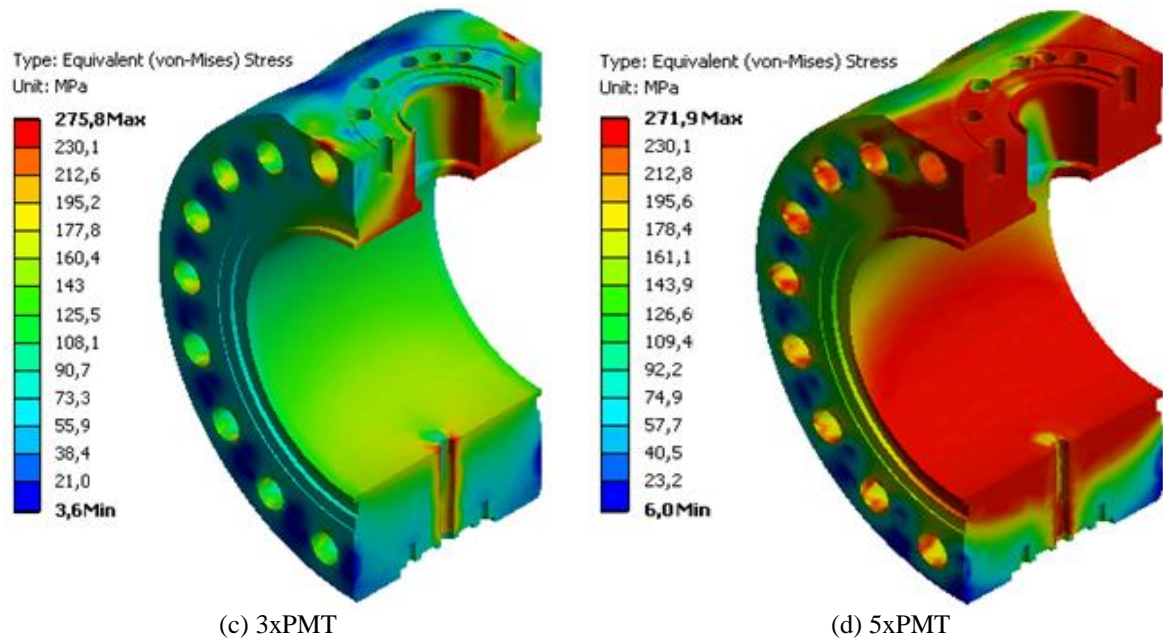
Figura A.5 – Tensões equivalentes no corpo resultante da variação da pressão interna (PMT) e pressão externa constante



(a) 1xPMT



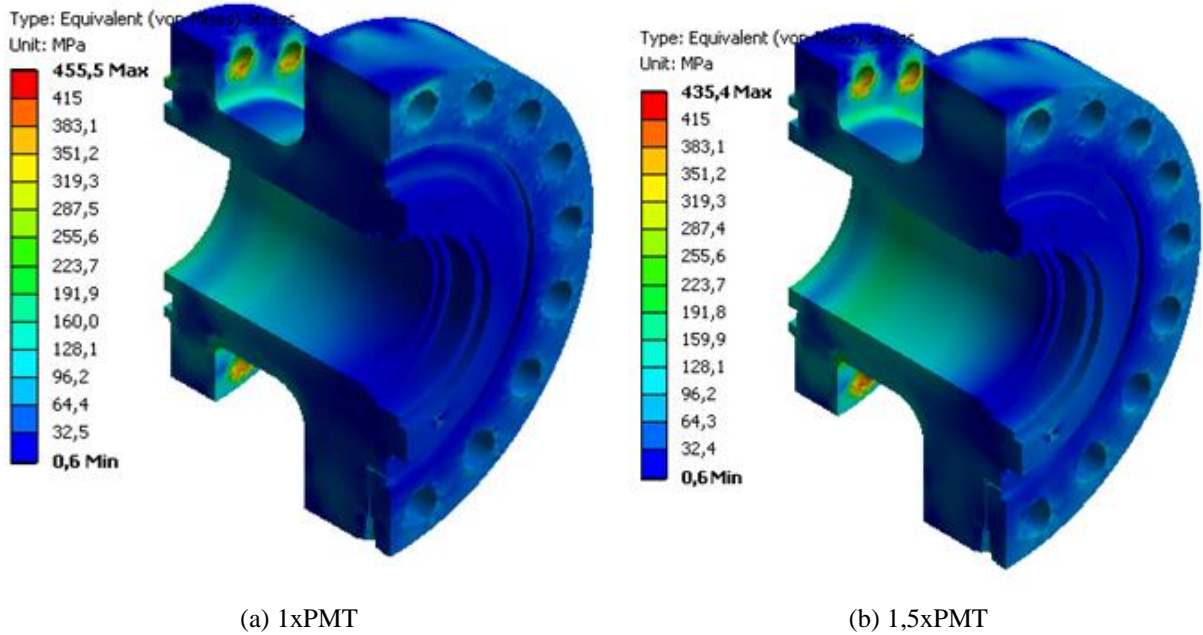
(b) 1,5xPMT

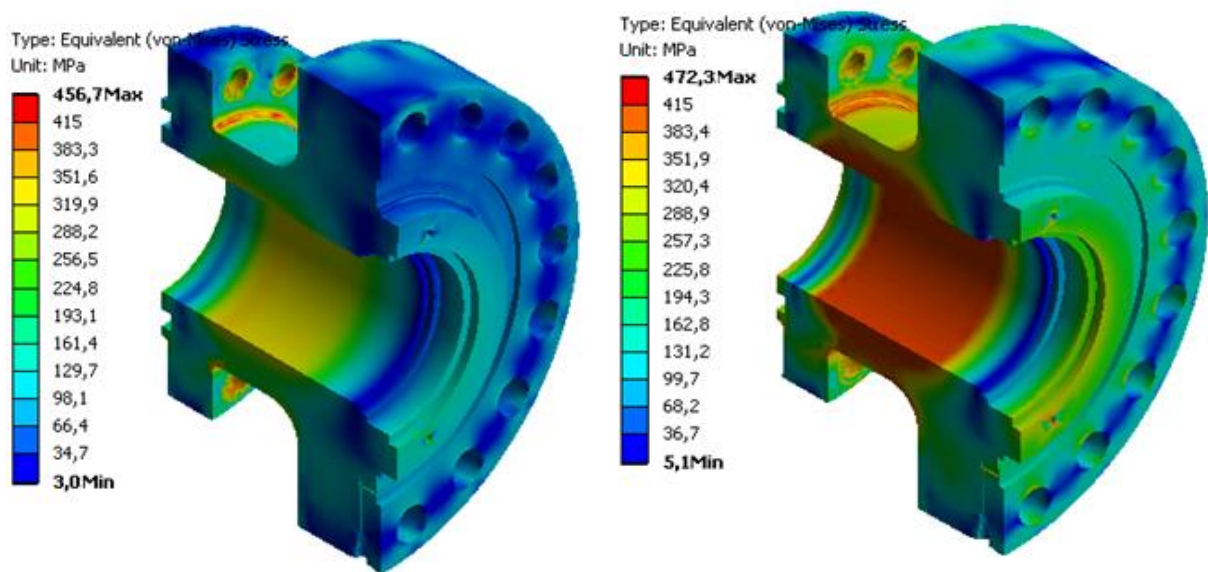


Fonte: Elaborado pelo autor

Na Figura A.6, são apresentados os resultados da análise limite do componente tampa, em função da variação da aplicação do carregamento de pressão na região interna da válvula e pressão externa constante.

Figura A.6 – Tensões equivalentes na tampa resultante da variação da pressão interna (PMT) e pressão externa constante





(c) 3xPMT

(d) 5xPMT

Fonte: Elaborado pelo autor

A.3 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Conforme apresentado na Figura A.3 a Figura A.6 verifica-se que o componente corpo e tampa, suportaram um valor de pressão interna maior do que a pressão máxima de trabalho real de operação da válvula. Esse comportamento era esperado uma vez que a espessura mínima de parede dos componentes avaliados é definida pela norma ASME B16.34, e a norma especifica uma tensão máxima de 48,28MPa na região homogênea dos componentes em questão.

Verificou-se que o método de análise limite apresenta uma melhor distribuição do gradiente de tensões do que o método de análise elástica de tensões. Tal situação pode ser explicada pela própria norma ASME VIII Divisão 2, na qual menciona que vasos de pressão, classificados como sendo de parede espessa, especialmente ao redor de regiões de descontinuidades os resultados da análise elástica de tensões pode não ser conservador. Por exemplo, no caso onde a tensão de pico exceder a tensão de escoamento, a uma distância equivalente de 5% ou mais da espessura do vaso o resultado da através de análise elástica de tensões é não conservador. No caso de válvulas, algumas regiões dependendo da configuração do projeto, podem apresentar regiões de parede espessas, desta forma, a análise pelo método de carga limite redistribui melhor a tensão uma vez que é considerada a propriedade não linear do material.

