

UNIVERSIDADE FEDERAL DA BAHIA ESCOLA POLITÉCNICA programa de pós-graduação em engenharia de estruturas

PEDRO SABÓIA RIBEIRO DE SOUZA

AVALIAÇÃO DA INTEGRIDADE ESTRUTURAL DO CORPO E CASTELO DE VÁLVULAS INDUSTRIAIS BASEADA NOS MÉTODOS DA ASME SEÇÃO VIII DIVISÃO 2 PARTE 5

Salvador 2019

PEDRO SABÓIA RIBEIRO DE SOUZA

AVALIAÇÃO DA INTEGRIDADE ESTRUTURAL DO CORPO E CASTELO DE VÁLVULAS INDUSTRIAIS BASEADA NOS MÉTODOS DA ASME SEÇÃO VIII DIVISÃO 2 PARTE 5

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Estruturas (PPEE), Escola Politécnica, Universidade Federal da Bahia, como requisito para obtenção do título de Mestre em Engenharia de Estruturas. Área de Concentração: Integridade Estrutural.

Orientador: Prof. Dr. Eng. Armando de Sá Ribeiro - UFBA

Salvador 2019 Ficha catalográfica elaborada pelo Sistema Universitário de Bibliotecas (SIBI/UFBA), com os dados fornecidos pelo(a) autor(a).

Souza, Pedro Sabóia Ribeiro de Avaliação da integridade estrutural do corpo e castelo de válvulas industriais baseada nos métodos da ASME Seção VIII Divisão 2 Parte 5 / Pedro Sabóia Ribeiro de Souza. -- Salvador, 2019. 145 f. : il

Orientador: Armando Sá Ribeiro Júnior. Dissertação (Mestrado - Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Estruturas) -- Universidade Federal da Bahia, Escola Politécnica, 2019.

Válvulas. 2. ASME Seção VIII Divisão 2. 3.
Elementos Finitos. 4. Linearização de Tensões. 5.
Análise Inelástica. I. Sá Ribeiro Júnior, Armando.
II. Título.

PEDRO SABÓIA RIBEIRO DE SOUZA

AVALIAÇÃO DA INTEGRIDADE ESTRUTURAL DO CORPO E CASTELO DE VÁLVULAS INDUSTRIAIS BASEADA NOS MÉTODOS DA ASME SEÇÃO VIII DIVISÃO 2 PARTE 5

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Estruturas (PPEE), Escola Politécnica, Universidade Federal da Bahia, como requisito para obtenção do título de Mestre em Engenharia de Estruturas. Área de Concentração: Integridade Estrutural

BANCA EXAMINADORA

Orientador: Prof. Dr. Eng. Armando Sá Ribeiro Júnior

Universidade Federal da Bahia

Prof. Dr. Eng. Geraldo José Belmonte dos Santos

Universidade Estadual de Feira de Santana

Prof. Dr. Eng. Flávio Pietrobon Costa

Universidade do Estado da Bahia

Salvador, _____ de _____.

A minha amada avó, Silvia Amaral Kruschewsky Sabóia Ribeiro, por me apresentar, através dos livros, a beleza da busca constante pelo conhecimento. Te amo para sempre.

A minha querida mãe, Maria Thaïs Kruschewsky Sabóia Ribeiro, a quem me faltam palavras para agradecer pela vida e pelo amor infinito. Abarigá, aburi, ariodo e ariodê.

AGRADECIMENTOS

Foram muitos os que participaram e contribuíram decisivamente para a elaboração dessa dissertação. Tento, nessa oportunidade, agradecer a aqueles que se mantiveram ao meu lado, me apoiando e motivando a seguir em frente.

Ao meu orientador, e hoje amigo, Prof. Dr. Armando Sá Ribeiro Júnior. Agradeço pela oportunidade e pela paciência. Obrigado por ter me aberto as portas para o mundo acadêmico, sem preconceitos ou desconfiança.

Ao Prof. Dr. Geraldo José Belmonte dos Santos, pelos dias, tardes e noites dedicadas aos ensaios. Pela paciência e disponibilidade para as longas e nem sempre "lineares" discussões técnicas sobre o conteúdo.

Ao amigo Prof. Dr. Ebenezér Silva Cavalcanti, pelo apoio decisivo nas análises de extensometria. Pelas longas horas lixando a válvula, colando extensômetros e interligando fios. Obrigado por sempre me motivar a continuar. Obrigado pelas pizzas.

A WEB Nordeste, pelo apoio irrestrito para o desenvolvimento das avaliações sobre o seu equipamento. Faço um agradecimento especial ao Diretor Eng. Jorge Enrique Geringer, principal responsável por viabilizar a parceria institucional que possibilitou o desenvolvimento dessa dissertação.

Ao colega Eng. Me. Linsmar Jacó Ribeiro Macêdo, pela parceria de sempre, pela motivação e pelos conselhos, pela amizade construída.

Ao Eng. Me. Luiz Carlos Largura, pela oportunidade, na reta final, de discutir os resultados obtidos nesse trabalho.

A minha namorada, Mariana Carvalho Oliveira, por estar sempre ao meu lado, por cuidar de mim, por me amar, por a ser minha parceira na vida.

Aos meus grandes e queridos amigos da Bacia, por entenderem essa fase de distanciamento e se manterem ao meu lado, sempre.

A FAPESB, a UFBA e ao DCE, pela oportunidade de alcançar esse objetivo a pouco tempo inimaginável.

Pouco conhecimento faz com que as pessoas se sintam orgulhosas. Muito conhecimento, que se sintam humildes. É assim que as espigas sem grãos erguem desdenhosamente a cabeça para o céu, enquanto que as cheias as baixam para a terra, sua mãe.

Leonardo da Vinci

SOUZA, Pedro Sabóia Ribeiro. Avaliação da integridade estrutural do corpo e castelo de válvulas industriais baseada nos métodos da ASME Seção VIII Divisão 2 Parte 5. 2019. 145 f. il. Dissertação (Programa de Pós-Graudção em Engenharia de Estruturas) – Escola Politécnica, Universidade Federal da Bahia, Salvador, 2019.

RESUMO

As válvulas industriais são produtos de fabricação complexa, apresentando grande variedade de combinações de projeto envolvendo materiais, formas geométricas, vedações e conjuntos de acionamento mecânico diferentes. No que diz respeito ao projeto do corpo e castelo do equipamento, a NBR 15827 referencia a norma norte-americana ASME Seção VIII Divisão 2. As análises elásticas atualmente disponíveis na norma ASME, apresentam limitações na sua utilização. Essas limitações estão associadas, principalmente, à necessidade do uso do método de Linearização de Tensões quando são utilizados elementos finitos sólidos, na modelagem computacional de equipamentos com geometria complexa e parede espessa. Quando tais limitações são identificadas, recomenda-se o uso dos métodos inelásticos de carga limite e análise elastoplástica. As diretrizes para análises inelásticas, apresentadas na ASME Seção VIII Divisão 2 Parte 5, são gerais e não tratam sobre as particularidades que devem ser observadas na formulação do modelo e interpretação dos resultados obtidos de caos específicos. Neste trabalho foram avaliados os principais métodos de cálculo utilizados para o desenvolvimento do projeto por análise do corpo e castelo de válvulas industriais, com o objetivo de identificar a aplicabilidade e limitações desses métodos, a partir de uma avaliação crítica das recomendações presentes nas normas e literatura. Com os resultados obtidos, foi constatado que a utilização da Linearização de Tensões, para vasos de parede espessa, pode trazer riscos para o projeto do equipamento, principalmente no tocante à interpretação dos valores das tensões de pico obtidos nas análises. Na avaliação dos métodos inelásticos, foi constatado que tais métodos são capazes de trazer mais racionalidade ao projeto do corpo e castelo das válvulas. Nesse contexto foi também realizada uma comparação entre os resultados obtidos na análise de carga limite e análise elastoplástica, evidenciando que a opção por um desses métodos deve ser feita, levando também em consideração a condição de serviço do equipamento, principalmente no tocante às deformações obtidas na análise. Para a validação dos modelos numéricos criados, foi desenvolvida uma análise experimental de tensões através de extensometria.

Palavras chave: Válvulas, ASME Seção VIII Divisão 2, Elementos Finitos, Projeto por Análise, Linearização de Tensões, Análise Inelástica. SOUZA, Pedro Sabóia Ribeiro. Evaluation of structural integrity and failure of the industrial valves body and bonnet based on methods of the ASME Section VIII Division 2 Part 5. Thesis advisor: Armando Sá Ribeiro Júnior. 2019. 145 s. ill. Master Thesis (Structural Engineering Graduate Program) – Escola Politécnica, Universidade Federal da Bahia, Salvador, 2019.

ABSTRACT

Industrial valves are complexly manufactured products, featuring a wide variety of design combinations involving different materials, geometric shapes, seals and mechanical drive assemblies. Regarding the design of the body and bonnet of the equipment, NBR 15827 reference the American Standard ASME Section VIII Division 2. The elastic analyzes currently available in the ASME standard, have limitations in their use. These limitations are mainly associated with the need of Stress Linearization method when using solid finite elements in the modeling of complex geometry and thick wall equipment. When such limitations are identified, the use of inelastic limit load and elastoplastic analysis methods is recommended. The guidelines for inelastic analysis, presented in ASME Section VIII Division 2 Part 5, are global and do not address the particularities that should be observed in the formulation of the model and interpretation of the results obtained. Another point of uncertainty is related to the choice of using limit load or elastoplastic analysis, whether one can be used instead of the other, if they are complementary or if the application of these methods also has some limitation. In this work, the main computational methods used for the project development by analysis of the body and bonnet of industrial valves were evaluated, with the objective of identifying the applicability and limitations of these methods, from a critical evaluation of the recommendations present in the codes and literature. As a result, it was found that the use of Stress Linearization for thickwalled vessels may cause risks to the equipment design, especially regarding the interpretation of the peak stress values obtained in the analyzes. In the evaluation of inelastic methods, it was found that such methods, can bring more rationality to the design of the valve body and bonnet. In this context, a comparison was also made between the results obtained in the limit load analysis and the elastoplastic analysis, showing that the choice of one of these methods should be made, not only to achieve higher operating pressure values, but also to assess the service operability, especially regarding the deformations obtained in these analysis. For the validation of the numerical models created, an experimental analysis of stresses was developed.

Keywords: Valves, ASME Section VIII Division 2, Finite Elements, Design by Analysis, Stress Linearization, Inelastic Analysis.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Principais válvulas de bloqueio de uso industrial	.23
Figura 2 – Principais válvulas de controle de vazão de uso industrial	.24
Figura 3 - Principais válvulas de retenção de uso industrial	.25
Figura 4 - Principais peças da válvula gaveta	.26
Figura 5 - Válvula gaveta paralela e tipo cunha	.29
Figura 6 - Válvula gaveta conduit (passagem plena)	.30
Figura 7 - Árvore de natal com válvulas conduit	.30
Figura 8 – Critério de falha de Tresca x Critério de falha de Von Mises	.36
Figura 9 - Curva tensão e deformação de material elástico-perfeitamente plástico	.38
Figura 10 - Análise de barra tracionada e submetida a esforçoes de membrana e de flexão	. 39
Figura 11 - Fatores de forma utilizados para seção retangular	.40
Figura 12 - Decomposição da tensão total em tensão de flexão membrana	.42
Figura 13 - Linha e plano de classificação de tensões (SCL e SCP)	.43
Figura 14 - Linhas de classificação de tensões (SCL)	.43
Figura 15 - Definição da carga de colapso plástico (TES)	.46
Figura 16 - Curvas de tensão e deformação de materiais elastoplásticos	.47
Figura 17 - Superfície de escoamento de Tresca no espaço de tensões principais (ou espaço	de
Haigh-Westergaard)	.48
Figura 18 - Superfície de escoamento de von Mises no espaço de tensões principais (ou	
espaço de Haigh-Westergaard)	.48
Figura 19 - Regra de encruamento isotrópico	.49
Figura 20 - Regra de encruamento cinemático	.50
Figura 21 - Regra de encruamento mista	.50
Figura 22 - Efeito de Bauschinger - Resultados para encruamento isotrópico e cinemático	.51
Figura 23 - Variáveis da equação de Lamé	.52
Figura 24 – Vasos de parede espessa e fina - tensão radial e circunferencial através da	
espessura	. 53
Figura 25 - Válvula gaveta de passagem plena (5000 PSI) - WEB Nordeste	.54
Figura 26 - Elemento tetraédrico Tet10	.56
Figura 27 - Malha de elementos finitos (elementos Tet10)	.56
Figura 28 - Malha de elementos finitos em corte (elementos Tet10)	.56
Figura 29 - Razão de aspecto dos elementos da malha	.57
Figura 30 - Qualidade dos elementos da malha	.58
Figura 31 - Sistema de coordenadas utilizado nas análises da válvula	. 59
Figura 32 - Aceleração da gravidade no modelo de EF	.60
Figura 33 - Carga de aperto dos parafusos no modelo de EF	.60
Figura 34 - Cargas de pressão aplicada no modelo de EF	.60
Figura 35 - Bancada de teste hidrostático	.61
Figura 36 - Restrições do modelo	.61
Figura 37 - Condição de fixação da válvula na bancada de pressurização	.62

Figura 38 - Exemplo da direção das Linhas de Classificação de Tensões	64
Figura 39 - Linhas de Classificação de Tensões	64
Figura 40 - Posição dos extensômetros na válvula	66
Figura 41 - Notebook e sistema de aquisição de dados da Lynxs	67
Figura 42 - Válvula instalada na bancada para teste hidrostático	67
Figura 43 - Corpos de prova dos materiais da válvula para ensaios de tração	68
Figura 44 - Montagem final dos ensaios de tração	69
Figura 45 - Posicionamento da SCL 7 na válvula	71
Figura 46 - Gradiente de tensão equivalente nas proximidades da SCL7	71
Figura 47 - Tensão radial através da espessura - SCL 7	72
Figura 48 - Tensão circunferencial através da espessura - SCL 7	72
Figura 49 – Distribuição de tensão do vaso de pressão com espessura igual à da válvula na	ı
posição da SCL 7	75
Figura 50 – Posicionamento da SCL 1 do vaso de pressão	76
Figura 51 - Tensão radial através da espessura - SCL 1	76
Figura 52 - Tensão circunferencial através da espessura - SCL 1	76
Figura 53 – Gráfico da Tensão radial através da espessura - Resultado Analítico	79
Figura 54 – Gráfico da tensão circunferencial através da espessura - Resultado Analítico	79
Figura 55 - Tensão radial através da espessura - SCL 2	85
Figura 56 - Tensão circunferencial através da espessura - SCL 2	85
Figura 57 - Tensões de Von Mises atuante no corpo da válvula obtidas por extensometria.	90
Figura 58 - Tensão de Von Mises atuante no corpo da válvula obtidas através do modelo d	lo
ANSYS	91
Figura 59 - Tensão de Von Mises atuante no corpo da válvula (51,71 MPa)	94
Figura 60 - Valores da tensão de Von Mises atuante no corpo da válvula (51,71 MPa)	95
Figura 61 - Tensão de Von Mises atuante no castelo da válvula (51,71 MPa)	95
Figura 62 - Tensão máxima de Von Mises atuante no castelo da válvula (51,71 MPa)	96
Figura 63 - Valores da tensão de Von Mises atuante no castelo da válvula (51,71 MPa)	96
Figura 64 - Tensão de Von Mises atuante nos prisioneiros da válvula (51,71 MPa)	97
Figura 65 - Pressão de contato entre corpo e castelo da válvula (90 MPa)	97
Figura 66 - Valores da tensão de Von Mises atuante no corpo da válvula (90 MPa)	98
Figura 67 - Valores da tensão de Von Mises atuante no castelo da válvula (90 MPa)	99
Figura 68 - Tensão de Von Mises atuante nos prisioneiros da válvula (90 MPa)	99
Figura 69 - Tensão de Von Mises atuante no corpo da válvula (130 MPa)	.100
Figura 70 - Deslocamentos obtidos no corpo da válvula (130 MPa)	.101
Figura 71 - Tensão de Von Mises atuante no corpo da válvula (51,71 MPa)	.102
Figura 72 - Tensão de Von Mises atuante no castelo da válvula (51,71 MPa)	.102
Figura 73 - Tensão de Von Mises atuante nos prisioneiros da válvula (51,71 MPa)	.102
Figura 74 - Tensão de Von Mises atuante no corpo (150 MPa)	.103
Figura 75 - Tensão de Von Mises atuante no castelo (150 MPa)	.103
Figura 76 - Valores da tensão de Von Mises atuantes no corpo da válvula (150 MPa)	.104

Figura 77 - Valores da Tensão de Von Mises atuantes no castelo da válvula (150 MPa) 104
Figura 78 - Deslocamento atuante no corpo (150 MPa)105
Figura 79 - Comportamento da curva elastoplástica após a Tensão Última no ANSYS 106
Figura 80 - Tensão de Von Mises atuante no corpo da válvula (225 MPa)106
Figura 81 - Tensão de Von Mises atuante no castelo (225 MPa)107
Figura 82 - Deslocamento atuante no corpo da válvula (225 MPa)107
Figura 83 - Deslocamento atuante na válvula (90 MPa – Análise Elastoplástica)111
Figura 84 - Curva tensão x deformação de engenharia e real - corpo da válvula - ASTM A
487-89 9C
Figura 85 - Curva tensão x deformação de engenharia e real - castelo da válvula - AISIS 4140
Figura 86 - Curva tensão x deformação de engenharia e real - castelo da válvula - ASTM A
193-01 Grau B7
Figura 87 - Tabela da deformação plástica x tensão real inserida no ANSYS para o AISI 4140
Figura 88 - Gráfico da deformação plástica x tensão real gerado pelo ANSYS para o AISI
4140
Figura 89 - Plotagem da tensão radial na região da SCL 7
Figura 90 - Plotagem da tensão circunferencial (hoop stress) na região da SCL 7138
Figura 91 - Plotagem da tensão longitudinal na região da SCL 7
Figura 92 - Plotagem da tensão radial na região da SCL 2140
Figura 93 - Plotagem da tensão circunferencial (hoop stress) na região da SCL 2140
Figura 94 - Plotagem da tensão longitudinal na região da SCL 2141
Figura 95 - Ponto de interesse para gráfico da pressão vs. deformação plástica equivalente 142
Figura 96 - Gráfico da pressão interna vs. deformação plástica equivalente142
Figura 97 - Coordenadas através da seção143
Figura 98 - Linearização das componentes da tensão através da espessura143

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Características dos materiais da válvula	55
Tabela 2 - Elementos de contato do ANSYS inseridos no modelo de EF da válvula	62
Tabela 3 - Valores da tensão radial decomposta através da espessura - SCL 7	73
Tabela 4 - Valores da tensão circunferencial decomposta através da espessura - SCL 7	′74
Tabela 5 - Comparação das componentes da tensão radial da SCL 7 e SCL1 através da e	spessura
Tabela 6 - Comparação das componentes da tensão circunferencial da SCL7 e SCL1 a	través da
espessura	
Tabela 7 - Comparação entre a tensão radial da SCL 7, SCL 1 e cálculo analítico at	través da
espessura	
Tabela 8 - Comparação entre a tensão circunferencial da SCL 7, SCL 1 e do cálculo a	través da
espessura	
Tabela 9 - Componentes da tensão equivalente da SCL 7 através da espessura	
Tabela 10 - Componentes da tensão equivalente da SCL 1 através da espessura	
Tabela 11 - Componentes da tensão equivalente da SCL 2 através da espessura	
Tabela 12 - Comparação de resultados da extensometria e modelo de EF - Pressão 51	,71 MPa
	91
Tabela 13 - Resultados de Pressão de Colapso e Pressão de Operação para as análises in	elásticas
Tabela 14 - Comparação da Pressão de Operação para as análises inelásticas e a defin	iida pelo
fabricante	110
Tabela 15 - Comparativo dos valores das obtidas tensões nos ensaios de tração e val	lores das
normas	
Tabela 16 - Tensão radial linearizada (SCL 7)	
Tabela 17 - Tensão circunferencial linearizada (SCL 7)	
Tabela 18 - Tensão longitudinal linearizada (SCL 7)	
Tabela 19 - Tensão cisalhante XY linearizada (SCL 7)	
Tabela 20 - Tensão cisalhante YZ linearizada (SCL 7)	
Tabela 21 - Tensão cisalhante XZ linearizada (SCL 7)	
Tabela 22 - Tensão equivalente linearizada (SCL 7)	
Tabela 23 - Tensão radial linearizada (SCL 1)	
Tabela 24 - Tensão circunferencial linearizada (SCL 1)	
Tabela 25 - Tensão longitudinal linearizada (SCL 1)	
Tabela 26 - Tensão cisalhante XY (SCL 1)	
Tabela 27 - Tensão cisalhante YZ (SCL 1)	
Tabela 28 - Tensão cisalhante XZ (SCL 1)	
Tabela 29 - Tensão equivalente linearizada (SCL 1)	
Tabela 30 - Tensão radial linearizada (SCL 2)	
Tabela 31 - Tensão circunferencial linearizada (SCL 2)	
Tabela 32 - Tensão longitudinal linearizada (SCL 2)	134

Tabela 33 - Tensão cisalhante XY (SCL 2)	135
Tabela 34 - Tensão cisalhante YZ (SCL 2)	135
Tabela 35 - Tensão cisalhante XZ (SCL 2)	136
Tabela 36 - Tensão equivalente linearizada (SCL 2)	137

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ANP	Agência Nacional de Petróleo
API	The American Petroleum Intitute
ASME	The American Society of Mechanical Engineers
ASTM	American Society for Testing and Materials
CAD	Computer-Aided Design
CLP	Controlador Lógico Programável
H&H	Hollinger and Hechmer
ISO	International Institute of Standards
LTDA	Limitada
MEF	Método dos Elementos Finitos
NBR	Norma Brasileira
PTFE	Politetrafluoetileno
PVRC	Pressure Vessel Research Council
SCL	Stress Classification Line – Linha de Classificação de Tensões
SCP	Stress Classification Plane – Plano de Classificação de Tensões
Tet10	Elemento Tetraédrico de Dez Nós
TES	Twice Slope Method
WRC	Welding Research Council

LISTA DE SÍMBOLOS

σ_0	Tensão de escoamento
σ_1	Tensão principal na direção "x"
σ_2	Tensão principal na direção "z"
σ_3	Tensão principal na direção "y"
P_m	Tensão primária geral de membrana
P_l	Tensão primária local de membrana
P_b	Tensão primária de flexão
Q	Tensão secundária
F	Tensão de pico
S_y	Tensão de escoamento do material de acordo com a ASME Seção VIII Divisão 2
S	Tensão admissível do material de acordo com a ASME Seção VIII Divisão 2
S_{PL}	Tensão admissível do material de acordo com a ASME Seção VIII Divisão 2
β_T	Fator de majoração de carga para condição de teste de pressão
$\gamma_{mín}$	Fator de majoração de carga para condição de teste de pressão
σ_{χ}	Tensão normal na direção "x"
σ_y	Tensão normal na direção "y"
σ_z	Tensão normal na direção "z"
$ au_{xy}$	Tensão cisalhante no plano "x" na direção "y"
$ au_{yz}$	Tensão cisalhante no plano "y" na direção "z"
$ au_{zx}$	Tensão cisalhante no plano "z" na direção "x"
p	Carregamento de pressão
т	Momento fletor
Α	Area
R	Raio
t	Espessura
P_{Φ}	Carga limite de colapso plástico do método TES
σ_u	Tensão última
8	Deformação
\mathcal{E}_{f}	Deformação na ruptura
σ	lensão
ε_{pf}	Deformação apos ruptura
p_0	Pressão externa
p_i	Pressao interna
σ_{rr}	Tensão radial no calculo das equações de Lame
$\sigma_{ heta heta}$	I ensão circunierencial no calculo das equações de Lame
E C	Coeficiente enligedo a equação do cálculo de qualidade do elemento finito
ι σ	Tensão real calculada para o material a partir do ensaio de tração
σ_r	Tensão de engenharia do material obtida no ensaio de tração
Seng	Deformação real calculada para o material a partir do ensaio de tração
c _r s	Deformação de engenharia do material obtida no ensaio de tração
⊂eng S	Deformação plástica do material
ϵ_p	Detormação prástica do materiar

1	INTRODUCÃO	
1.1	INTRODUÇÃO AO TEMA	
1.2	OBJETIVO	
1.2.	1 Objetivo geral	
1.2.	2 Objetivos específicos	20
1.3	JUSTIFICATIVA	
2	VÁLVULAS INDUSTRIAIS	22
2.1	VÁLVULAS GAVETA	25
2.2	VÁLVULAS GAVETA DE PASSAGEM PLENA (CONDUIT GATE VAI	LVE).29
3	NORMAS DE PROJETO DE VÁLVULAS INDUSTRIAIS	
3.1	API 6A	
3.2	ABNT NBR 15827:2018	32
3.3	ASME B16.34	
3.4	ASME SEÇÃO VIII DIVISÃO 2	
3.4.	1 Projeto por análise	
4	EQUAÇÕES DE LAMÉ	
5	METODOLOGIA DA ANÁLISE	54
5.1	VÁLVULA GAVETA DE PASSAGEM PLENA API 6A 5000 PSI	
5.2	MODELO DE ELEMENTOS FINITOS DA VÁLVULA CONDUIT	
5.2.	1 Simplificação da geometria do modelo CAD 3D	
5.2.	2 Refino da malha	
5.2.	3 Sistema de Coordenadas	
5.2.	4 Cargas aplicadas	
5.2.	5 Condições de contorno	61
5.2.	6 Elementos de contato	
5.2.	7 Análise elástica	63
5.2.	7.1. Parâmetros da análise elástica	63
5.2.	7.2. Linhas de classificação de tensões (SCL)	63
5.2.	8 Análises inelásticas	65
5.2.	8.1. Parâmetros da análise por carga limite	65
5.2.	8.2. Parâmetros da análise elastoplástica	65
5.3	VALIDAÇÃO DO MODELO NUMÉRICO	66
5.4	ENSAIOS DE TRAÇÃO	68
6	RESULTADOS E DISCUSSÕES	70
6.1	ANÁLISE ELÁSTICA	

SUMÁRIO

6.1.1	Tensão radial e circunferencial linearizada - válvula e vaso de parede espesso	ı70
6.1.2	Tensão radial e circunferencial analítica – válvula e vaso de parede espessa	79
6.1.3	Tensão linearizada equivalente - válvula e vaso de parede espessa	82
6.1.4	Tensão linearizada equivalente – vaso de parede fina	84
6.1.5	Discussão dos resultados das análises elásticas	87
6.2	VALIDAÇÃO DO MODELO DE ELEMENTOS FINITOS	89
6.3	ANÁLISES INELÁSTICAS	92
6.3.1	Análise de carga limite	94
6.3.2	Análise elastoplástica	101
6.3.3	Discussão dos resultados das análises inelásticas	108
7 (CONSIDERAÇÕES FINAIS	112
7.1	CONCLUSÕES FINAIS	112
7.2	TRABALHOS FUTUROS	114
8 F	REFERÊNCIAS	116
APÊI	NDICE A - ENSAIOS DE TRAÇÃO	119
APÊI	NDICE B - RESULTADOS DA LINEARIZAÇÃO DE TENSÕES	123
APÊN CIRC	NDICE C – PLOTAGEM DOS RESULTADOS DA TENSÃO RA CUNFERENCIAL (HOOP STRESS) E LONGITUDINAL NA REGIÃO DA	DIAL , SCL 7 138
APÊN CIRC	NDICE D – PLOTAGEM DOS RESULTADOS DA TENSÃO RA CUNFERENCIAL (HOOP STRESS) E LONGITUDINAL NA REGIÃO DA	DIAL, SCL 2 140
APÊN ANÁ ANE	NDICE E – CURVA PRESSÃO VERSUS DEFORMAÇÃO PLÁSTIC LISE ELASTOPLÁSTICA EM REGIÃO DO CORPO XO A - MÉTODO DA LINEARIZAÇÃO DE TENSÕES - CASO CARTES	A DA 142 SIANO
•••••		143

1 INTRODUÇÃO

1.1 INTRODUÇÃO AO TEMA

No ano de 2001 foi noticiado nacionalmente um dos maiores desastres da história da Petrobras, o naufrágio da plataforma P-36. Uma das causas do acidente, conforme apresentado no relatório produzido pela ANP intitulado "Análise do acidente com a plataforma P-36", foi a falha em uma das válvulas de bloqueio da plataforma, que permitiu a passagem de hidrocarbonetos em fluxo reverso, causando o colapso de um dos tanques da plataforma, dando início a uma série de eventos que provocaram o seu naufrágio. Este acidente chamou a atenção das autoridades brasileiras, e da Petrobras, em função dos danos ambientais, financeiros e humanos, para a importância do desenvolvimento de uma diretriz para a homologação de válvulas industriais a serem aplicadas na indústria de petróleo, revelando uma importante fragilidade da indústria nacional quanto à confiabilidade no fornecimento desses equipamentos, principalmente quando aplicados em processos industriais críticos.