APÊNDICE B– ESTUDO EXPERIMENTAL E NUMÉRICO DE TENSÕES

O estudo deste apêndice tem como finalidade apresentar uma análise comparativa entre as diferentes técnicas para análise do estado de tensões de uma válvula de esfera do tipo *trunnion*. Os resultados das simulações numéricas obtidas por meio da técnica dos elementos finitos são comparados com os resultados da análise experimental com uso de *strain gages*. É apresentada a diferença entre os resultados obtidos por ambas as técnicas e os fatores que influenciam esta diferença.

B.1 PROCEDIMENTO DO ENSAIO NUMÉRICO E EXPERIMENTAL

O estudo foi realizado em uma válvula de esfera do tipo *trunnion* de bitola 6”, pressão interna de 1,96MPa, temperatura do ensaio de 25°C, corpo e tampa em aço ASTM A216 Gr. WCB.

B.1.1 Propriedades Mecânicas e Físicas dos Materiais

As principais propriedades mecânicas e físicas adotadas nas simulações numéricas estão descritas na Tabela 16.

Tabela 16 – Propriedades mecânicas e físicas do componente corpo e tampa da válvula.


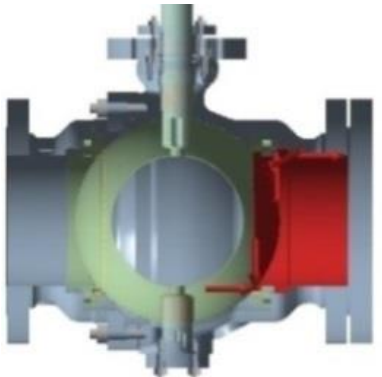

PROPRIEDADE	SÍMBOLO	UNIDADE	MATERIAL
			ASTM A216 Gr. WCB
Módulo de Elasticidade	[E]	MPa	202210
Coefficiente de Poison	[ν]	-	0,3
Tensão de Escoamento	[S_y]	MPa	250
Tensão de Ruptura	[S_u]	MPa	485
Densidade	[D]	Kg/m ³	7750

Fonte: Adaptado ASME Section II Part D (2010)

B.1.2 Condições de Carregamento

Na Tabela 17, são ilustradas as principais condições de carregamentos adotadas nas simulações numéricas via elementos finitos e no ensaio experimental com uso de *strain gages*.

Tabela 17 – Condições de carregamento dos ensaios numéricos e experimentais.

Fator D – Condição de Carregamento		Pressão Interna [MPa]	
		Corpo	Tampa
Nível A – Válvula Fechada com Pressão Interna no Lado da Tampa		0,0	1,96
Nível B – Válvula Fechada com Pressão Interna no Lado do Corpo		1,96	0,0
Nível C – Válvula Aberta com Pressão Interna		1,96	1,96

Obs: Superfícies em vermelho correspondem às regiões da válvula submetida à pressão interna.

Fonte: Elaborado pelo autor

Os níveis de carregamento A e B representam a válvula na posição fechada na função pistão simples efeito (SPE), sendo que na condição de carregamento A, a componente tampa está submetida à máxima pressão de trabalho e o componente corpo sem pressão. Na condição B, o corpo está submetido à máxima pressão e a tampa sem pressão, ou seja, ambas as condições (A e B) de operação na qual ocorre o maior diferencial de pressão entre a montante a jusante. O nível de carregamento C representa a válvula na posição aberta e ambos os

componentes submetidos à máxima pressão de trabalho, ou seja, condição na qual não há diferencial de pressão entre a montante e a jusante.

B.1.3 Modelo de Elementos Finitos

As análises do estudo numérico são do tipo linear, tanto para condições de contato como em termos de propriedades mecânica dos materiais.

A malha gerada contém elementos tetraédricos e hexaédricos. Os elementos hexaédricos foram utilizados nos componentes cilíndricos (Ex. Porcas e Prisoneiros), ou seja, componentes que apresentam maior uniformidade geométrica. Elementos tetraédricos foram utilizados nos componentes de geometria mais complexa (Ex. Corpo e Tampa), ou seja, em componentes que apresentam muitas curvaturas e descontinuidades. Nos componentes de maior interesse da análise, bem como nas regiões de maior concentração de tensões foram realizados refinamentos na malha. A Figura B.1, ilustra a malha gerada no conjunto.

Figura B.1 – Malha gerada no conjunto da válvula



Fonte: Elaborado pelo autor

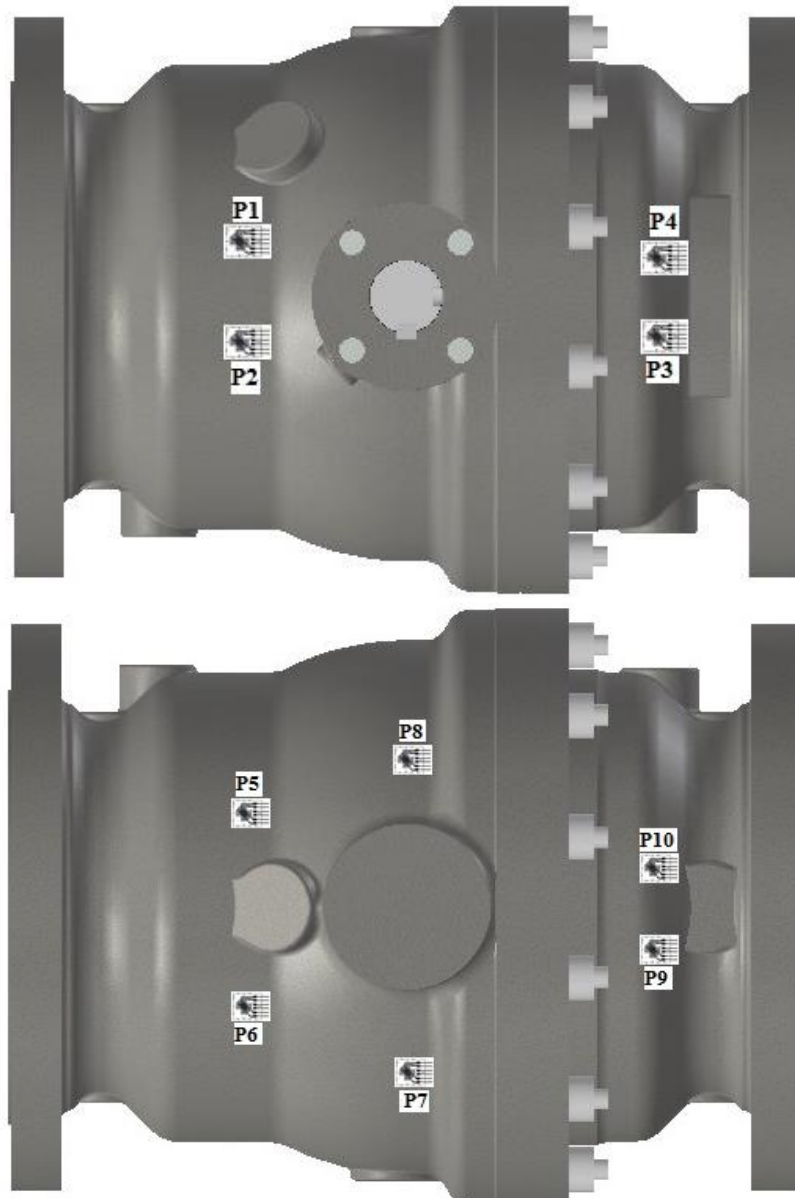
B.1.4 Ensaios de Extensometria

Para o ensaio de extensometria foram utilizados os seguintes equipamentos: bomba hidropneumática, sistema de aquisição de dados, software de aquisição de dados, torquímetro, *strain gage* do tipo roseta (0,45° e 90°). As deformações foram avaliadas em pontos aleatórios

do corpo e tampa, sendo que no componente corpo as tensões foram analisadas em 6 pontos, enquanto que no componente tampa avaliou-se as tensões em 4 pontos.

A Figura B.2, apresenta os pontos onde foram colados os *strain gages* nos componentes, corpo e tampa da válvula.

Figura B.2 – Ponto de medição das deformações nos componente corpo e tampa da válvula



Fonte: Elaborado pelo autor

B.1.5 Critério de Análise

A extensometria é uma técnica utilizada para a análise experimental de tensões e deformações em estruturas mecânicas. O *strain gage* é o transdutor utilizado para medir

deformações. Engenharia Auxiliada por Computador (CAE) é uma tecnologia que utiliza o computador para dar suporte a engenharia de produto durante as fases iniciais do processo de desenvolvimento do projeto de produto. Esta técnica permite que protótipos virtuais sejam avaliados dentro de certas condições de operação. O uso da tecnologia CAE com técnicas de elementos finitos permite avaliar o estado de tensões e deformações de componentes críticos de válvulas. A análise comparativa dos resultados das simulações numéricas com os resultados experimentais foi realizada em termos de tensões e deformações equivalentes “von Misses”. A Teoria de energia de distorção máxima ou critério de von Misses é usada para prever a tensão de falha de um material dúctil, conforme equação 2.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2} \quad (2)$$

B.1.6 Convalidação dos Resultados

Para avaliação dos resultados foi realizada análise de variância, segundo modelo matemático de um experimento fatorial 3x2 descrito pela equação 2 (MONTGOMERY, 2001).

$$Y_{ijk} = m + a_i + d_j + (ad)_{ij} + b_k + e_{ijk} \quad (3)$$

Em que:

Y_{ijk} = observação no bloco k ($k = 1, 2, \dots, K$) referente ao tratamento nível i do fator A com o nível j do fator D;

m = média geral do experimento;

a_i = é o efeito do nível i ($i = 1, 2, \dots, I$) do fator A;

d_j = é o efeito do nível j ($j = 1, 2, \dots, I$) do fator D;

$(ad)_{ij}$ = é o efeito da interação do nível i do fator A com o nível j do fator D;

b_k = é o efeito aleatório do bloco k;

e_{ijk} = é o efeito aleatório do erro experimental.