As válvulas industriais são produtos de fabricação complexa, apresentando grande variedade de combinações de projeto envolvendo materiais, formas geométricas, vedações e conjuntos de acionamento mecânico diferentes (SKOUSEN, 2004). De acordo com o relatório intitulado "Diagnóstico de Gargalos e Proposições de Ações Tecnológicas" elaborado no âmbito do Programa de Mobilização da Indústria Nacional de Petróleo e Gás Natural (PROMINP) no ano de 2010, a grande maioria das válvulas utilizadas nas plantas petroquímicas brasileiras é importada. Tal situação é justificada pela falta de *know how* da indústria nacional em desenvolver equipamentos confiáveis, que sigam procedimentos normatizados de projeto e fabricação. O ambiente de incerteza quanto à qualidade do desenvolvimento de produtos pelas empresas nacionais é tal, que a Associação Brasileira de Normas Técnica (ABNT), em parceria com a Petrobras, criou a norma ABNT NBR 15827, que estabelece os pré-requisitos mínimos de projeto e testes para a validação de válvulas industriais. No que diz respeito ao projeto do corpo e castelo do equipamento, a NBR 15827 referencia a norma norte-americana ASME Seção VIII Divisão 2.

A partir da revisão de 2007, a ASME Seção VIII Divisão 2 incluiu as diretrizes para a utilização do Método dos Elementos Finitos (MEF) na análise de vasos de pressão. A revisão da norma foi fundamentada no boletim técnico WRC 429 – *3D Criteria Guidelines for Application*, a partir de estudos do *Welding Research Concil* (WRC), que descreve as duas fases de avaliações desenvolvidas pelo *Pressure Vessel Resarch Council* (PVRC) no cálculo vasos de pressão

utilizando o MEF. Nesse relatório foram sugeridas recomendações para a revisão da norma da ASME que deu origem à nova Parte 5, intitulada "Projeto por Análise".

As análises elásticas atualmente disponíveis na norma, apresentam limitações na sua utilização. Essas limitações estão associadas, principalmente, à necessidade do uso do método da linearização de tensões, quando utilizados elementos finitos sólidos na modelagem de equipamentos com geometria complexa e parede espessa. Quando tais limitações são identificadas, a ASME recomenda o uso dos métodos inelásticos de carga limite e análise elastoplástica.

As diretrizes do código, para análises inelásticas, são gerais e não tratam sobre as particularidades que devem ser observadas na formulação específica do modelo e interpretação dos resultados obtidos. Pela dificuldade de acesso a estudos que apresentem diretrizes mais precisas, que possam melhor interpretar as recomendações da norma, em muitas situações é feita a opção mais comum, porém inadequada pela utilização da análise elástica, mesmo quando as limitações já apresentadas anteriormente estão presentes, podendo trazer riscos ao projeto do equipamento. Um outro ponto de incerteza está relacionado a opção pela utilização da análise de carga limite ou elastoplástica, quando levanta-se dúvida se uma pode ser utilizada em substituição à outra, se são complementares ou se a aplicação desses métodos também apresenta alguma limitação.

Tratando-se do projeto de válvulas, há ainda menos consenso na indústria quanto a análise e critérios de cálculo que devem ser utilizados. As válvulas apresentam importantes particularidades quanto à geometria e a existência de partes móveis, que tornam delicadas as correlações entre esse equipamento e o disposto na norma de vasos de pressão. Diante do exposto, é evidente a necessidade de desenvolvimento de estudos que permitam obter um melhor entendimento das recomendações das normas, com o objetivo de estabelecer critérios confiáveis para o projeto desses equipamentos.

Neste trabalho serão analisados os principais métodos de cálculo recomendados pela ASME para o desenvolvimento do projeto do corpo e castelo de válvulas industriais, com o objetivo de identificar sua aplicabilidade e limitações, a partir de uma avaliação crítica das recomendações presentes nas normas e na literatura.

1.2 OBJETIVO

1.2.1 Objetivo geral

O objetivo geral desta pesquisa é avaliar os métodos de cálculo recomendados pela norma ASME Seção VIII Divisão 2 Parte 5 aplicados no projeto estrutural do corpo e castelo de uma válvula gaveta de parede espessa, usando o método dos elementos finitos.

1.2.2 Objetivos específicos

- a. Comparar os procedimentos e critérios entre as normas base de projeto de válvulas industriais, em especial válvulas gaveta, e a norma ASME Seção VIII Divisão 2;
- Realizar análise experimental de tensões na válvula gaveta de passagem plena (*conduit gate valve*), sob carregamento de pressão interna de serviço e de teste, visando levantar o estado de tensões de alguns pontos do corpo e castelo para validação de modelagem computacional;
- c. Realizar modelagem computacional da válvula gaveta de passagem plena, via programa de elementos finitos ANSYS;
- Realizar ensaios de tração dos materiais aplicados no corpo, castelo, prisioneiros e porcas das válvulas para construção da curva de tensão real *versus* deformação plástica a ser utilizada na análise elastoplástica do equipamento;
- e. Simular computacionalmente, para validação do modelo, a condição de serviço e teste hidrostático em bancada, do corpo e castelo de uma válvula gaveta de passagem plena;
- f. Desenvolver análises elásticas e inelásticas (elastoplástica e de carga limte) para o corpo e castelo da válvula gaveta de passagem plena com uso do *software* ANSYS, visando avaliar a condição de falha em cada situação;
- g. Avaliar os critérios, aplicabilidade e limitações dos métodos disponíveis para o projeto do corpo e castelo de válvulas gaveta, atendendo aos critérios de segurança, com base na norma ASME Seção VIII Divisão 2 Parte 5.

1.3 JUSTIFICATIVA

Apesar da existência de trabalhos como os apresentados por MACKENZIE (2017) e *LI et al.* (2014 e 2017), que trazem os conceitos, limitações e alternativas para análise elástica e inelástica de vasos de pressão, é possível identificar uma carência de estudos dedicados a

entender melhor os métodos de cálculo apresentados na Parte 5 da norma ASME Seção VIII Divisão 2, principalmente quanto à aplicação desses métodos em situações de geometria complexa e de grande espessura de parede, como as encontradas em válvulas industriais. Este fato gera recorrentes incertezas quanto às metodologias que devem ser utilizadas para a avaliação computacional dos equipamentos, principalmente quando utilizados elementos finitos do tipo sólido na construção do modelo. No relatório do WRC 429, que definiu as diretrizes para avaliação do projeto de vasos de pressão por meio do MEF, é evidenciada a necessidade de aprofundamento dos estudos de análises elásticas e inelásticas de vasos de pressão, com o intuito de permitir a avaliação de vasos de geometria complexa e de grande espessura. Considerando que as válvulas podem ser aproximadas por vasos de pressão, essa recomendação do WRC 429 se estende ao projeto do corpo e castelo desses equipamentos. O desenvolvimento de estudos que correlacionem os métodos de cálculo da ASME para vasos de pressão e o projeto de válvulas industriais, permitirá a execução de projetos eficientes e eficazes desses equipamentos, reduzindo assim o risco de falhas e, possibilitando, dessa forma, o desenvolvimento de equipamentos mais seguros e otimizados.

2 VÁLVULAS INDUSTRIAIS

As válvulas industriais são equipamentos responsáveis por controlar e direcionar o fluxo de fluidos (líquidos ou gasosos) de acordo com as necessidades do processo de uma unidade industrial. Apesar da sua importância, as válvulas devem ser utilizadas apenas quando estritamente necessário, em virtude do elevado custo destes equipamentos (chegando a alcançar 8% do custo total de construção e montagem de plantas petroquímicas) e por representarem pontos suscetíveis a potenciais vazamentos (TELLES, 2012).

As válvulas podem ser classificadas de acordo com a sua função, pelas características do fluido de processo ou a partir de determinadas características construtivas. Quanto à fabricação existem válvulas constituídas de diferentes tipos de materiais como: aço, bronze, ferro fundido e ligas especiais. A especificação desses materiais está relacionada às características do processo em que o equipamento estará inserido, principalmente no que diz respeito às características do fluido (DICKENSON, 1999).

De acordo com as principais funções, as válvulas podem ser classificadas como:

a) Válvula de Bloqueio (ON-OFF): Estas válvulas são responsáveis por bloquear as tubulações para impedir a passagem do fluido. Válvulas de bloqueio devem operar como totalmente abertas (*full bore openning*) ou totalmente fechadas (*closed*). Por conta do seu projeto mecânico, quando operando como parcialmente abertas, na tentativa de promover controle de vazão, costumam provocar grandes perdas de carga no fluido, podendo assim causar problemas relacionados ao balanço de energia da planta industrial. Os principais tipos de válvulas de bloqueio são: válvulas gaveta, válvulas esfera, válvulas macho, válvulas *conduit* (gaveta de passagem plena), válvulas guilhotina e válvulas borboleta. Estas válvulas podem ser utilizadas com diferentes propósitos em uma planta industrial, podendo ser aplicadas para fins de manutenção, garantir a flexibilidade operacional do sistema, como tomada de espera para futuras ampliações (*tie-ins*), para sistemas de mistura e bloqueio de emergência, etc. Na Figura 1 é possível observar os três dos tipos de válvulas de bloqueio mais utilizados na indústria (NESBITT, 2007);



Figura 1 - Principais válvulas de bloqueio de uso industrial

Fonte: O autor.

b) Válvulas de Controle (Regulagem) de Vazão: As válvulas de controle de vazão (Figura 2), diferente do que ocorre com as válvulas de bloqueio, são projetadas para trabalhar parcialmente abertas, provocando uma perda de carga controlada no fluido, com o intuito de regular a vazão. A alteração da vazão pode promover variações em outras grandezas do processo como, por exemplo, temperatura, pressão e concentração (mistura). Devido a particularidades do seu projeto mecânico, como o fluxo interno ascendente com mudança de direção, estas válvulas, quando totalmente abertas, tendem a provocar uma maior perda de carga ao fluido quando comparadas a válvulas de bloqueio e, por conta disso, não devem ser utilizadas como válvulas ON-OFF. Os principais tipos de válvulas de controle de vazão são: válvulas globo, válvulas borboleta, válvulas diafragma e válvulas agulha. É comum, para esse tipo de válvula, a utilização de atuadores que fazem o controle remoto do percentual de abertura da válvula para administrar o controle da vazão, sendo nestas condições denominadas válvulas de controle automáticas. Geralmente esses atuadores estão vinculados a um controlador lógico programável (CLP) capaz de controlar a abertura em função de alguma outra variável do processo a exemplo de temperatura, pressão e a própria vazão (SKOUSEN, 2004);



Figura 2 – Principais válvulas de controle de vazão de uso industrial

c) Válvulas de Retenção: As válvulas de retenção são válvulas projetadas para permitir o fluxo em apenas um sentido da tubulação. Diferente dos outros dois tipos de válvulas citados nos itens "a" e "b" desta seção, as válvulas de retenção são de operação independente (automáticas), sem a necessidade da intervenção do operador ou a utilização de atuadores. Uma característica negativa importante dessas válvulas, é o fato de provocarem uma significativa perda de carga no fluido de processo e, por conta disso, devem ser utilizadas apenas quando estritamente necessário. A válvula é operada através da própria força do fluido que promove a sua abertura ou fechamento. Um exemplo de utilização destas válvulas é em linhas de recalque de bombas centrífugas e compressores, onde estão instaladas para impedir que golpes de pressão, e recirculação interna, danifiquem os equipamentos em caso de desligamento súbito. Alguns tipos principais de válvulas de retenção são: válvulas de retenção de bombas afogadas. Na Figura 3 são as apresentados alguns exemplos de válvulas de retenção utilizadas na indústria (TELLES, 2012).



Figura 3 - Principais válvulas de retenção de uso industrial

Fonte: O autor.

Para cada um desses tipos de válvulas existem subcategorias com características específicas que devem ser cuidadosamente estudadas antes da especificação do equipamento. Características relevantes como: pressão de operação, temperatura de operação, características do fluido (corrosividade, viscosidade, sólidos em suspensão), espaço físico para instalação do equipamento, condições externas do ambiente, modo de operação (remoto, automático, manual); devem ser analisadas, evitando assim desperdício de recursos e transtornos operacionais (TELLES, 2012).

Dentre as funções apresentadas nos itens "a", "b" e "c" desta seção, a função de bloqueio é a mais utilizada. Dentre as válvulas de bloqueio, a de uso mais recorrente ainda é a válvula gaveta, que já chegou a representar cerca de 70% do uso total de válvulas em unidades industriais. Porém, atualmente, representam cerca de 50% das válvulas instaladas na indústria, principalmente após o desenvolvimento de novos modelos, como válvulas esfera e borboleta (TELLES, 2012).

2.1 VÁLVULAS GAVETA

As válvulas gaveta são válvulas de bloqueio de fechamento linear que operam com líquido ou gás, capazes de dividir a corrente de fluido e promover o bloqueio da linha. O projeto de válvulas gaveta é muito antigo, havendo indícios de sua existência desde civilizações antigas, como no caso dos egípcios, quando foi descoberta a utilização de válvulas gaveta rudimentares utilizadas nos sistemas de irrigação em 5.000 A.C. Essas válvulas possuem uma importante variedade de projetos, associados a diferenças construtivas de seus principais componentes, que

conferem a esse equipamento características distintas com forte impacto sobre a sua aplicabilidade (SKOUSEN, 2004).

O projeto das válvulas gaveta é norteado por diversas normas nacionais e internacionais a exemplo das API 600, ASME B 16.34, ISO 10434 e a norma NBR 15827 (ROSSETTO, 2016). Um grande diferencial das válvulas gaveta, quando comparadas com outros tipos de válvula, é a possibilidade de serem aplicadas a quase todas as condições de operação, incluindo: elevadas pressões, elevadas temperatura, fluidos corrosivos, ambientes suscetíveis a fogo, fluidos com sólidos em suspensão e fluxo bidirecional (SKOUSEN, 2004).