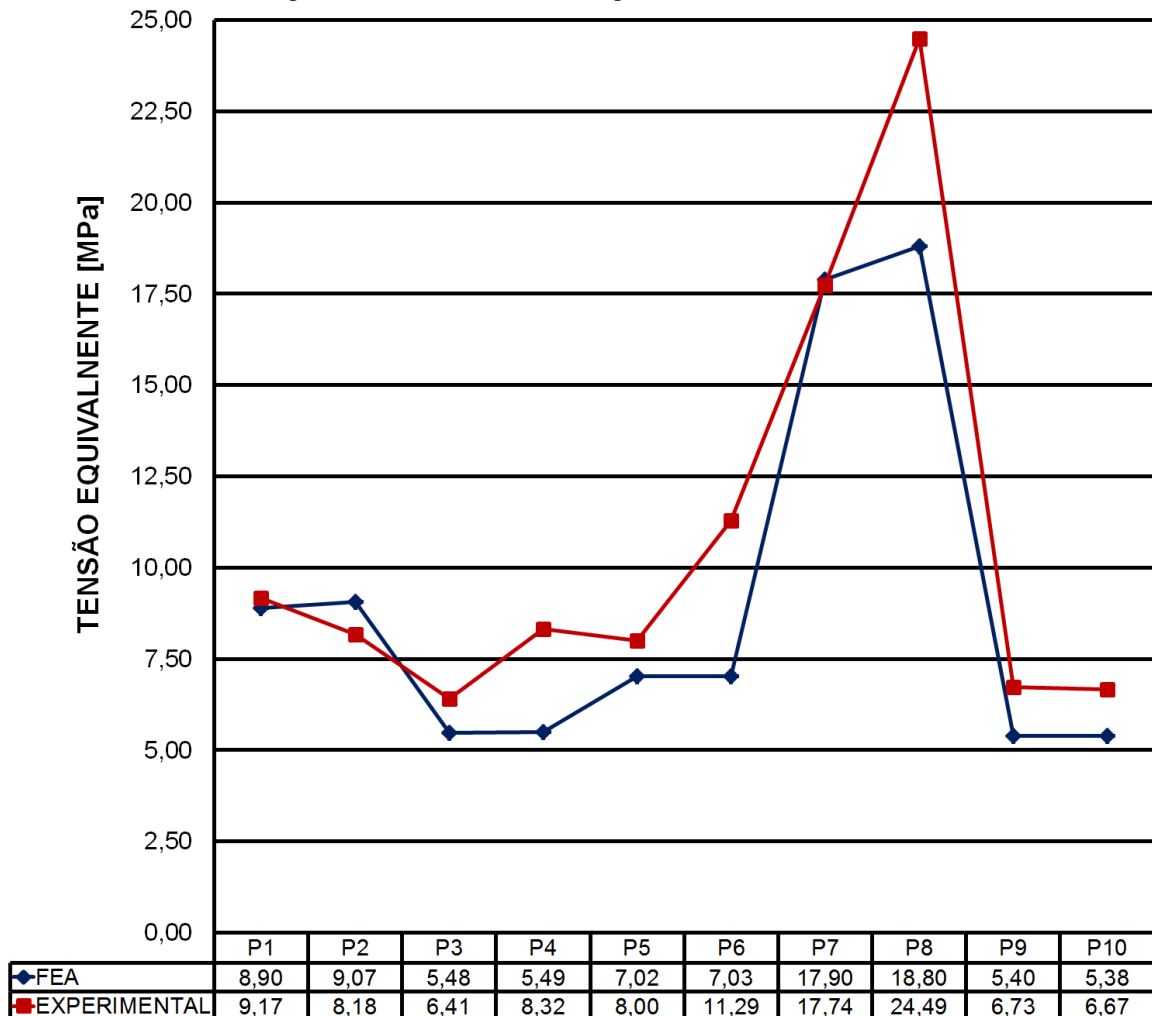
Os resultados foram avaliadas em termos de tensões equivalentes de von Misses em seis pontos no componente corpo e quatro pontos no componente tampa com nível de significância de 2,5%. Foram avaliados dois níveis do fator A que são constituídos por dois

métodos de análise de tensões; (i) análise pelo método dos elementos finitos e; (ii) análise experimental por meio de *strain gages*. Os três níveis do fator D correspondem às condições de carregamento da válvula.

B.2 RESULTADO DOS ENSAIOS EXPERIMENTAIS E NUMÉRICOS

No gráfico da Figura B.3, são apresentados os resultados comparativos da análise de elementos finitos com os resultados dos ensaios experimentais da válvula na posição fechada com pressão no lado da tampa (nível A do fator D).

Figura B.3 – Análise comparativa entre os resultados experimentais e numéricos na posição fechada com pressão interna no lado da tampa – Nível A do fator D



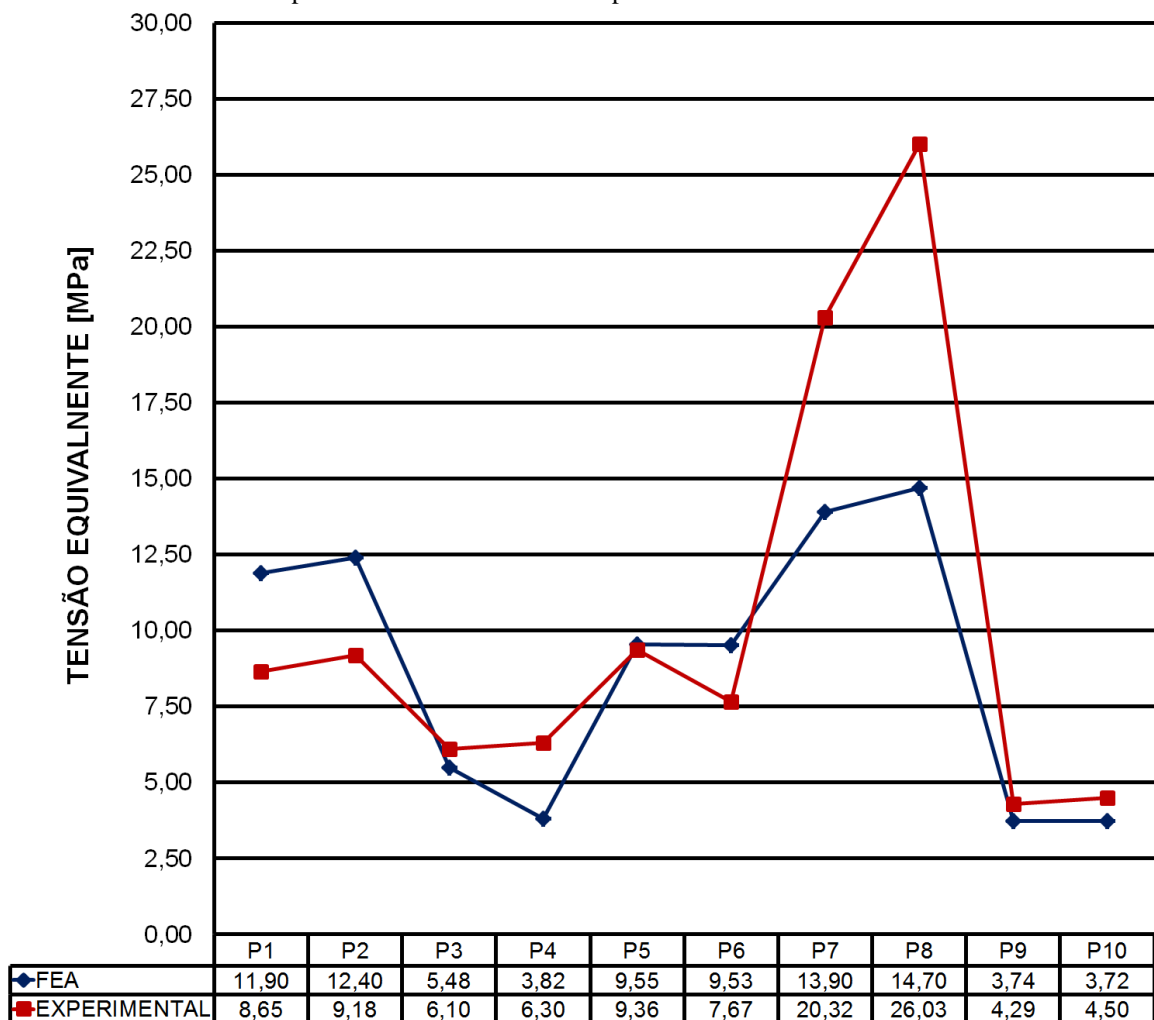
Fonte: Elaborado pelo autor

Conforme apresentado no gráfico da Figura B.3, verifica-se que a maior diferença em termos de tensões para a válvula na posição fechada foi obtida no ponto 6 e equivale a uma

diferença de aproximadamente -37,7%. A menor diferença entre os resultados foi obtida no ponto 7 e equivale a aproximadamente 0,9%. Na média geral do experimento, os resultados de tensões obtidos para o nível A do fator de carregamento (Fator D) por meio da análise de elementos finitos, foram em torno de 15,45% menor do que os valores obtidos pelo método experimental.