As principais peças que compõem uma válvula gaveta são: corpo, castelo, sedes, eixo, volante ou alavanca, caixa de gaxetas e a própria gaveta que confere ao equipamento este nome particular (Figura 4).





Fonte: (TELLES, 2012). Adaptado pelo autor.

a. Corpo: O corpo da válvula gaveta é a parte da carcaça por onde o fluido irá escoar (invólucro) e onde estão inseridos diversos outros itens como a gaveta, o eixo, as sedes, além das extremidades da válvula que fazem a conexão com a tubulação. O corpo é projetado de forma semelhante a um vaso de pressão, devendo possuir uma espessura mínima e ser constituído de um material capaz de suportar os esforços decorrentes da pressão interna do fluido, da temperatura de operação, possíveis cargas externas (esforços causados por tubulações), além de resistir a ataques de corrosão e abrasão gerados pelo fluido de processo. O corpo das válvulas gaveta geralmente são fabricados a partir de processo de fundição para diâmetros de 1.1/2" a 2", ou forjadas para diâmetros maiores (NESBITT, 2007). Algumas normas como a NBR 15827 2018,

sugerem a utilização da norma ASME Seção VIII Divisão 2, dedicadas a vasos de pressão, para o projeto do corpo e castelo das válvulas. Entretanto algumas importantes características destes equipamentos como geometria complexa e grande espessura de parede, fazem com que sejam ainda necessários estudos mais detalhados sobre como o código ASME deve ser utilizado e as considerações que devem ser feitas para adaptá-lo ao projeto de válvulas industriais (ABNT, 2018);

- b. Castelo: O castelo da válvula, ou tampa, é o componente que é fixado ao corpo e faz parte da carcaça da válvula. É no castelo onde estão localizadas as caixas de gaxetas e os elementos de fixação da haste. O castelo de válvulas gaveta é geralmente desmontável possibilitando o acesso ao interior do equipamento para a inspeção e manutenção. O seu dimensionamento segue os mesmos parâmetros utilizados para o projeto do corpo do equipamento, podendo também ser considerado como um vaso de pressão (NESBITT, 2007; TELLES, 2012);
- c. Sedes: As sedes são os elementos que fazem contato direto com a gaveta para manter a estanqueidade da válvula quando na posição fechada, sendo parte integral do corpo da válvula ou como elementos removíveis e substituíveis. A correta especificação do material das sedes é de fundamental importância para o bom funcionamento da válvula, tendo em vista que esse componente tende a sofrer um importante desgaste mecânico durante a vida útil do equipamento, sendo necessário avaliar a corrosão, erosão e abrasão a que esse componente pode estar submetido. Em alguns casos as sedes são fabricadas do mesmo material do corpo da válvula, e em outros casos são constituídas de material diferente, a exemplo de plásticos e borrachas. É possível fazer a opção por utilizar, na superfície das sedes, um material com menor atrito estático, a exemplo do PTFE, reduzindo, assim, o esforço de abertura e fechamento. Em caso de projeto de válvulas a prova de fogo, é utilizada a vedação "metal x metal", característica que confere ao equipamento a possibilidade de trabalhar com elevadas temperaturas (SMITH; ZAPPE, 2004);
- d. Eixo: O eixo da válvula gaveta é componente responsável por converter o movimento angular (rotacional), aplicado pelo operador ou atuador, em movimento linear para a abertura ou fechamento do equipamento. Esse componente sofre esforços mecânicos importantes durante a operação da válvula, a exemplo de forças axiais e momento torçor. O dimensionamento da haste deve ser realizado observando as diversas condições de operação da válvula gaveta, incluindo os atritos existentes durante o

processo de abertura e fechamento e possíveis diferencias de pressão durante a operação do equipamento (NESBITT, 2007).

Existem diferentes tipos de válvulas gaveta que, em sua maioria, são diferenciados em função do tipo de gaveta que o equipamento possui. Os dois principais tipos de válvulas gaveta são as válvulas gaveta paralelas (incluindo as válvulas de passagem plena) e válvulas gaveta tipo cunha.

Válvulas gaveta paralelas possuem a face da gaveta localizada na porta de entrada do fluido (montante) paralela à face localizada na porta de saída do fluido (jusante). A gaveta pode ser projetada para configuração de disco sólido ou disco duplo (bipartida). No caso de gaveta bipartida, utiliza-se um mecanismo que pode ser uma mola, entre as duas partes da gaveta para que o componente exerça uma força sobre as sedes da válvula, favorecendo, assim, a vedação e estanqueidade do equipamento. Alguns projetos de válvulas gaveta paralela são desenvolvidos para que não exista variação no diâmetro da linha quando a válvula está na posição totalmente aberta. Desta forma, as perdas de carga exercidas sobre o fluido na passagem pela válvula são reduzidas significativamente (SMITH; ZAPPE, 2004).

Válvulas gaveta tipo cunha são válvulas que possuem o formato da gaveta semelhante a uma cunha. Este tipo de válvula garante uma vedação mais eficiente quando comparada com a válvula gaveta paralela. A eficiência na vedação se dá pela forma com que a gaveta é assentada sobre as sedes da válvula, o que provoca um aperto que aumenta o atrito entre as duas peças. Assim como a válvula gaveta paralela, a válvula gaveta tipo cunha pode possuir a gaveta com configuração inteira ou bipartida. As válvulas tipo cunha são mais comumente utilizadas quando comparadas às válvulas paralelas em função de possuírem uma maior aplicabilidade para os processos industriais. No entanto, provocam uma maior perda de carga no fluido de processo, quando operando na condição de totalmente aberta, efeito indesejável em muitos processos industriais (NESBITT, 2007; SMITH; ZAPPE, 2004).

A Figura 5 ilustra os componentes principais presentes em válvulas gaveta tipo cunha e em válvulas gaveta paralelas. Pode-se observar que ambas possuem as mesmas peças base, diferenciando-se, basicamente, pelo projeto do obturador (gaveta).



Figura 5 - Válvula gaveta paralela e tipo cunha

Fonte: (DICKENSON, 1999). Adaptado pelo autor.

2.2 VÁLVULAS GAVETA DE PASSAGEM PLENA (CONDUIT GATE VALVE)

As válvulas gaveta de passagem plena, também conhecidas como válvulas *conduit*, possuem algumas características específicas para atender a determinadas necessidades do processo. Como o próprio nome já diz, as válvulas de passagem plena, quando totalmente abertas, não promovem nenhuma redução no diâmetro interno da tubulação, sem a existência de acidentes ou pontos para acúmulo de sedimentos (Figura 6). Em função desta característica, este tipo de válvula promove perdas de carga mínimas ao fluido (SMITH; ZAPPE, 2004).

Para atender a necessidade de passagem plena, a gaveta da válvula *conduit* possui na parte inferior da gaveta um orifício com o mesmo diâmetro interno da tubulação onde é instalada, conforme mostrado na Figura 6, o que faz com que a válvula possua uma dimensão significativamente superior ao observado nas válvulas gaveta tipo cunha e válvulas gaveta paralelas de uso geral. No projeto destas válvulas, as sedes permanecem em contato constante com a gaveta durante todo o curso de abertura e fechamento e, por conta disso, em alguns casos são inseridos na superfície da gaveta elastômetros (PTFE), com o objetivo de reduzir o atrito entre as peças (NESBITT, 2007).

Em função das suas características construtivas, a válvula *conduit* é muito utilizada como válvula de cabeça de poço nas árvores de natal, em processos de extração de petróleo (Figura 7). O fato de ser uma válvula de passagem plena, justifica a sua aplicação para o processo de extração, em função de não causar maior perda de carga ao petróleo cru oriundo dos poços, além de admitir pressões de trabalho elevadas (chegando a 550 bar), operar bem com fluidos

na presença de sólidos em suspensão (areia e terra) e permitir a passagens de "*pig*" para a limpeza das tubulações (NESBITT, 2007).



Figura 6 - Válvula gaveta *conduit* (passagem plena)

Fonte: Elaborada pelo autor.

Figura 7 - Árvore de natal com válvulas conduit



Fonte: Wikiwand¹.

 ¹ Árvore de natal (exploração e produção de petróleo). Wikiwand. Disponível em:
<www.wikiwand.com/pt/Árvore_de_natal_(exploração_e_produção_de_petróleo)>. Acesso em: 25 de nov. de 2019.

3 NORMAS DE PROJETO DE VÁLVULAS INDUSTRIAIS

De uma forma geral, grande parte dos equipamentos presentes na indústria possuem normas próprias de projeto. O surgimento dessas normas remete ao período da revolução industrial e do desenvolvimento das máquinas a vapor. Na época, diversos acidentes ocorreram nos países que faziam uso desses equipamentos, principalmente em função de falhas de projeto e a inexistência de procedimentos para a construção e inspeção (TELLES, 1996). Os acidentes causados pela explosão de caldeiras resultaram em centenas de mortes, trazendo assim a necessidade da criação de um procedimento que orientasse a engenharia da época quanto ao projeto, fabricação e inspeção desses equipamentos. Diante do surgimento de demandas, principalmente relacionadas à segurança, surgiram as primeiras entidades e associações de engenharia, a exemplo da ASME (*American Society of Mechanical Engineers*) e a BS (*British Standards*), que desenvolveram as primeiras diretrizes e, em um segundo momento, normas de engenharia utilizadas no projeto de equipamentos e máquinas (BEDNAR, 1986).

Atualmente existem diversas normas que tratam do projeto, teste, fabricação e inspeção de válvulas industriais, de tal forma que a hierarquia de aplicação, geralmente, parte das normas reguladoras locais chegando às normas internacionais. No tocante ao projeto de válvulas industriais do tipo gaveta, como a que será avaliada neste trabalho, as principais normas de projeto utilizadas são: API 6A (*Specification for Wellhead and Christmas Tree Equipment*), ASME B16.34 (*Valves - Flanged, Treaded, and Welding End*), API 600 (*Steel Gate Valves - Flanged and Butt-Welding Ends, Bolted Bonnets*), NBR 15827 (Válvulas Industriais para Instalações de Exploração, Produção, Refino e Transporte de Produtos de Petróleo - Requisitos de Projeto e Ensaio de Protótipo) e a ASME Seção VIII Divisão 2 (*Alternative Rules - Rules for Construction of Pressure Vessels*).

No Brasil, a norma utilizada para a homologação de protótipos de válvulas industriais através de ensaios e requisitos de projetos é a recentemente criada ABNT NBR 15827:2018. Esta norma referencia diversas outras normas internacionais para atender a critérios específicos de projeto e ensaio. Por essa razão pode-se afirmar que, para o entendimento completo da norma NBR 15827, torna-se fundamental a análise de outras normas como: API 6A, ASME B16.34, ASME Seção VIII Divisão 2, dentre outras (ROSSETTO, 2016).

3.1 API 6A

A norma internacional API 6A do *American Petroleum Insitute* (API) traz os requisitos e recomendações para o desempenho, projeto, materiais de aplicação, inspeção, testes, soldagem, identificação, estocagem, envio, compra e reparo dos equipamentos que compõem as árvores de natal utilizadas nas atividades de extração de petróleo e gás natural.

A API 6A apresenta alguns critérios de projeto e cálculo para os equipamentos submetidos à pressão, indicando que um dos métodos de cálculo é baseado na norma ASME Seção VIII Divisão 2 (*ASME Method*), especificamente o Apêndice 4 da norma do ano de 2004 e os adendos de 2005 e 2006. Nas novas versões da norma, o Apêndice 4 foi substituído pela Parte 5 (*Design by Analysis Requirements*).

3.2 ABNT NBR 15827:2018

A norma ABNT NBR 15827:2018 estabelece os critérios para projeto e ensaio de protótipos de válvulas industriais aplicadas à indústria do petróleo, atendendo a válvulas de diversos tipos, como: válvulas gaveta, válvulas macho, válvulas esfera, válvulas borboleta, válvulas globo e válvulas de retenção. A norma atende a classes de pressão que variam de 150 a 2500 psi.

Esta norma foi criada a partir da norma Petrobras N2827 de 2005, tendo sua primeira publicação como NBR 15827 em 2007, atendendo a uma demanda do mercado nacional, principalmente da Petrobras, quanto a um maior controle de qualidade do projeto e desempenho de válvulas *topside*, utilizadas nas etapas de exploração, produção, refino e transporte de produtos derivados do petróleo. A revisão de 2011 trouxe como exigência que o projeto das válvulas fosse validado através de uma análise pelo método dos elementos finitos (MEF). Entretanto, em função da dificuldade de adaptação do mercado nacional a essa exigência, no ano de 2014 a norma foi novamente revisada colocando o uso do MEF como opcional para o desenvolvimento do projeto de válvulas industriais. Entende-se que a mudança proposta na revisão de 2014 foi mais uma forma de conferir um maior prazo para a adaptação dos fabricantes, a essa tendência da engenharia internacional, do que o reconhecimento da não necessidade.

A norma apresenta, no item 6.2, os requisitos e cálculos necessários para a avaliação do projeto da válvula. Os requisitos principais para o cálculo das tensões e deformações atuantes, seguem abaixo listados com a mesma numeração utilizada na NBR 15827:2018:

 a. (item 6.2.1) – O fabricante deve apresentar memória de cálculo da válvula ou 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 resultante, 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 6.2.1.2) Os cálculos analíticos e/ou elementos finitos aplicam-se somente à válvula, não sendo necessária a análise de elementos finitos para o redutor;
- c. (item 6.2.1.3) Os critérios de análise de 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.

Através do item 6.2.1.3 da norma é possível perceber que, para o processo de validação do projeto da válvula, no que diz respeito às tensões e deformações admissíveis dos componentes, devem ser seguidos os critérios estabelecidos na norma ASME Seção VIII Divisão 2.

3.3 ASME B16.34

A norma ASME B16.34 é uma das normas mais utilizadas para o dimensionamento de válvulas e dedica-se a fornecer as diretrizes para a fabricação de válvulas de conexões flangeadas, roscadas e soldadas. No corpo da norma são apresentados critérios como: faixas de temperaturapressão, dimensões, tolerâncias, materiais, ensaios não destrutivos, testes, identificação de válvulas dos diversos tipos.