No gráfico da Figura B.4, são apresentados os resultados comparativos da análise de elementos finitos com os resultados dos ensaios experimentais da válvula na posição fechada com pressão no lado do corpo (nível B do fator D).

Figura B.4 – Análise comparativa entre os resultados experimentais e numéricos na posição fechada com pressão interna no lado do corpo – Nível B do fator D



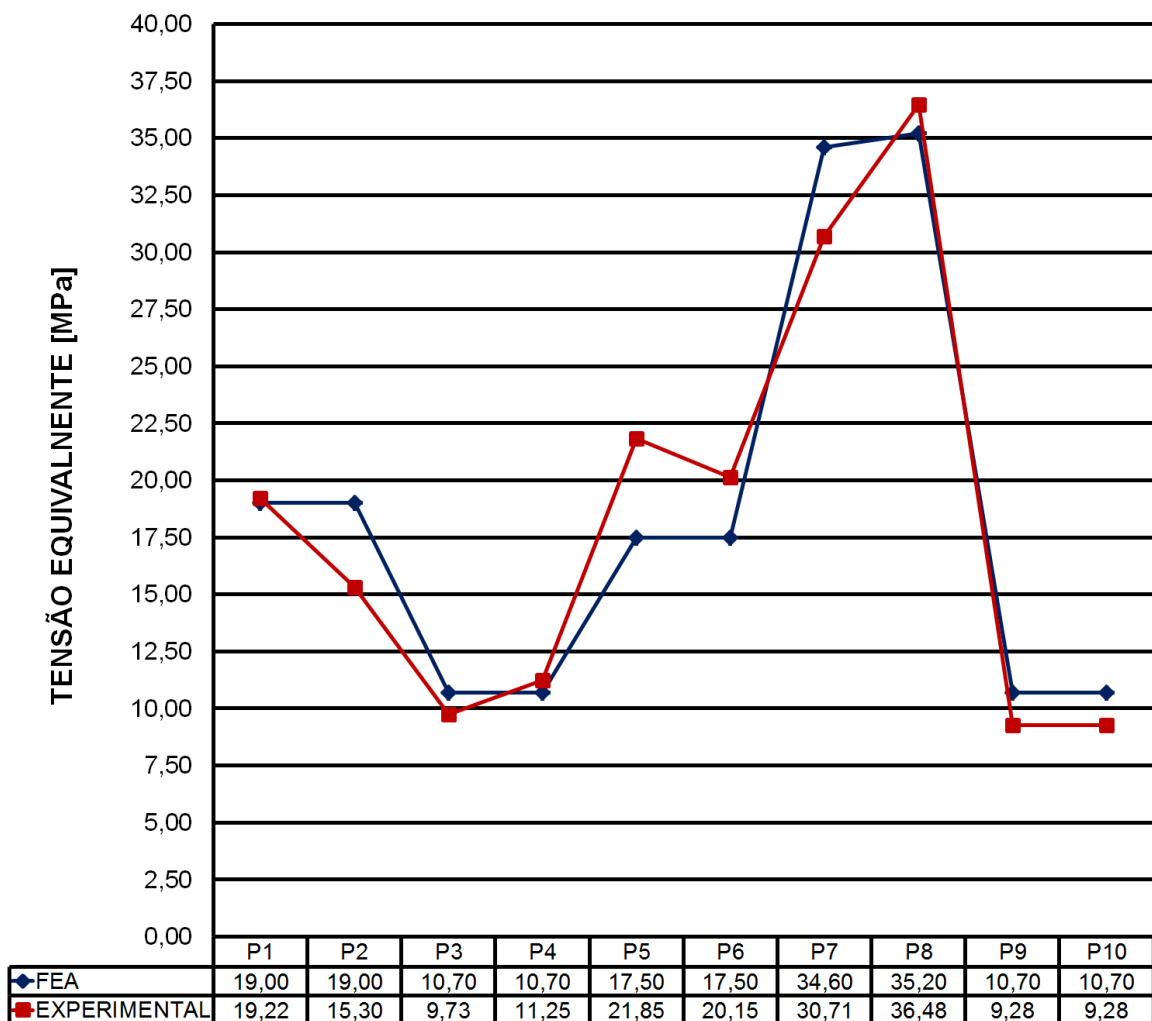
Fonte: Elaborado pelo autor

Conforme apresentado no gráfico da Figura B.4, verifica-se que a maior diferença em termos de tensões para a válvula na posição fechada foi obtida no ponto 8 e equivale a uma diferença de aproximadamente -43,53%. A menor diferença entre os resultados foi obtida no

ponto 5 e equivale a aproximadamente 2,03%. Na média geral do experimento, os resultados de tensões obtidos para o nível B do fator de carregamento (Fator D) por meio análise de elementos finitos, foram em torno de 5,45% menor do que os valores obtidos pelo método experimental.

No gráfico da Figura B.5, são apresentados os resultados comparativos da análise de elementos finitos com os resultados dos ensaios experimentais da válvula na posição aberta (nível C do fator D).

Figura B.5 – Análise comparativa entre os resultados experimentais e numéricos na posição aberta – Nível C do fator D



Fonte: Elaborado pelo autor

Conforme apresentado no gráfico da Figura B.5, verifica-se que a maior diferença em termos de valores de tensões equivalentes foi obtida no ponto 2 e equivale a uma diferença de aproximadamente 24,18%. A menor diferença foi obtida no ponto 1 e equivale a aproximadamente -1,14%. Na média geral do experimento, os resultados de tensões obtidos

para o nível C do fator de carregamento (Fator D) por meio da análise de elementos finitos, foram em torno de 3,48% maior do que os valores obtidos pelo método experimental.

Na Tabela 18, é ilustrado a análise de variância do ensaio para o componente corpo em nível de significância de 2,5% de erro.

Tabela 18 – Análise da variância

CV	GL	SQ	QM	Fc	F2,5%
Pontos com <i>strain gages</i>	9	2396,221	266,25	32,836	2,455
Fator A	1	13,141	13,141	1,621	5,382
Fator D	2	1015,215	507,61	62,603	3,950
Interação Fator A x Fator D	2	10,526	5,26	0,649	3,950
Erro	45	364,875	8,11		
Total	59	3799,978			

OBS: CV: Causas de Variação; GL: Graus de Liberdade; SQ: Soma dos Quadrados; Fc: F calculado; F2,5%: Limites unilaterais da distribuição F ao nível de 2,5% de probabilidade

Fonte: Elaborado pelo autor

Através dos resultados apresentados na Tabela 18, verifica-se que as tensões nos 10 pontos avaliados não são homogêneas, ou seja, há diferença significativa das tensões atuantes entre os diferentes pontos e regiões da válvula. Com relação aos métodos de análise de tensões (Fator A), verifica-se que não diferença entre os métodos de análise de tensões adotados. Para as condições de carregamento (Fator D), verifica-se que há diferença significativa de tensões equivalentes para as diferentes condições de carregamento que a válvula pode ser submetida.

B.3 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS DOS ENSAIOS EXPERIMENTAIS

De acordo com os resultados apresentados nos gráficos da Figura B.3, Figura B.4 e Figura B.5, observa-se uma pequena diferença entre os resultados numéricos e os resultados experimentais. Esta diferença pode ser atribuída aos seguintes fatores. (i) variação dimensional dos componentes; (ii) tensões internas que são geradas no processo de fabricação; (iii) presença de poros e impurezas dos componentes da válvula e que não são considerados no modelo de análise numérica; (iv) aplicação dos carregamentos; (v) colagem dos strain gages; (vi) diferença entre o valor de coeficiente de atrito utilizado no modelo numérico e o valor real.

Com relação à variação dimensional dos componentes como causadora de diferença entre resultados experimentais e numéricos se deve ao fato que as simulações numéricas são realizadas com os componentes nas dimensões nominais, entretanto, os componentes da válvula utilizada no ensaio experimental apresenta dimensões entre as margens de tolerância máxima e mínima do processo de manufatura.

No modelo numérico o material é considerado homogêneo isento de poros, impurezas e sem tensões residuais gerados pelo processo de fabricação, porém nos componentes reais da válvula há presença de impurezas, poros e tensões residuais e isso contribui para a existência dessa diferença entre os resultados da análise numérica e experimental.

Quanto à aplicação dos carregamentos, pode-se citar como exemplo a aplicação de pré-carga nos prisioneiros, a qual é feita através de torque, e é consideravelmente afetada pela variação do coeficiente de atrito entre a interface da porca/prisioneiro e interface porca/corpo. Desta maneira, a variação das condições de atrito, pode ser gerada diferentes valores de pré-carga, e, conseqüentemente, diferentes estados de tensões nos componentes da válvula.

A colagem dos *strain gages*, por sua vez, pode ocasionar grandes diferenças entre os resultados experimentais e numéricos, visto que, o posicionamento destes elementos pode não coincidir com os pontos determinados no *software* de elementos finitos.

E, por fim, os baixos valores de tensões verificados nos componentes geram erros percentuais maiores, visto que, pequenas diferenças ocasionam grandes erros percentuais. Citam-se como exemplo de causadoras de diferenças, as tensões residuais devido à fixação da válvula na bancada de ensaio.

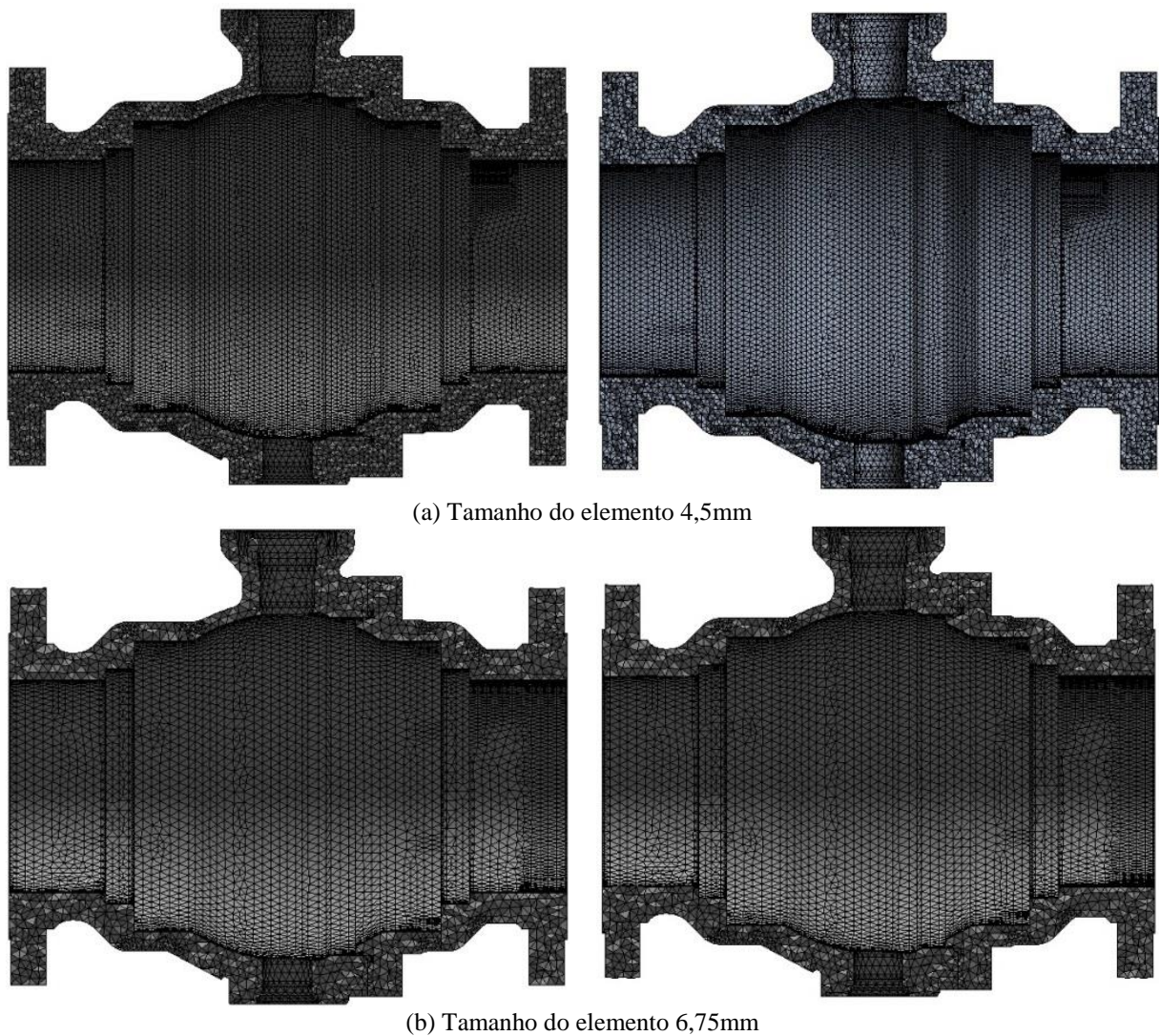
APÊNDICE C – ESTUDO DE DENSIDADE DE MALHA

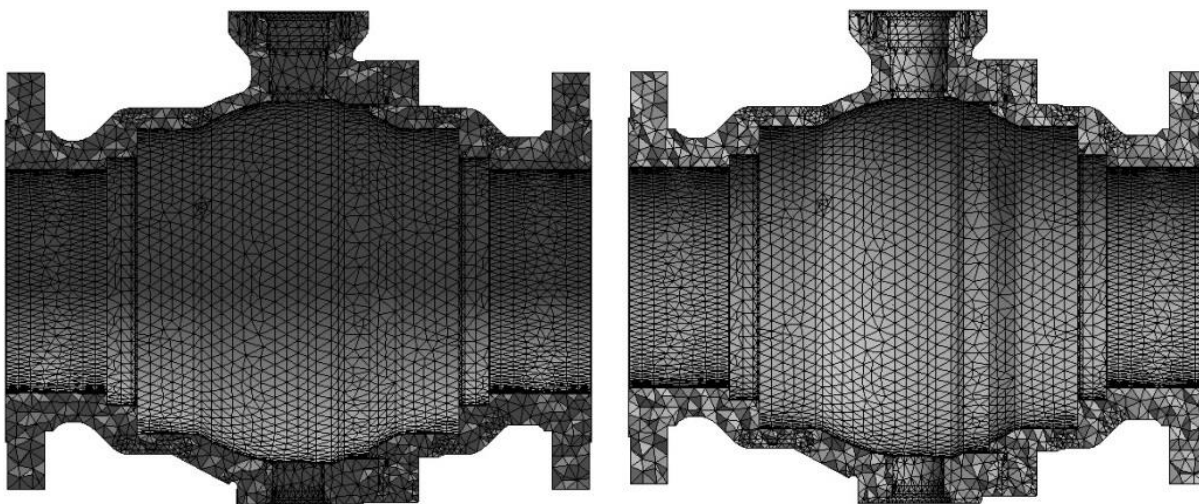
O estudo deste apêndice tem como finalidade apresentar uma análise comparativa entre diferentes tipos e tamanhos de elementos tridimensionais utilizados para discretização da malha de elementos finitos de válvula. Os resultados das simulações numéricas obtidos pelo FEM com os diferentes tipos e tamanhos de elementos são comparados entre si, a fim de verificar, se os valores de tensões convergem ou divergem entre os diferentes pontos de análise considerados na válvula.

C.1 PROCEDIMENTO DO ESTUDO DE DENSIDADE DE MALHA

O estudo de densidade de malha foi realizado através da comparação dos resultados de 18 análises com diferentes tipos e tamanhos de elementos conforme descrito na Figura C.1.

Figura C.1 – Diferentes tipos e tamanhos de elementos adotados no estudo de densidade de malha

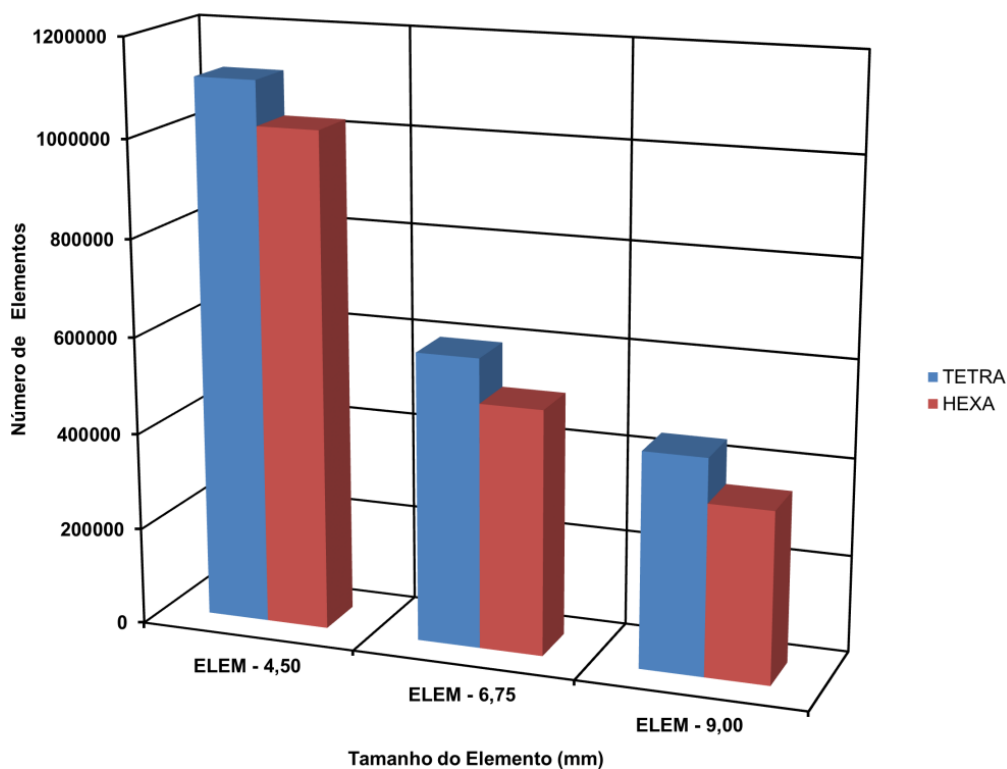




(c) Tamanho do elemento 9,0mm
 Fonte: Elaborado pelo autor

O gráfico da Figura C.2 ilustra a variação do número de elementos para cada uma das configurações de malha adotadas no estudo de densidade de malha.