O item 6 da norma (*Dimensions*) apresenta os critérios utilizados para o dimensionamento dos principais componentes do equipamento baseado em tabelas e cálculos analíticos que levam em consideração as condições de operação e particularidade do projeto da válvula. De forma geral, no desenvolvimento de um novo projeto de uma válvula, parte-se dos critérios da norma ASME B16.34 e em seguida é feita uma avaliação mais criteriosa pela norma ASME Seção VIII Divisão 2 Parte 5, inclusive com o objetivo de otimizar do projeto do corpo e castelo do equipamento.

3.4 ASME SEÇÃO VIII DIVISÃO 2

A norma ASME Seção VIII Divisão 2 apresenta os requisitos mandatórios, impedimentos e boas práticas para o projeto, materiais, fabricação, verificação, inspeção, testes e certificação de vasos de pressão e seus respectivos equipamentos de segurança.

A Divisão 2 apresenta uma série de regras e procedimentos de cálculos alternativos ao apresentado na Divisão 1 da norma, com o objetivo de dar maior liberdade e segurança ao projetista para o projeto de novos equipamentos. A norma faz uso de métodos e tecnologias mais modernas, como o MEF e o cálculo computacional, apresentados na Parte 5 (Projeto por Análise) do código. Nesta divisão estão incluídos os vasos de pressão com pressão de operação entre 3.000 PSI e 10.000 PSI, vasos de pressão em unidades flutuantes (embarcados) e vasos submetidos à chama quando não enquadrados nas seções I, III e IV do código ASME (MOSS e BASIC, 2013).

Os métodos de cálculo utilizados na Divisão 2, tornam possível a utilização de tensões admissíveis mais elevadas, trazendo racionalidade ao projeto e consequente redução no custo de fabricação do vaso de pressão. Quando o vaso possui uma espessura menor que 50 mm é comumente utilizada a Divisão 1 da ASME, ultrapassando esse limite de espessura, recomendase o uso da Divisão 2. Outros fatores importantes que justificam a aplicação da Divisão 2 são: grau de risco elevado envolvido na operação do equipamento, projetos com geometria complexa e vasos submetidos à condições de carregamento não previstas na Divisão 1 do código (BEDNAR, 1986).

3.4.1 Projeto por análise

A parte 5 da norma ASME Seção VIII Divisão 2 trata do projeto por análise de vasos de pressão. Esta metodologia de projeto faz uso da análise de tensões para avaliar o vaso quanto aos seguintes modos de falha: (i) colapso plástico; (ii) falha localizada; (iii) flambagem e; (iv) efeitos de cargas cíclicas (fadiga). São permitidas também, além da análise de tensões, análises experimentais e análises baseadas nos princípios da mecânica da fratura. Com o projeto por análise, tornou-se possível estudar as consequências dos diversos modos de falhas do equipamento, impondo-se, consequentemente, limites para cada um deles (ASME, 2019).

O procedimento de análise de tensões por MEF, apresentado na Parte 5 do código, é desenvolvido através de análises numéricas que levam em consideração os seguintes aspectos: (a) efeitos da combinação de carregamentos; (b) propriedades do material e; (c) método de análise (elástica e inelástica). Apesar de fornecer uma série de recomendações sobre a análise, a norma não detalha as particularidades da construção do modelo computacional, considerando que, as condições de contorno, carregamentos e geometria podem variar significativamente de acordo com o projeto e aplicação do equipamento (ASME, 2019), dessa forma as possibilidades

de erros na formulação do modelo e consequente obtenção de resultados imprecisos devem ser suplantadas pela necessidade de grande experiência do projetista.

A utilização do projeto por análise permite um entendimento mais completo e o maior domínio sobre o projeto do equipamento, trazendo como resultado uma maior eficiência e economia na fabricação de vasos de pressão, quando comparados com os projetos desenvolvidos a partir dos métodos de cálculo utilizados na Divisão 1 do mesmo código, considerando que o projeto por análise avalia a condição de operação do equipamento através dos resultados em termos de tensão e deformação, ou seja, o fenômeno físico é estudado em substituição a uma formulação empíerica pautada em experiências pregressas (MOSS; BASIC, 2013).

A norma ASME Seção VIII Divisão 2 não possui aplicação específica para válvulas industriais, entretanto os principais códigos que trazem as diretrizes para o projeto destes equipamentos, referenciam a ASME como a norma a ser utilizada para a análise de sua carcaça (corpo e castelo) (ROSSETTO, 2016).

Discutindo especificamente sobre a prevenção do modo de falha de colapso plástico, considerase que existem três métodos de análise apresentados pela Divisão 2, os quais são: Método da Análise Elástica, Método de Análise por Carga Limite e Método de Análise Elastoplástica.

Método de análise elástica

O Método de Análise Elástica é tratado no item 5.2.2 da ASME Seção VIII Divisão 2. Segundo a norma, os resultados de tensões atuantes obtidos nesta análise devem ser comparados com valores de tensões admissíveis estabelecidos de forma conservadora pelo código. Garantido que o valor das tensões atuantes seja inferior ao valor das tensões admissíveis, é possível atestar a integridade do vaso com o grau de segurança adequado e proceder com as outras etapas da análise para aprovação final do projeto.

Segundo Dowling *et. al* (2013), o critério de falha utilizado na análise elástica de vasos de pressão para um estado geral de tensões é o critério da máxima energia de distorção (ou critério da máxima tensão cisalhante octaédrica), também conhecido como critério de Von Mises, no qual a tensão normal equivalente, a ser comparada com a tensão normal de escoamento, é dada pela Equação 1. As revisões da norma ASME anteriores ao ano de 2007, utilizavam o Critério do Cisalhamento Máximo (ou Critério de Tresca) para o cálculo das tensões equivalentes, entretanto através de experimentos em tubos de aço de parede fina, foi identificado que o Critério de Von Mises apresenta um resultado mais próximo do comportamento real do material
(OSAGE; SOWINSKI; THE ENGINEERING GROUP, 2014). A Figura 8 ilustra a sobreposição dos gráficos que representam as superfícies de escoamento plotadas no espaço das tensões principais (σ_1 , $\sigma_2 e \sigma_3 = 0$) para esses dois critérios de falha, considerando o estado plano de tensões. Os experimentos realizados comprovaram que, em alguns pontos do gráfico, o Critério de Falha de Von Mises é menos conservador em até 15% se comprado ao Critério de Falha de Tresca. As tensões equivalentes, localizadas no interior das figuras geométricas, estão abaixo do limite de escoamento do material (CHEN; HAN, 1988).

$$\sigma_0 = \frac{1}{\sqrt{2}}\sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}$$
(1)

As tensões calculadas devem ser decompostas, categorizadas e comparadas a limites de tensões admissíveis definidos pelo código. No processo de categorização, são avaliados diferentes níveis de tensões para proteção contra o colapso plástico, sendo estas: Tensão Primária de Membrana Geral, Tensão Primária de Membrana Local, Tensão Primária de Flexão, Tensões Secundárias Equivalentes e Tensões de Pico.





Fonte: (DOWLING, 2013). Adaptado pelo autor.

a. Tensão Primária Geral de Membrana (P_m) - São tensões médias constantes atuantes ao longo da parede (espessura) do vaso de pressão, decorrentes principalmente dos esforços devidos à pressão interna. Para vasos de parede fina, é comum confundir-se o valor da tensão de membrana como sendo o valor da tensão total. As tensões de membrana podem ser tensões de tração ou compressão a depender da condição de operação do vaso (MOSS; BASIC, 2013).

- b. Tensão Primária de Membrana Local (P_l) São tensões de membrana localizadas decorrentes da pressão ou outras cargas mecânicas pontuais. Essas tensões tendem a apresentar redução no valor a partir da ocorrência de deformações plásticas (escoamento), seguidas de redistribuição da tensão atuante. São tensões que ocorrem geralmente nas proximidades de elementos de transição, a exemplo da região de ligação entre o corpo e tampo do vaso de pressão. A tensão primária de membrana localizada poderia ser considerada como uma tensão secundária, entretanto essa tensão pode levar a condição de deformação excessiva do componente, devendo possuir limite de tensão admissível inferior ao definido para tensões secundárias (BEDNAR, 1986).
- c. Tensão Primária de Flexão (P_b) As tensões de flexão atuam ao longo da parede do vaso, partindo de um valor máximo positivo na face interna da parede (tração), para um valor mínimo negativo na face externa da parede (compressão). No ponto médio, medido ao longo da espessura do vaso de pressão, o valor da tensão de flexão é nulo. Estas tensões são causadas principalmente por conta do raio de curvatura do vaso, sendo que, para vasos de grande espessura (R/t < 4), os valores destas tensões são de grande relevância para o cálculo, ocorrendo justamente o oposto para vasos de parede fina. Além da relação entre pressão interna e a curvatura do vaso, existem outras cargas que podem gerar tensões de flexão, a exemplos das cargas externas aplicadas ao equipamento e carregamentos devidos a descontinuidades geométricas (MOSS e BASIC, 2013).

As tensões primárias são tensões normais e de cisalhamento que têm como característica principal não serem auto limitantes, ou seja, aplicando-se um carregamento que produza tensões superiores ao limite de escoamento, o material tende a continuar deformando até atingir o limite de ruptura (CHATTOPADHYAY, 2004). As cargas que produzem as tensões primárias são geralmente cargas mecânicas relacionadas ao equilíbrio estático da estrutura (pressão interna, peso próprio, etc.), ou seja, em uma análise de tensões, as cargas que produzem as tensões primárias são as únicas que podem levar a estrutura ao colapso plástico, com exceção das situações onde a estrutura esteja submetida a carregamentos cíclicos. Uma exceção a essa regra são as tensões de membrana localizadas que, conforme discutido anteriormente, apresentam comportamento semelhante ao de tensões secundárias (HECHMER; HOLLINGER, 1998).

d. **Tensões Secundárias Equivalentes (***Q***)** - Em contrapartida ao que ocorre com tensões primárias, as tensões secundárias são autolimitastes e não apresentam valores superiores

ao valor alcançado no limite de escoamento do material. Isso significa dizer que, pequenas deformações plásticas e distorções, fazem com que o valor destas tensões apresente significativa redução em função di fenômeno da redistribuição de tensões (*shakedown*). Exemplos de tensões secundárias são as tensões devido a gradientes térmicos, restrições a dilatações térmicas, tensões em descontinuidades da estrutura e, em alguns casos, tensões de flexão e de membrana localizadas. Para o colapso plástico, as tensões secundárias não são avaliadas pela norma ASME Seção VIII Divisão 2. A análise das tensões secundárias torna-se importante em casos de carregamento cíclico (análise de fadiga), que não faz parte do escopo deste trabalho (ASME, 2015; MOSS; BASIC, 2013; TELLES, 1996).

e. Tensões de pico (F) – As tensões de pico são tensões que devem ser somadas às tensões primárias e secundárias, ocorrendo devido à concentração de tensões localizadas. Essas tensões originam-se principalmente em descontinuidades geométricas e atuam em áreas reduzidas de pequena extensão. As tensões de pico (localizadas máximas) não costumam representar grande risco aos equipamentos submetidos a carregamentos monotônicos, principalmente em função da sua pequena área de atuação e da possibilidade de redistribuição de tensão para áreas adjacentes, mediante escoamento. É importante considerar que a redistribuição de tensões pode causar uma distorção excessiva no componente, podendo trazer prejuízos à condição de serviço. Os valores admissíveis para as tensões de pico são inferiores aos valores admissíveis para tensões secundárias. As tensões de pico não devem ser avaliadas na proteção contra o colapso plástico do vaso (ASME, 2019; BEDNAR, 1986).

Os valores das tensões admissíveis, apresentados na ASME, foram definidos tomando como base a teoria da análise limite. Neste tipo de abordagem, o material apresenta comportamento elástico perfeitamente plástico, ou seja, não existe o fenômeno do encruamento (Figura 9).



Figura 9 - Curva tensão e deformação de material elástico-perfeitamente plástico

Fonte: (DOWLING, 2013). Adaptado pelo autor.

Segundo Albuquerque (1999), a metodologia utilizada para a determinação das tensões admissíveis do código, pode ser entendida através da análise de uma barra tracionada ou submetida à flexão (Figura 10). Considerando o material representado pelo diagrama tensão versus deformação, ilustrado pela Figura 9, a falha na barra tracionada ocorre quando a tensão atuante alcança um valor igual ao limite de escoamento do material (S_v) . Neste caso todos os pontos da seção irão plastificar simultaneamente (desprezando aqui efeitos de concentração de tensões). Para o caso de flexão pura (e.g. viga, placa), incialmente ocorrerá a plastificação da região das extremidades superior e inferior da seção. Com aumento do valor do momento fletor haverá, progressivamente, um aumento da região plastificada. Nessa condição, para que se garanta o desenvolvimento de uma rótula plástica, não é suficiente avaliar os valores máximos da tensão obtida nas superfícies do componente e compará-los com a tensão de escoamento do material, pois essa análise garantirá apenas o início da plastificação da barra. A tensão que garante a perda de estabilidade deste componente, em casos de incidência apenas de carregamento de flexão, é obtida através da multiplicação da tensão de escoamento por uma constante maior do que um, denominada fator de forma. Para vasos de pressão que possuem seção transversal retangular, o fator de forma assume o valor de 1,5.

Uma curva iterativa, para um elemento estrutural de seção retangular, é apresentada na Figura 11. É possível observar que, quando a tensão da membrana (P_m) é zero, atuando apenas o momento fletor, capaz de promover a plastificação de toda seção da estrutura, o valor fictício da tensão normal de flexão, desconsiderando o limite de escoamento, é calculado como 1,5 S_y , sendo S_y a tensão de escoamento do material (CHATTOPADHYAY, 2004).



Figura 10 - Análise de barra tracionada e submetida a esforçoes de membrana e de flexão

Fonte: (ROSSETTO, 2016). Adaptado pelo autor.



Figura 11 - Fatores de forma utilizados para seção retangular

Fonte: (CHATTOPADHYAY, 2004). Adaptado pelo autor.

As equações 2, 3 e 4, indicam os valores de tensões admissíveis para proteção quanto ao colapso plástico, definidos pela ASME, tomando como base a teoria da análise limite, discutida acima (ASME, 2019).

$$P_m \le S \tag{2}$$

$$P_l \le S_{PL} \tag{3}$$

$$P_l + P_b \le S_{PL} \tag{4}$$

O valor de S_{PL} deve ser definido como sendo o maior valor entre:

- a. 1,5 multiplicado pelo valor da tensão admissível apresentada no anexo 3-A da ASME Seção VIII Divisão 2;
- b. S_y para o material do Anexo 3-A da ASME Seção VIII Divisão 2, com exceção de quando o valor da relação entre a força de escoamento especificada e a resistência à tração for superior a 0,70, ou o valor de S for governado por fenômenos dependentes do tempo, como indicado no anexo 3-A da ASME Seção VIII Divisão 2. Nesse caso o valor utilizado é de 1,5 multiplicado pelo valor da tensão admissível apresentada no anexo 3-A da ASME Seção VIII Divisão 2.