Figura C.2 – Análise comparativa do número de elementos para cada configuração de malha
COMPARATIVO NÚMERO DE ELEMENTOS



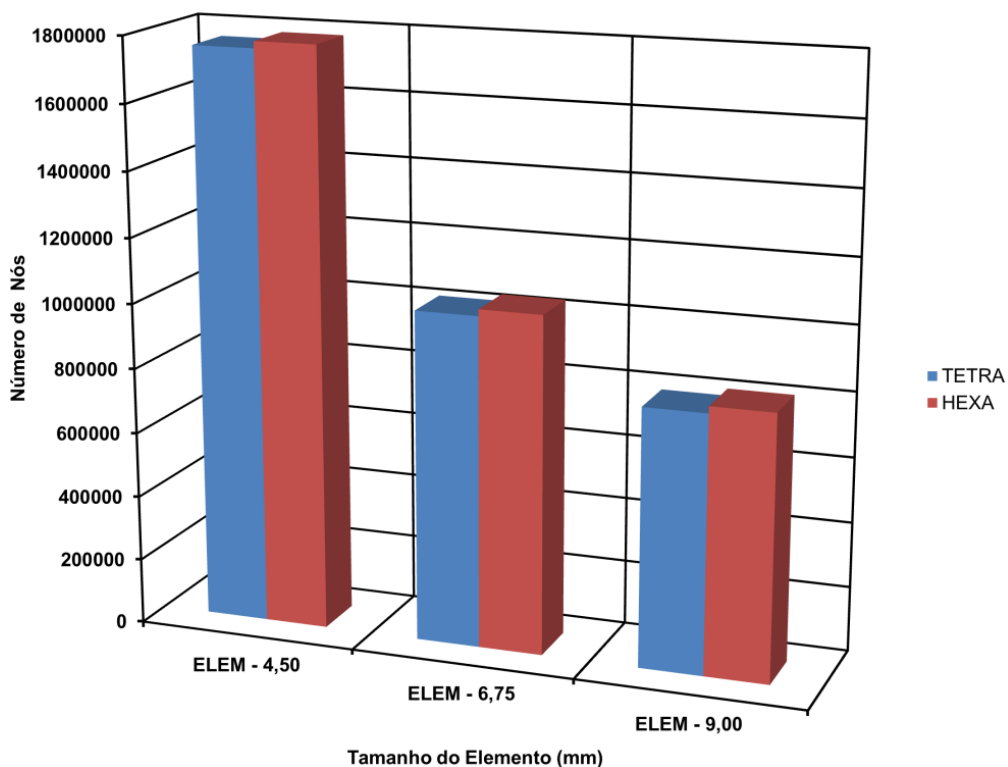
Tamanho do Elemento (mm)
 Fonte: Elaborado pelo autor

Observa-se no gráfico da Figura C.2 que uma malha com elementos tetraédricos têm em média 17,5% mais elementos do que uma malha com elementos hexaédricos. Em todos os

casos avaliados a malha tetraédrica apresentou um maior número de elementos do que uma malha hexaédrica, essa diferença é em torno de 8,86%, 18,0% e 25,7% para elementos de tamanho 4,5mm, 6,75mm e 9,00mm, respectivamente.

O gráfico da Figura C.3 ilustra a variação do número de nós para cada uma das configurações de malha adotadas no estudo de densidade de malha.

Figura C.3 – Análise comparativa do número de nós para cada configuração de malha
COMPARATIVO NÚMERO DE NÓS

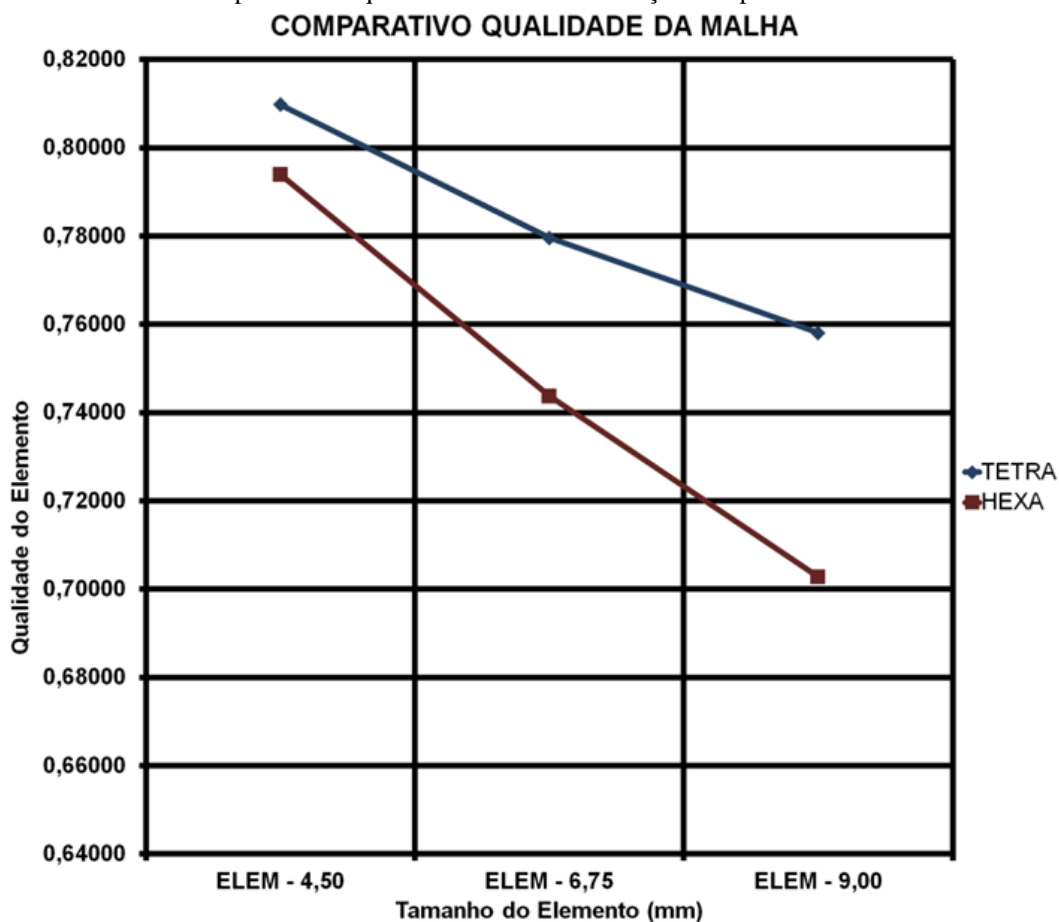


Fonte: Elaborado pelo autor

Observa-se no gráfico da Figura C.3 que uma malha com elementos tetraédricos têm em média 1,92% menos nós do que uma malha com elementos hexaédricos. Em todos os casos avaliados a malha tetraédrica apresentou um menor número de nós do que uma malha hexaédrica, essa diferença é em torno de 1,19%, 1,97% e 2,62% para elementos de tamanho 4,5mm, 6,75mm e 9,00mm, respectivamente.

O gráfico da Figura C.4 ilustra uma análise comparativa da variação da qualidade de malha em função do tipo e do tamanho do elemento.

Figura C.4 – Análise comparativa da qualidade de malha em função do tipo e tamanho do elemento


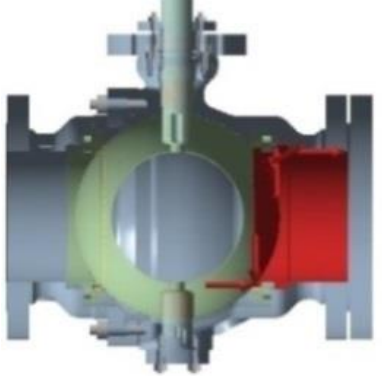



Observa-se no gráfico da Figura C.4 que uma malha com elementos tetraédricos apresenta em média uma qualidade de malha em torno de 4,89% melhor do que uma malha com elementos hexaédricos. Em todos os casos avaliados os elementos tetraédricos apresentaram uma melhor qualidade de malha em relação aos elementos hexaédricos, essa diferença é em torno de 1,99%, 4,82% e 7,86% para elementos de tamanho 4,5mm, 6,75mm e 9,00mm, respectivamente.