Na revisão de 2019 da norma ASME Seção VIII Divisão 2, foi acrescentado o item 5.2.2.5, que estabeleceu novos limites para as condições de teste hidrostático a partir da tabela 5.3 e item 4.6.1.2 do código. Essas condições são diferentes das apresentadas nas equações 2 a 4 e seguem indicadas abaixo:

$$P_m \le \beta_T S_y \tag{5}$$

Para $P_m \leq S_y/1,5$:

$$P_m + P_b \le \gamma_{min} S_y \tag{6}$$

Para $S_y/1, 5 < P_m \le \beta_T S_y$:

$$P_m + P_b \le \left(\frac{1 - \gamma_{min}}{\beta_T - \frac{1}{1,5}}\right) P_m - \left[\left(\frac{1 - \gamma_{min}}{\beta_T - \frac{1}{1,5}}\right) \beta_T - 1\right] S_y$$
(7)

Os valores utilizados para β_T , γ_{min} , podem ser obtidos pela Tabela 4.1.3 do código. Para a condição de teste hidrostático os valores utilizados para β_T e γ_{min} são, respectivamente, 0,95 e 1,5 β_T .

Linearização de tensões

A teoria de análise elástica, apresentada na Parte 5 da ASME Seção VIII Divisão 2, é fundamentada na teoria de cascas e placas apresentada no livro *Theory of Plates and Shells* de S. P. Timoshenko. Para este critério de cálculo, as tensões são avaliadas a partir da distribuição de tensões de membrana e flexão de um elemento infinitesimal de casca, com pequena espessura (ALBUQUERQUE, 2000).

O cálculo de vasos de pressão, fazendo uso de métodos computacionais, tem sido cada vez mais utilizado, principalmente no que diz respeito à análise de vasos com geometria complexa e espessura moderada. Nessas condições de projeto, os métodos analíticos são incapazes de promover um estudo mais detalhado das tensões e deformações atuantes nas proximidades de regiões de transição geométrica ou pontos de singularidade.

Em função da geometria de alguns vasos, a utilização de elementos do tipo casca torna-se inviável na construção do modelo. Nestas situações, a solução adotada é o uso de elementos

sólidos, mais adaptáveis à geometria do equipamento. Os elementos sólidos fazem uso da teoria da elasticidade 3D, onde as tensões calculadas em um ponto, dependem das seis componentes de tensão: σ_x , σ_y , σ_z , τ_{xy} , τ_{yz} , τ_{zx} . Quando esses elementos são utilizados no modelo computacional, os resultados de tensão obtidos não são apresentados em termos das componentes de tensão de membrana e flexão, sendo dessa forma inviável uma comparação com limites de tensão admissível estabelecidos pela ASME Seção VIII Divisão 2. Para contornar este problema, foi desenvolvida uma técnica denominada Linearização de Tensões.

A linearização de tensões foi incialmente desenvolvida por Kronke em estudos realizados na década de 70, onde foi apresentado um método para a decomposição das tensões atuantes em um modelo de elementos finitos sólidos axissimétricos, nas componentes de tensões de membrana e flexão (KROENKE; ADDICOTT; HINTON, 1975). O autor propôs, dessa forma, um método capaz de relacionar os resultados de tensões tridimensionais calculadas no elemento sólido com as tensões calculadas em elementos do tipo casca, permitindo dessa forma uma avaliação direta com os limites de tensões estabelecidos pela ASME.

O processo de linearização de tensões é ilustrado na Figura 12. Nesta figura é possível identificar a curva da tensão total ao longo da espessura (Tensão Total), a contribuição da tensão de membrana (Membrana) e a curva que indica o somatório da tensão de membrana e tensão de flexão (Tensão Linearizada).



Figura 12 – Decomposição da tensão total em tensão de flexão membrana

Fonte: (HOLLINGER; HECHMER, 2000). Adaptado pelo autor.

No método de linearização de tensões, as tensões atuantes através da espessura do vaso são decompostas seguindo linhas (SCL) ou planos (SCP) de classificação de tensões, com exemplos

ilustrados nas Figuras 13 e 14. A figura 13 apresenta o corte longitudinal de um modelo elementos finitos de um vaso de pressão, sendo possível perceber a espessura (comprimento da SCL) e a região de transição entre a componente horizontal e vertical do corpo do equipamento. A Figura 14 ilustra um corte semelhante de um vaso, entretanto é representada apenas a espessura dos trechos vertical e horizontal. Algumas configurações particulares de vasos, a exemplo de vasos de pressão retangulares, permitem a utilização de planos de classificação de tensões, entretanto, pelas características da geometria cilíndrica mais comumente utilizada, as linhas de classificação tendem a atender a um espectro maior de equipamentos (HECHMER; HOLLINGER, 1998).





Fonte: (ASME, 2019). Adaptado pelo autor.





Fonte: (HECHMER; HOLLINGER, 1998). Adaptado pelo autor.

No processo da classificação da tensão, com o uso da linearização de tensões, as etapas mais trabalhosas são a definição da localização, da direção e posterior validação das linhas de classificação de tensões. As SCL devem ser localizadas seguindo uma série de regras

apresentadas no relatório do *Welding Research Council*, denominado WRC 429. Este relatório apresenta as diretrizes para a aplicação da linearização de tensões divididas em quatro etapas, ou áreas: o mecanismo de falha relacionado à categoria das tensões (AREA I), a tensão apropriada para cada categoria de tensões (AREA II), a localização apropriada na geometria do vaso de pressão para a avaliação das tensões (AREA III) e a determinação da tensão linearizada de membrana e flexão (AREA IV) (HOLLINGER; HECHMER, 2000).

Em cada uma destas etapas, são apresentados diretrizes e métodos que devem ser seguidos para que os resultados obtidos na AREA IV sejam confiáveis e assim possam ser utilizados para uma comparação direta com as tensões admissíveis definidas pela norma. O relatório deixa claro que, para equipamentos de geometria complexa, o processo de linearização de tensões é extremamente complexo e trabalhoso. Como mencionado anteriormente, os resultados obtidos estão diretamente associados à experiência do projetista em trabalhar com linhas e planos de classificação de tensões, não dependendo apenas do entendimento das diretrizes e recomendações presentes no WRC 429, principalmente no tocante à interpretação de quais parcelas das tensões calculadas devem ser classificadas como de primeira ou segunda ordem (HECHMER e HOLLINGER, 1998).

Em um dos tópicos apresentados no WRC 429, é mencionado que todos os estudos feitos naquela data, se limitaram ao estudo de vasos de parede fina ou moderada, com razão de raio e espessura definida por $R/t \ge 4$. Para vasos de pressão que possuam razão R/t < 4, a distribuição das tensões radial e circunferencial através da espessura tem comportamento nãolinear e, desta forma, os resultados obtidos a partir do processo da linearização de tensões, podem ser imprecisos e não conservativos. Para projetos de vasos com essas características, é recomendada a utilização de métodos inelásticos (ASME, 2019).

O relatório do WRC 429 serviu como base para a revisão da norma ASME Seção VIII Divisão 2 doa ano de 2007 e a inclusão do MEF como alternativa para análise de vasos de pressão. Os estudos do PVRC foram divididos em três fases, sendo que as duas fases iniciais já estão presentes no WRC 429. A terceira fase, ainda não publicada, deverá tratar das diretrizes para as análises inelásticas e o estudo de outros métodos para análises elásticas, em substituição à linearização de tensões (HECHMER; HOLLINGER, 1998).

No trabalho desenvolvido por LI *et al.* (2017) é apresentado um método alternativo para a análise elástica de tensões em vasos de pressão, sem a necessidade do uso da linearização e categorização de tensões. Os resultados obtidos nestes trabalhos, apesar de promissores, ainda

não foram incorporados à ASME e, por conta disso, ainda não podem ser utilizados para projetos de vasos de pressão com base nessa norma.

A norma ASME Seção VIII Divisão 2, no anexo 5-A, faz uma abordagem sobre método de linearização de tensões baseado nos trabalhos de Kroenke (1974-1985). Este é o método atualmente utilizado pelo código e será também aplicado neste trabalho através do aplicativo *Linearized Stress*, presente no software ANSYS Workbench 14.0 (ANSYS INC., 2013). No Anexo A deste trabalho, é apresentada a metodologia cartesiana de linearização de tensões utilizadas pelo *software*, incluindo o cálculo das componentes de tensão equivalente de membrana, flexão e pico.

Método de análise por carga limite

A análise por carga limite é uma alternativa à análise elástica de vasos de pressão quanto à proteção contra o colapso plástico. O método consiste em uma análise não-linear para pequenas deformações, que faz uso de um modelo de material com característica elástica perfeitamente plástica (sem encruamento), conforme demonstrado na Figura 9. Os deslocamentos e deformações indicados pelo método da carga limite, na região plástica, apresentam pouco significado físico para condição de grandes deformações plásticas, e por conta disso, para análises que avaliam a condição de serviço do equipamento nessa condição, este método não deve ser utilizado (ASME, 2019).

A análise por carga limite tende a ser menos conservadora que a análise elástica. Nesta análise, as tensões atuantes não ficam limitadas a valores previamente definidos pelo código. Por fazer uso de material elástico perfeitamente plástico, o método não representa o fenômeno do encruamento, que constitui no endurecimento do material após o escoamento (CHEN; HAN, 1988).

A análise por carga limite pode ser realizada utilizando o MEF, sendo que a carga de colapso plástico, ou carga limite, é definida como carga que leva o equipamento ou estrutura à instabilidade estrutural.

Para o modelo numérico, a instabilidade estrutural ocorre quando, mesmo para pequenos incrementos de carga (*steps*), o equilíbrio estático da estrutura não é alcançado. Para a definição da carga admissível de projeto, são aplicados fatores de segurança na ordem de 2/3 à carga de colapso plástico (ASME, 2019). Por não ser necessária a linearização e classificação de tensões,

a análise computacional por carga limite é um procedimento menos trabalhoso para o projetista, na avaliação de vasos de pressão, quando comparado à análise elástica com linearização de tensões, principalmente com o uso de pacotes comerciais de elementos finitos atualmente disponíveis no mercado (ROSSETTO, 2016).

Conforme apresentado no artigo escrito por CARMICHAEL e MACKENZIE (2010) e no estudo da Geometria 11 do WRC 429, um método alternativo que pode ser utilizado para a determinação da carga limite da análise é o método do *Twice Elastic Slope Criterion* (TES). Esse método é baseado na construção de um gráfico característico de deformação e carregamento para o componente estudado na análise computacional. A carga é apresentada graficamente como ordenada e a deformação (deflexão ou deslocamento) como abcissa, conforme ilustrado na Figura 15. A carga de colapso plástico é definida traçando uma linha de limite de colapso, a partir da origem da curva de carga e deformação, com o dobro da inclinação, medida em relação ao eixo de carga, da resposta do regime elástico inicial, ou seja, $tan\Phi = 2tan\theta$. A carga limite de colapso plástico (P_{ϕ}) é então definida como o valor obtido no ponto de interseção dessas curvas.





Fonte: (CARMICHAEL; MACKENZIE, 2010). Adaptado pelo autor.

Método de análise elastoplástica

Na proteção contra o colapso plástico, o método de análise que melhor representa o comportamento da estrutura é o de análise elastoplástica. O método elastoplástico é um método não-linear que faz uso de um material que tem, em sua curva de tensão versus deformação, a representação do regime elástico, do regime plástico e a contribuição do encruamento para o

aumento da resistência mecânica do material (comportamento elastoplástico), conforme ilustrado na Figura 16 (DOWLING, 2013).



Figura 16 - Curvas de tensão e deformação de materiais elastoplásticos

Fonte: (DOWLING, 2013). Adaptado pelo autor.

A análise elastoplástica segue o mesmo princípio da análise por carga limite, fazendo uso do MEF e de uma análise não-linear, para definir a carga que irá levar a estrutura ao colapso plástico e a não convergência do modelo numérico (ASME, 2019). Este método, entretanto, é menos conservador em função de representar o encruamento do material e não se limitar a pequenas deformações plásticas, de modo que o colapso plástico do equipamento não ocorre necessariamente após a plastificação da seção. Conforme já observado na Figura 9, no método de carga limite, ao atingir o limite de escoamento, o material irá apresentar grandes deformações plásticas sem a necessidade de variação da tensão atuante (OSAGE; SOWINSKI; THE ENGINEERING GROUP, 2014). No material elastoplástico, após alcançar o limite de escoamento, para que se produza uma variação da deformaçõe é necessário um incremento de carga e consequente variação da tensão (DOWLING, 2013). Em função desta característica, o método elastoplástico permite trabalhar no intervalo das deformações plásticas, representando mais apropriadamente o comportamento do material, sendo por isso mais utilizado para avaliações quanto à condição de serviço de equipamentos e em estudos de otimização de projeto (ASME, 2019).

A análise elastoplástica numérica é sustentada por seis pilares principais: decomposição aditiva da deformação, lei constitutiva elástica, superfície ou critério de escoamento, lei de encruamento, regras de fluxo plástico e critério de carregamento e descarregamento (CHEN; HAN, 1988).

As superfícies de escoamento apresentam as combinações de tensões principais em que o material permanece em regime elástico, definindo assim um limite a partir do qual ocorre deformações plásticas iniciais (no caso de escoamento) ou adicionais (no caso de pontos onde

o escoamento já ocorreu previamente), com posterior endurecimento, gerando assim uma nova superfície. Diversas superfícies de escoamento, também conhecidas como critérios de falha, são utilizados na mecânica do contínuo, sendo as mais conhecidas as superfícies de Von Mises, Tresca, Mohr, Mohr-Coloumb e Drucker-Prager. A escolha do critério de falha que deve ser utilizado está diretamente relacionada ao tipo de material e a relação entre a tensão hidrostática e o escoamento. Para materiais dúcteis, como no caso dos metais, a componente hidrostática do tensor tensão não têm influência no escoamento, sendo que as tensões cisalhantes, ou desviadoras, são as responsáveis por provocar o deslizamento entre os planos cristalinos e, por consequência, o escoamento do material (CHEN; HAN, 1988). Os critérios que apresentam esta independência, quanto a tensão hidrostática, são os critérios de falha de Tresca e Von Mises, apresentados nas Figuras 17 e 18, respectivamente.