C.1.1 Condições de Carregamento

Para o estudo de densidade de malha foram consideradas três combinações de carregamento, conforme descrito na Tabela 19.

Tabela 19 – Condições de carregamento para o estudo de densidade de malha

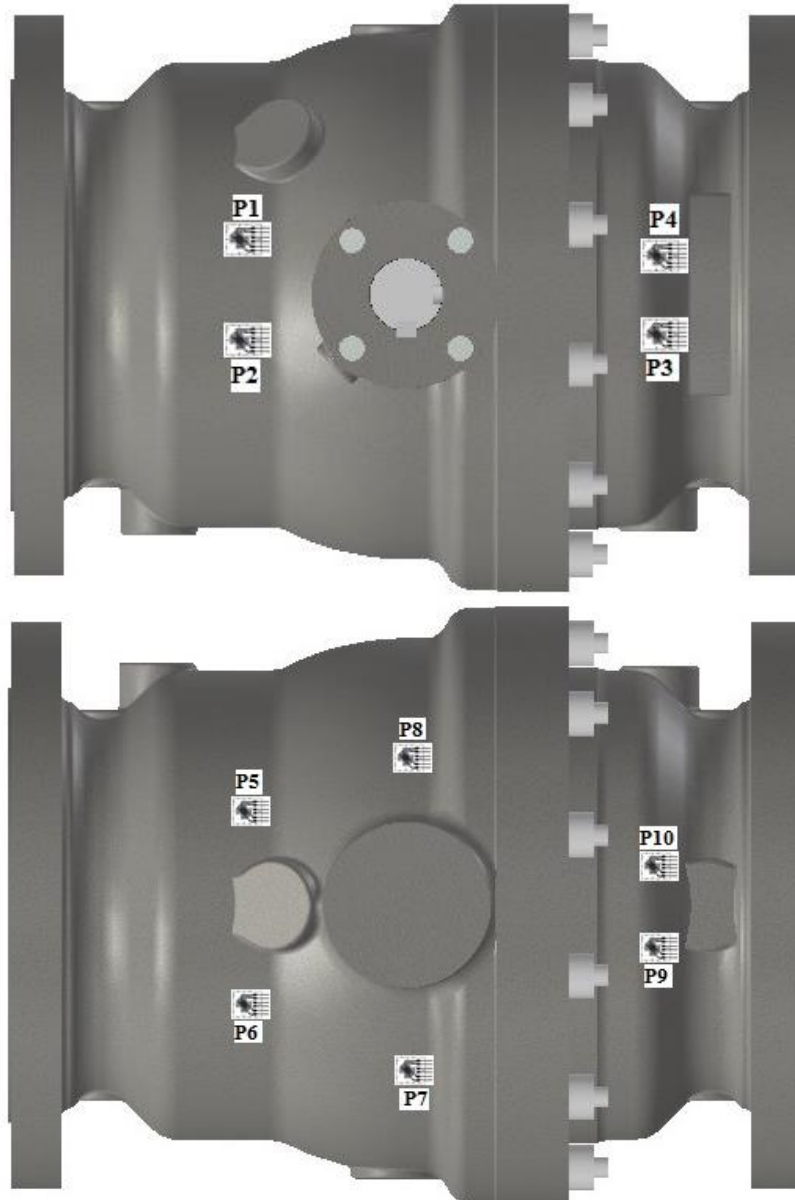
Condição de Carregamento		Pressão Interna [MPa]	
		Corpo	Tampa
Válvula Fechada com Pressão Interna no Lado da Tampa		0,0	1,96
Válvula Fechada com Pressão Interna no Lado do Corpo		1,96	0,0
Válvula Aberta com Pressão Interna		1,96	1,96

Obs: Superfícies em vermelho correspondem às regiões da válvula submetida à pressão interna.
 Fonte: Elaborado pelo autor

C.1.2 Critério de Análise

Na Figura C.5, são apresentados os pontos adotados para analisar os resultados de tensões equivalentes “von Misses” para cada uma das configurações de malha adotadas no estudo de densidade de malha.

Figura C.5 – Ponto adotados para análise comparativa de tensões equivalentes no estudo de densidade de malha

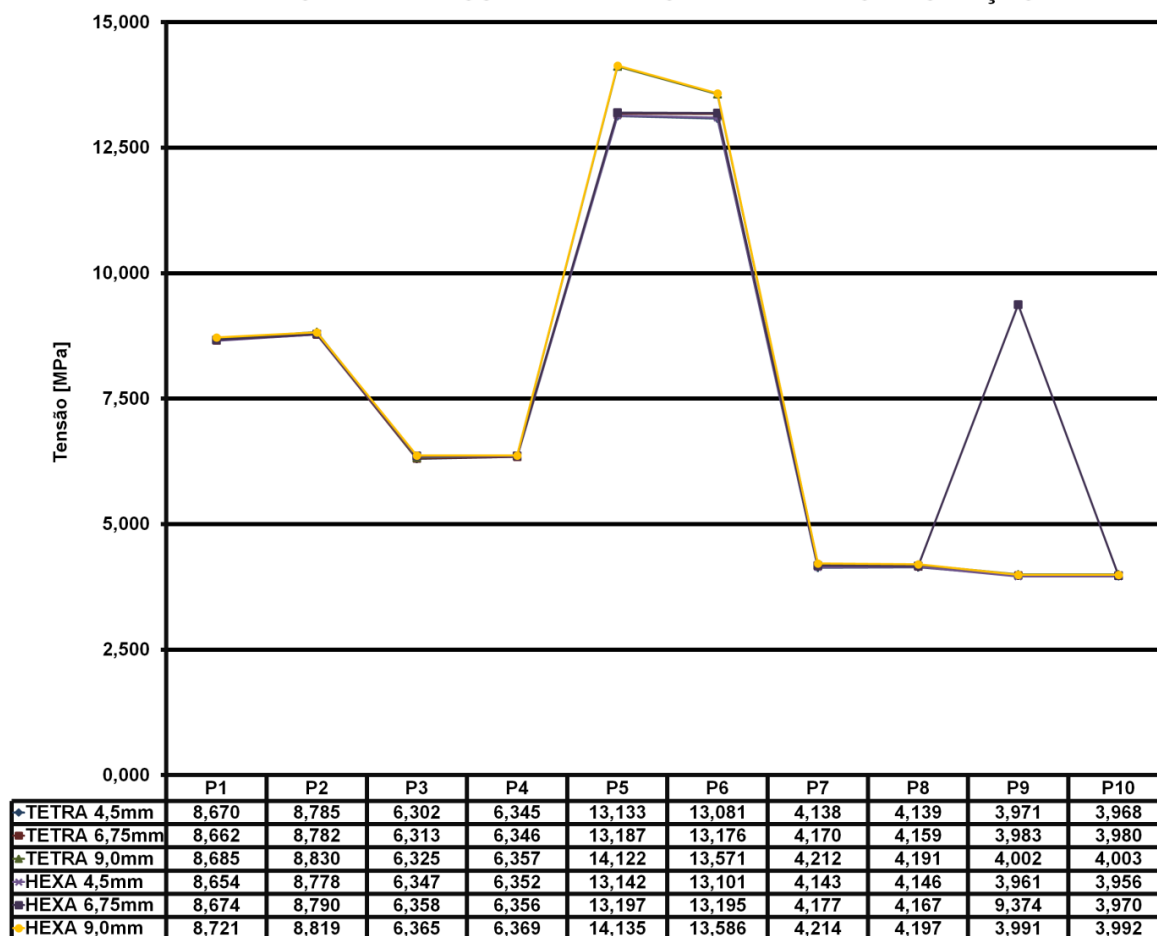


Fonte: Elaborado pelo autor

C.2 RESULTADO DO ESTUDO DE DENSIDADE DE MALHA

O gráfico da Figura C.6 apresenta a diferença de tensões equivalentes para a condição de carregamento A (Tabela 19) obtidas para cada uma das configurações de malha adotadas no estudo de densidade de malha.