Figura 17 - Superfície de escoamento de Tresca no espaço de tensões principais (ou espaço de Haigh-



Fonte: (DOWLING, 2013). Adaptado pelo autor.

Figura 18 - Superfície de escoamento de von Mises no espaço de tensões principais (ou espaço de Haigh-Westergaard)



Fonte: (DOWLING, 2013). Adaptado pelo autor.

Quando o material atinge o limite de escoamento, com o aumento progressivo da tensão, ocorre o fenômeno do endurecimento ou encruamento. No modelo constitutivo do material existem

três métodos principais para a representação deste fenômeno, conhecidos como: encruamento isotrópico, encruamento cinemático e encruamento misto.

O encruamento isotrópico promove um aumento proporcional do limite de compressão quando ocorre plastificação por tração e vice-versa, mantendo o centro desta superfície fixo conforme apresentado na Figura 19, para um estado plano de tensões. A superfície de escoamento evolui para uma subsequente quando o incremento aplicado de tensões tem componente normal à superfície e direcionada para fora. O processo de cálculo é incremental e iterativo, levando em consideração inclusive a curva tensão deformação unidimensional do material. Com isso é definida uma nova superfície de escoamento e recalculada a nova coordenada do ponto nesta nova superfície (CHEN; HAN, 1988).





Fonte: (CHEN; HAN, 1988). Adaptado pelo autor.

O encruamento cinemático promove um deslocamento da superfície de escoamento no plano σ_1 / σ_2 mantendo a diferença entre o limite de tração e compressão constantes, conforme apresentado na Figura 20. A alteração da superfície ocorre em função dos mesmos princípios do encruamento isotrópico. O principal benefício da utilização do encruamento cinemático é a possibilidade da representação do efeito de Bauschinger (Figura 22). Para o caso de barras metálicas sob carga axial, este fenômeno representa a redução (ou aumento) da tensão de escoamento a compressão provocada pelo aumento (ou redução) da tensão de escoamento a tração (via aumento da deformação plástica positiva (ou negativa) e vice-versa. Para modelos submetidos a carregamentos cíclico, cujo material apresenta o efeito de Bauschinger, deve ser adotada a opção da utilização da regra de encruamento cinemático em detrimento da regra de encruamento isotrópico (CHEN; HAN, 1988; DOWLING, 2013).





Fonte: (CHEN; HAN, 1988). Adaptado pelo autor.

A regra de encruamento mista (Figura 21) é uma composição independente dos efeitos do encruamento isotrópico e cinemático, promovendo uma alteração da posição acompanhada de um aumento da superfície de escoamento. Com a regra de encruamento mista, fazendo ajustes nas variáveis referentes ao encruamento isotrópico e cinemático, é possível simular diferentes graus do Efeito de Bauschinger.





Fonte: (CHEN; HAN, 1988). Adaptado pelo autor.

Para que sejam feitas as correlações entre a superfície de escoamento atuante e subsequente, é necessário constituir relações denominadas regras de fluxo. As regras de fluxo são responsáveis por associar as funções de carregamento com as relações incrementais de tensão e deformação plástica em um material que apresenta o fenômeno do encruamento. Estas regras moldam a

relação constitutiva que correlaciona todas as variáveis envolvidas no processo de cálculo das tensões na análise elastoplástica (CHEN; HAN, 1988).

Figura 22 - Efeito de Bauschinger - Resultados para encruamento isotrópico e cinemático



Fonte: (DOWLING, 2013). Adaptado pelo autor.

Por conta de ser uma análise não-linear, a análise elastoplástica é resolvida via processo incremental-iterativo onde diversos problemas lineares são resolvidos iterativa em cada incremental de carga até obter-se o equilíbrio estático, tornando o problema com custo computacional muito maior que o problema linear. Em função desta característica, é necessário definir adequadamente os parâmetros de incrementos de carga e processo iterativo que serão aplicados no modelo numérico, para que seja possível alcançar a convergência a resultados confiáveis (CHEN; HAN, 1988).

4 EQUAÇÕES DE LAMÉ

Conforme demonstrado por RILEY (2007), para determinação da tensão radial (σ_{rr}) e circunferencial ($\sigma_{\theta\theta}$) em qualquer ponto da parede de vasos de grande espessura ($R/t \ge 4$), podem ser utilizadas as equações baseadas no estudos do físico francês G. Lamé (Eq. 08 e 09). A Figura 23, traz a representação de um vaso de parede espessa, submetido à pressa interna (p_i) e pressão externa (p_0).

$$\sigma_{rr} = \frac{\left(\frac{b^2}{r^2} - 1\right)}{\left(\frac{b^2}{a^2} - 1\right)} \cdot p_i - \frac{\left(\frac{b^2}{a^2} - \frac{b^2}{r^2}\right)}{\left(\frac{b^2}{a^2} - 1\right)} \cdot p_0$$
(8)
$$\sigma_{\theta\theta} = \frac{\left(\frac{b^2}{r^2} + 1\right)}{\left(\frac{b^2}{a^2} - 1\right)} \cdot p_i - \frac{\left(\frac{b^2}{a} + \frac{b^2}{r^2}\right)}{\left(\frac{b^2}{a^2} - 1\right)} \cdot p_0$$
(9)

Figura 23 - Variáveis da equação de Lamé



Fonte: (BRAGA, [s.d.]).

Nos gráficos ilustrados na Figura 24, é possível perceber que as tensões radiais e circunferenciais calculadas, a partir das Equações de Lamé, apresentam comportamento parabólico, com a característica não linear da curva acentuando-se progressivamente com o aumento da espessura.



Figura 24 - Vasos de parede espessa e fina - tensão radial e circunferencial através da espessura

Fonte: (BRAGA, [s.d.]). Adaptado pelo autor.

As equações de Lamé serão utilizadas neste trabalho como o método analítico para o estudo do comportamento das curvas das tensões circunferencial e radial.

5 METODOLOGIA DA ANÁLISE

5.1 VÁLVULA GAVETA DE PASSAGEM PLENA API 6A 5000 PSI

O objeto de estudo de caso para este trabalho é uma válvula gaveta de passagem plena fornecida pela empresa WEB Nordeste e ilustrada na Figura 25.

Abaixo seguem listadas as especificações principais da válvula analisada:

- Pressão de Operação: 5.000 PSI (34,47 MPa);
- Pressão de Teste: 7.500 PSI (51,71 MPa);
- Norma de Referência: API 6A;
- Temperatura de operação: -20°C à 250°C;
- Relação raio espessura do corpo (R/t): 2,8;
- Fabricante: WEB Nordeste LTDA.

Figura 25 - Válvula gaveta de passagem plena (5000 PSI) - WEB Nordeste



Fonte: O autor.

As características dos materiais do corpo, castelo e prisioneiros, obtidos a partir dos ensaios de tração dos materiais e utilizados na formulação do modelo computacional, seguem apresentadas na Tabela 1.

	CORPO	CASTELO	PRISIONEIROS
Material	ASTM A 487-89 9C	AISI 4140	ASTM A 193-01 Grau B7
Tensão de escoamento (σ_0)	380 MPa	840 MPa	790 MPa
Tensão limite máxima (σ_u)	668 MPa	960 MPa	908 MPa
Modulo de Young (E)	200 GPA	200 GPA	200 GPA

Tabela 1 - Características dos materiais da válvula

Fonte: O autor.

5.2 MODELO DE ELEMENTOS FINITOS DA VÁLVULA CONDUIT

5.2.1 Simplificação da geometria do modelo CAD 3D

A geometria do modelo foi construída a partir de um modelo *CAD 3D* fornecido pelo fabricante do equipamento. O modelo passou por um processo de simplificação geométrica para a retirada de detalhes que não fossem relevantes para a análise, como por exemplo: marcações no corpo do equipamento; roscas de parafusos, porcas e furos; chanfros e arredondamentos com dimensões muito reduzidas quando comparados às dimensões do modelo.

As simplificações da geometria de modelos numéricos, em análises que fazem uso do MEF, são fundamentais para a redução do custo computacional. Os elementos de rosca, por exemplo, exigem um refino sensível da malha para a obtenção de resultados confiáveis e, como consequência, aumentam significativamente o tempo de processamento necessário para solução do modelo numérico. Como o projeto de roscas são normatizados, a avaliação deste tipo de componente, no modelo estudado, torna-se desnecessária.

5.2.2 Refino da malha

A malha foi gerada com a utilização de elementos tetraédricos (Tet10) do ANSYS (Figura 26), possuindo tamanhos de aresta dos elementos de 5,0 milímetros para o corpo e castelo; 2,5 milímetros para os prisioneiros, porcas e a região de contato entre as porcas e o castelo. As Figuras 27 e 28, apresentadas abaixo, ilustram uma visão global da malha definida para o modelo discretizado da válvula.

Figura 26 - Elemento tetraédrico Tet10



Fonte: (ROSSETTO, 2016).





Fonte: O autor.







Nas análises realizadas foram utilizados refinos progressivos das malhas de elementos finitos para avaliação da convergência. A partir dos tamanhos dos elementos finitos apresentados acima, os resultados obtidos em termos de tensões e deformações não sofreram variações relevantes (inferiores a 5% e áreas que não representam pontos de singularidade), com exceção de pontos de singularidades do equipamento, onde mesmo com a utilização de elementos com tamanhos reduzidos os desvios calculados se mantiveram com valor relevante (ZIENKIEWICZ; TAYLOR, 2000). Um aspecto importante nesse estudo de convergência, foi a percepção da importância da discretização da malha ao longo da espessura. Na análise de vasos de pressão, a utilização de apenas um elemento finito através da espessura pode causar erros mais significativos para os resultados, devendo ser avaliado pelo projetista se estes erros podem ocasionar riscos ao projeto do equipamento. Como boa prática, no modelo construído para a válvula, foram utilizados ao menos três elementos finitos ao longo da espessura dos componentes avaliados (corpo, castelo e prisioneiros).

Após a criação da malha, foram avaliadas características como a razão de aspecto e a qualidade dos elementos, ilustradas respectivamente nos gráficos das Figuras 29 e 30. A avaliação da qualidade e do refino da malha são importante para obtenção de resultados confiáveis na análise de elementos finitos (ZIENKIEWICZ; TAYLOR, 2000).



Figura 29 - Razão de aspecto dos elementos da malha

É possível observar que a razão de aspecto da grande maioria dos elementos da malha gerada, possui valores entre 1,16 e 2,5. Segundo o manual do ANSYS, elementos finitos tetraédricos

Fonte: O autor.

que possuem razão de aspecto entre 1,0 e 3,0, produzem resultados confiáveis para a análise gerada pelo algoritmo interno do programa (ANSYS INC., 2015). Na malha obtida, a razão de aspecto média encontrada é de 1,89, dentro dos limites recomendados.

A qualidade dos elementos também é um fator relevante, principalmente no tocante à convergência da análise. Conforme apresentado na Equação 10, esta característica está relacionada ao volume, comprimento dos lados, e uma constante "C" relacionada ao tipo de elemento finito que está sendo utilizado. Para a análise realizada o valor de "C" é de 124,707, aplicado a elementos tetraédricos (ANSYS INC., 2015).

$$Qualidade = C \left[volume / \sqrt{\left[\sum (comprimento \ dos \ lados)^2\right]^3} \right]$$
(10)

Segundo o manual do ANSYS, elementos com qualidade superior a 0,3 não costumam trazer problemas relacionados à convergência na solução do modelo numérico (ANSYS INC., 2015). É possível observar, na Figura 30, que grande parte dos elementos possui qualidade entre 0,75 e 1,00. Vale salientar que quanto mais próximo de 1 for o parâmetro "Qualidade" o elemento se aproxima de um tetraedro regular. O valor médio da qualidade dos elementos do modelo numérico analisado é de 0,82, valor significativamente superior ao limite de 0,3, atestando a qualidade da malhada gerada.





Fonte: O autor.

5.2.3 Sistema de Coordenadas

A Figura 31 ilustra o sistema de coordenadas utilizado na análise da válvula gaveta de passagem plena.



Figura 31 - Sistema de coordenadas utilizado nas análises da válvula



5.2.4 Cargas aplicadas

Foram aplicadas ao modelo cargas definidas a partir das condições de projeto da válvula fornecida pela WEB Nordeste. Esses carregamentos seguem listados abaixo:

- Carga inicial de pressão: 51,71 MPa (pressão de teste hidrostático);
- Carga inicial de aperto dos parafusos (pré-tensionamento): 52,00 kN (conforme estabelecido pela API 6A);
- Aceleração da gravidade: 9,806 m/s².

Não foram aplicadas cargas devido a gradientes térmicos, tendo em vista que para as análises quanto ao colapso plástico do equipamento (objeto deste estudo), não devem ser avaliadas as tensões de segunda ordem que não estejam associadas à carregamentos cíclicos. Em virtude dessa definição, todas as análises foram realizadas à temperatura ambiente (22 °C).

Foi inicialmente aplicada no modelo a carga devido a aceleração da gravidade (Figura 32), sendo na sequência aplicadas as cargas relacionadas ao aperto do parafuso (Figura 33) e pressão interna (Figura 34). A pressão foi aplicada em todas as superfícies internas do corpo e castelo da válvula que fazem contato com o fluido pressurizado durante o teste hidrostático. A aplicação sequencial da carga tem como objetivo representar mais precisamente a condição real

de teste do equipamento em bancada para o caso de análise elastoplástica, quando a carga de pressão interna é aplicada incrementalmente, mas o peso próprio não. Demais cargas previstas no código como cargas de vento, esforços oriundos de tubulações, etc., não foram aplicadas pois não estão presentes no teste em bancada utilizado como referência para este estudo.



Figura 32 - Aceleração da gravidade no modelo de EF



Figura 33 - Carga de aperto dos parafusos no modelo de EF



Fonte: O autor.





Fonte: O autor.

5.2.5 Condições de contorno

No *ANSYS Workbench*, foram definidas as condições de contorno do modelo de forma a representar aproximadamente o teste hidrostático realizado pelo fabricante no processo de aprovação do equipamento. Esta compatibilidade entre as condições do modelo e teste de bancada foram de fundamental importância para a posterior validação experimental do modelo numérico. A Figura 35 ilustra uma válvula passando por teste hidrostático na sede da WEB Nordeste.