Figura C.6 – Resultados comparativo de tensões equivalentes para a condição de carregamento A
MALHA COM ELEMENTOS TETRAÉDRICO X HEXAÉDRICO - CONDIÇÃO A

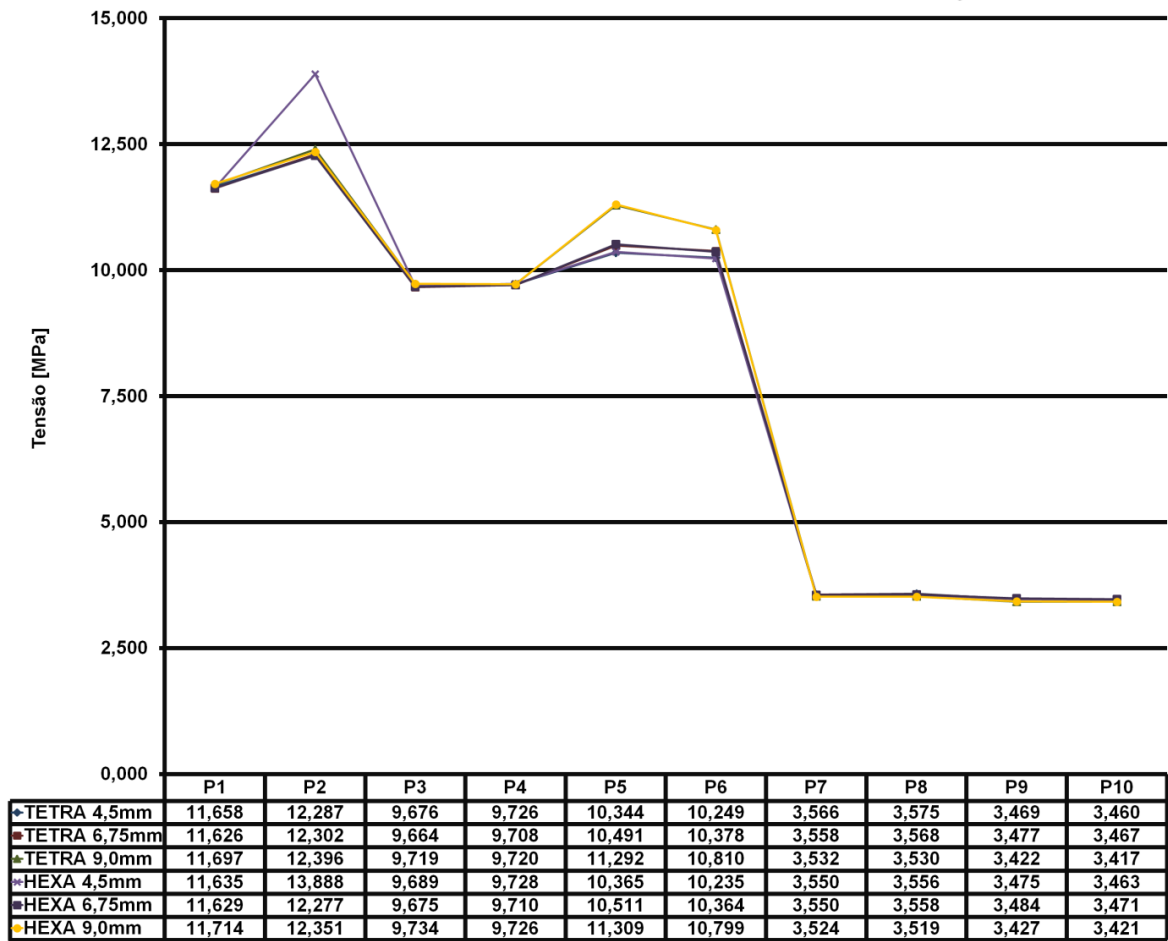


Fonte: Elaborado pelo autor

Conforme apresentado no gráfico da Figura C.6, verifica-se que a maior diferença em termos de tensões equivalentes ocorreu no ponto 9, com uma malha hexaédrica com tamanho de elemento de 6,75mm, esta diferença é em torno de 136,6% maior quando comparado ao menor valor de tensão obtido no mesmo ponto.

O gráfico da Figura C.7 apresenta a diferença de tensões equivalentes para a condição de carregamento B (Tabela 19) obtidas para cada uma das configurações de malha adotadas no estudo de densidade de malha.

Figura C.7 – Resultados comparativo de tensões equivalentes para a condição de carregamento
MALHA COM ELEMENTOS TETRAÉDRICO X HEXAÉDRICO - CONDIÇÃO B



Fonte: Elaborado pelo autor

Conforme apresentado no gráfico da Figura C.7, verifica-se que a maior diferença em termos de tensões equivalentes ocorreu no ponto 2, com uma malha hexaédrica com tamanho de elemento de 4,5mm, esta diferença é em torno de 13,1% maior quando comparado ao menor valor de tensão obtido no mesmo ponto.

O gráfico da Figura C.8 apresenta a diferença de tensões equivalentes para a condição de carregamento C (Tabela 19) obtidas para cada uma das configurações de malha adotadas no estudo de densidade de malha.

Figura C.8 – Resultados comparativo de tensões equivalentes para a condição de carregamento C
MALHA COM ELEMENTOS TETRAÉDRICO X HEXAÉDRICO - CONDIÇÃO C

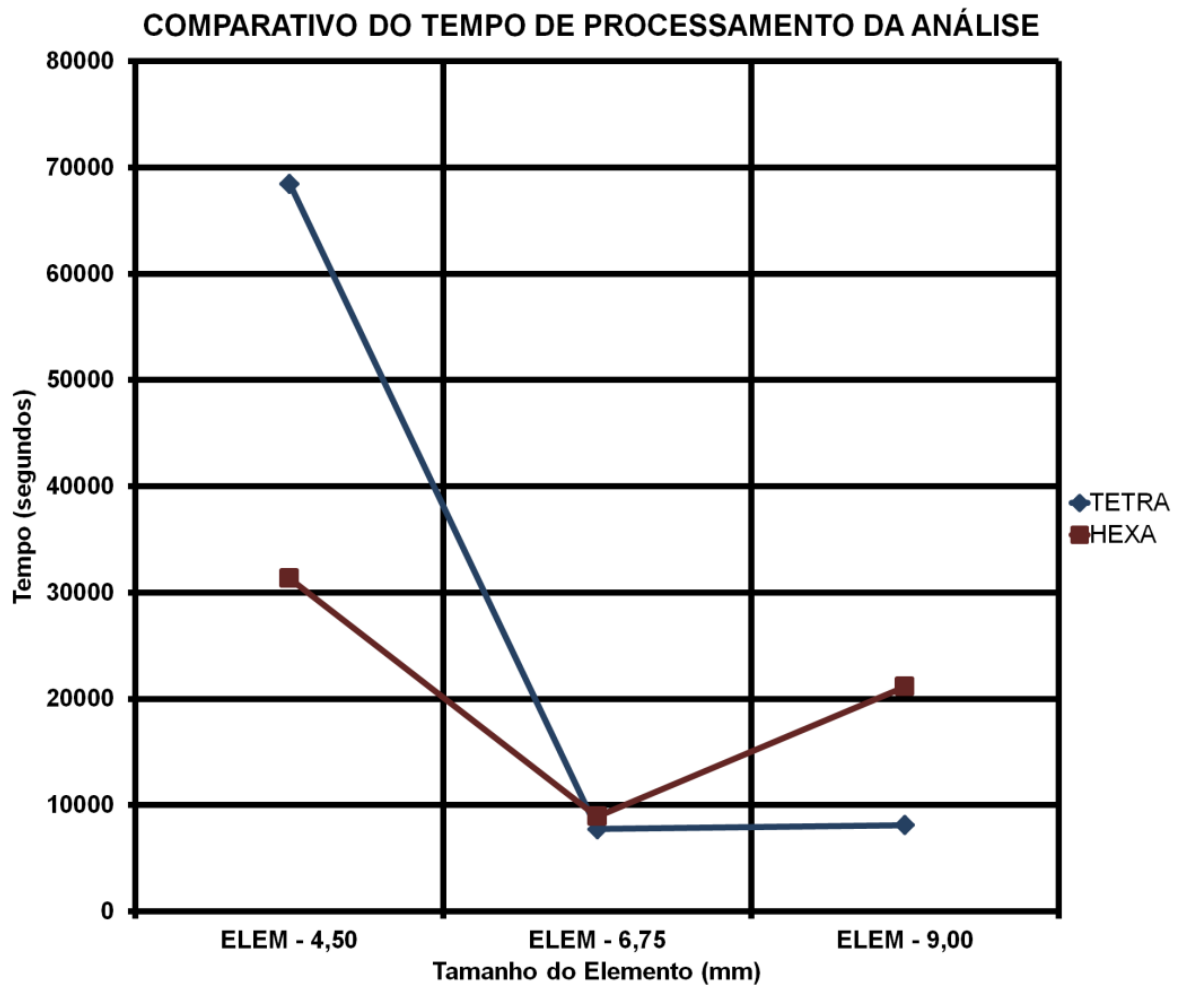


Fonte: Elaborado pelo autor

Conforme apresentado no gráfico da Figura C.8, verifica-se que a maior diferença em termos de tensões equivalentes ocorreu no ponto 5, com uma malha hexaédrica e tetraédrica com tamanho de elemento de 4,5mm, esta diferença é em torno de 2,78% menor quando comparado ao maior valor de tensão obtido no mesmo ponto.

O gráfico da Figura C.9 apresenta o tempo de processamento médio em função do tipo e do tamanho do elemento adotados no estudo de densidade de malha.

Figura C.9 – Comparativo do tempo de processamento para cada uma das análises do estudo em função do tipo e tamanho de elemento



Fonte: Elaborado pelo autor

Observa-se no gráfico da Figura C.9 que o maior tempo de processamento ocorreu quando adotada uma malha com elementos tetraédricos com tamanho de 4,5mm, e esse tempo é de aproximadamente 118,5% maior em relação a uma malha com elementos hexaédricos de mesmo tamanho. Para elementos de 6,75mm e 9,00mm, o tempo de processamento da análise com malha contendo elementos tetraédricos é menor do que uma malha com elementos hexaédricos, essa diferença de tempo é em torno de -13,0% e -61,6%, respectivamente.