Fonte: O autor.

Para simular a condição de fixação, foram criadas restrições do tipo "*Fixed Support*" nas regiões do flange que fazem interface com o sistema de fixação da bancada. A Figura 36 ilustra esta restrição utilizadas no ANSYS Worbench.



Figura 36 - Restrições do modelo

Fonte: O autor.

Devido à condição de fixação da válvula na bancada, sem a utilização de flanges cegos, utilizando o dispositivo apresentado na Figura 37, não existe cargas de tração ou compressão relevantes na direção longitudinal do corpo do equipamento, como seria de se esperar na avaliação de vasos de pressão ou caso a válvula fosse testada com flanges cegos nas duas, ou em uma das extremidades. Em função dessa característica, na simulação, não foram inseridos componentes que representassem o fechamento lateral dos equipamentos (flanges ou calotas).





Fonte: O autor.

5.2.6 Elementos de contato

Nas regiões do modelo computacional onde ocorrem situações físicas de contato entre os componentes da válvula, foram inseridos elementos de contatos do ANSYS, conforme indicado na Tabela 2.

Elemento de Contato	Peça 01	Peça 02
Bonded	Prisioneiro	Corpo
Bonded	Prisioneiro	Porca
Bonded	Prisioneiro*	Prisioneiro*
Bonded	Prisioneiro*	Prisioneiro
Frictional	Porca	Castelo
Frictional	Corpo	Castelo

Tabela 2 - Elementos de contato do ANSYS inseridos no modelo de EF da válvula

*Os prisioneiros foram divididos em três partes, para que fosse possível inserir o pretensionamento dos prisioneiros na região adequada.

Fonte: O autor.

Os elementos de contato tipo "*bonded*" permitem que os nós de uma peça independente do modelo 3D, sejam ligados aos nós da face de uma outra peça independente, a exemplo da

representação da união entre o prisioneiro e o corpo da válvula. Essa é a configuração padrão do ANSYS e se aplica a todas as regiões de contato (superfícies, linhas, faces, arestas). Se as regiões de contato estiverem configuradas como *bonded*, nenhum deslizamento ou separação entre faces ou arestas é permitido. Esse tipo de contato permite uma solução linear, pois o comprimento e a área do contato não mudam durante a aplicação da carga. Se esse contato for estabelecido no modelo computacional, quaisquer lacunas serão fechadas e qualquer penetração inicial será ignorada (ANSYS INC., 2013). É importante frisar que o a condição de *bonded*, definida pelo software como um elemento de contato, é apenas um artifício para conferir continuidade de dois componentes que tenham sido modelados separadamente (modelo 3D), mas em verdade são uma peça contínua.

O contato tipo "*frictional*" modela o contato unilateral padrão, isto é, é um elemento de contato que permite a separação entre duas superfícies e a especificação de atrito de Coulomb entre as superfícies de contato. Assim, lacunas podem se formar entre as peças do modelo, a depender da carga aplicada. A solução desse elemento de contato é não linear, pois a área de contato pode mudar à medida que a carga é aplicada. Para este tipo de contato, podem ser definidos diferentes coeficientes de atrito, a depender dos materiais utilizados nas peças. Os módulo de atrito utilizados na condição de contato tipo *frictional* foi de 0,6, simulando a condição de atrito *metal x metal* (ANSYS INC., 2013).

5.2.7 Análise elástica

5.2.7.1. Parâmetros da análise elástica

A análise elástica realizada no ANSYS foi configurada como "*Isotropic Elasticity*", ou seja, análise linear isotrópica. Neste tipo de análise, considera-se que as propriedades do material são as mesmas, independente da direção avaliada (mesmas propriedades em todas as direções).

O modelo possui não linearidades em função dos elementos de contato tipo *frictional*, conforme definido no item 5.2.6, e do pré-tensionamento aplicado aos prisioneiros. Por conta das não linearidades mencionadas, o cálculo realizado tem caráter incremental e, para a solução do modelo, foi escolhido o método iterativo *Full Newton Raphson*.

5.2.7.2. Linhas de classificação de tensões (SCL)

Para atender aos requisitos de tensão admissível estabelecidos pela norma, foi utilizado o método da linearização de tensões, apresentado na seção 3.4.1. Ao todo foram criadas trinta linhas de classificação de tensões (SCL) no modelo numérico.

As linhas de classificação foram criadas a partir de ferramenta de geometria do ANSYS Workbench, denominada "*path*". O sentido utilizado na criação destas linhas, relevante na apresentação dos resultados das tensões linearizadas, foi de "dentro para fora" da válvula, conforme ilustrado na Figura 38. Essa direção deve seguir um padrão único, para que os gráficos das tensões linearizadas possuam mesma referência em relação às superfícies interna e externa da parede do vaso. As linhas de classificação de tensões devem ser posicionadas nos limites dos elementos de transição, e nas regiões próximas, conforme as recomendações do relatório WRC 429. No modelo estudado, foram também criadas SCL em regiões mais distantes das descontinuidades e dos elementos de transição (Figura 39), para servir de referência para a avaliação da aplicabilidade do método da linearização de tensões para vasos de pressão de parede espessa.

Figura 38 - Exemplo da direção das Linhas de Classificação de Tensões



Fonte: O autor.





Fonte: O autor.

5.2.8 Análises inelásticas

As análises computacionais inelásticas desenvolvidas são a Análise por Carga Limite e a Análise Elastoplástica, com teorias base já apresentada na seção 3.4.1. As análises foram realizadas através do aplicativo *Mechanica*l do ANSYS Workbench e o método iterativo escolhido foi o de *Full Newton Raphson*

O critério de convergência escolhido para as análises foi baseado em uma tolerância de 0,5% em relação ao valor de referência de força (ou momento) calculado pelo *software*.

5.2.8.1. Parâmetros da análise por carga limite

A análise por carga limite foi construída a partir de uma curva tensão deformação com comportamento ilustrado na Figura 9. O aplicativo do ANSYS utilizado para a construção desta curva foi o "*Bilinear Kinematic Hardening*", que possui condição de encruamento cinemático, com base na superfície de escoamento de Von Mises. Na configuração da curva bilinear, mesmo considerando que para a análise de carga limite o módulo tangente deve ser zero, com patamar único de escoamento, foi inserido um pequeno valor para essa grandeza, medida utilizada para que se possa evitar problemas relacionados à convergência do modelo (ANSYS INC., 2014). A utilização desse módulo tangente pode trazer resultados de tensão ligeiramente superiores ao definido para o limite de escoamento.

Os valores de pressão aplicados ao modelo, partiram da pressão de teste hidrostático (51,71 MPa), alcançando o limite de 130,00 MPa. Os parâmetros para condição de contorno (restrições), refino de malha e elementos de contato, foram os mesmos aplicados na análise elástica.

5.2.8.2. Parâmetros da análise elastoplástica

A análise elastoplástica da válvula foi desenvolvida com base em uma curva discretizada, obtida através dos ensaios de tração dos corpos de prova, fabricados a partir dos materiais utilizados no corpo, castelo e prisioneiros da válvula. O aplicativo do ANSYS utilizado para a construção desta curva foi o "*Multilinear Kinematic Hardening*", que possui condição de encruamento cinemático, com base na superfície de escoamento de Von Mises. Este aplicativo torna possível de serem inseridos os pontos de tensão e deformação coletados no ensaio de tração, produzindo uma curva de tensão e deformação multilinear unidimensional, capaz de representar, com precisão, o processo de encruamento do material. Um ponto relevante para a inserção dos valores da tensão e deformação na curva multilinear, é a necessidade da conversão dos valores

de tensão e deformação de engenharia, obtidos nos ensaios de tração, em tensão real e deformação plástica (ANSYS INC., 2014).

Os valores de pressão aplicados ao modelo, partiram da pressão de teste hidrostático (51,71 MPa), alcançando o limite de 225,00 MPa. Os parâmetros para condição de contorno (restrições), refino de malha e elementos de contato, foram os mesmos aplicados na análise elástica.

5.3 VALIDAÇÃO DO MODELO NUMÉRICO

Em complemento às avaliações numéricas e analíticas realizadas, foi desenvolvida uma análise experimental de tensões da válvula gaveta, com o intuito de validar o modelo computacional construído. Para isso foram instalados dez extensômetros tipo roseta, posicionados em pontos do corpo do equipamento onde, na análise computacional, foram identificados reduzidos gradientes de tensões. Foram instaladas cinco rosetas em cada face externa da válvula (ver Figura 40).





Fonte: O autor.

A válvula foi testada em bancada de teste hidrostático, na empresa WEB Nordeste, a pressões de 5.000 PSI (operação) e 7.500 PSI (teste). Os extensômetros foram interligados ao sistema de aquisição de dados da Lynxs (ver Figura 41), responsável por converter os sinais elétricos capturados em grandezas de deformações. Foram realizados cinco conjuntos de testes para uma mesma pressão, totalizando dez ciclos de pressurização. Um *notebook*, com software da Lynxs, foi utilizado na análise para configuração do sistema de aquisição de dados e armazenamento dos resultados obtidos no experimento.

Figura 41 - Notebook e sistema de aquisição de dados da Lynxs



Fonte: O autor.

A Figura 42 ilustra a montagem final da válvula na bancada de pressurização da WEB Nordeste, com as dez rosetas instaladas.





Fonte: O autor.

Os testes foram realizados com a pressurização da válvula até a pressão de interesse (5.000 PSI e 7.500 PSI) que foi mantida constante por dois minutos. Em seguida o equipamento era despressurizado e novo ciclo de pressurização iniciava-se, até alcançar a quantidade de testes estabelecida acima.

Após a realização dos experimentos, foi constatado que, em função de defeitos em cinco fios em um total de sessenta (~8%), cinco extensômetros apresentaram erro na leitura do sinal. Os cinco extensômetros funcionais restantes representavam cada um dos pontos utilizados para análise, entretanto, pertenciam alternadamente às duas faces da válvula. Como o modelo utilizado para análise da válvula leva em consideração a simetria longitudinal do equipamento (Figura 28), os cinco extensômetros funcionais são representativos para avaliação dos cinco pontos de interesse, e podem ser utilizados para a validação do modelo de elementos finitos construído. A instalação de extensômetros em faces simétricas da válvula teve como objetivo conferir repetibilidade à análise, como uma forma de proceder com uma verificação preliminar dos resultados.

5.4 ENSAIOS DE TRAÇÃO

Os ensaios de tração foram desenvolvidos conforme as orientações da norma NBR ISO 6892-1:2015 Foram usinados cinco corpos de prova para cada um dos materiais (Figura 43) que compõem a válvula: corpo (ASTM A 487-89 9C), castelo, parafuso (AISI 4140) e prisioneiros (ASTM A 193-01 Grau B7). A máquina utilizada para os ensaios foi uma AG-IC 100 kN da Shimadzu.



Figura 43 - Corpos de prova dos materiais da válvula para ensaios de tração

Fonte: O autor.

Para obtenção dos resultados das deformações dos corpos de prova, foi utilizado um extensômetro do tipo *clip gage* modelo SG50-50 da Shimadzu. A opção do uso do *clip gage* foi feita para garantir que os resultados de deformações obtidos fossem confiáveis, não absorvendo os efeitos de possíveis folgas ou deslizamentos da máquina de tração.

Os ensaios foram realizados a uma velocidade de 10 MPa/s, valor limite para materiais com módulo de elasticidade (E) > 150 GPa. A montagem final para o ensaio de tração segue ilustrada na Figura 44. Os resultados do ensaio de tração serão apresentados no Apêndice A.



Figura 44 - Montagem final dos ensaios de tração

Fonte: O autor.

6 RESULTADOS E DISCUSSÕES

6.1 ANÁLISE ELÁSTICA

A norma ASME Seção VIII divisão 2, no item 5.2.1.3, afirma que a utilização de procedimentos de linearização de tensões aplicados a vasos de grande espessura, com relação R/t < 4, pode dar origem a resultados imprecisos e não conservadores. Esse não conservadorismo estaria associado a incapacidade do método em representar as não linearidades associadas a geometrias de grande espessura, podendo gerar uma interpretação incorreta e arriscada dos resultados, principalmente em casos de tensão atuante próxima ao limite de escoamento do material (ASME, 2019).

Para situações de vasos de parede espessa, as tensões de "pico" calculadas assumem uma característica que diverge da sua classificação como tensão de segunda ordem, que por característica estão associadas a possíveis fatores de concentração de tensões localizadas, tornando-se, em verdade, uma componente de primeira ordem, que deve ser avaliada na determinação do colapso plástico da estrutura.

Diante das recomendações presentes na literatura, e em função da observada utilização do método da linearização de tensões para vasos de parede espessa por parte da indústria e academia, foi realizado uma análise dos resultados de tensões linearizadas atuantes em uma determinada região do corpo de uma válvula gaveta de passagem plena (*conduit*), utilizada como estudo de caso deste trabalho. Esta análise objetivou perceber os possíveis desvios mencionados na literatura, principalmente no tocante aos resultados das tensões de pico, tensão radial e circunferencial, interpretando de que forma estes resultados podem trazer prejuízos à análise do equipamento quanto ao colapso plástico.

Conforme mencionado anteriormente, o procedimento da linearização de tensões, utilizado para o cálculo das tensões de membrana, flexão e pico, é apresentado no Anexo A deste trabalho.

6.1.1 Tensão radial e circunferencial linearizada - válvula e vaso de parede espessa

Para a primeira avaliação do comportamento das tensões linearizadas, foram escolhidos os resultados das tensões radial e circunferencial, obtidos a partir da linha de classificação de tensões SCL 7, posicionada no corpo da válvula, conforme ilustrado na Figura 45. Esses resultados são importantes na análise, pois pelas diretrizes apresentadas no WRC 429, os resultados das tensões radiais e circunferenciais são determinantes no processo de validação da linha de classificação de tensões (HOLLINGER; HECHMER, 2000)





Fonte: O autor.



Figura 46 - Gradiente de tensão equivalente nas proximidades da SCL7



A SCL 07 foi escolhida por estar localizada em uma região relativamente distante de descontinuidades, onde espera-se uma menor incidência de tensões localizadas (Figura 46), sendo possível, desta forma, analisar e interpretar os valores obtidos para as tensões de pico e o seu impacto sobre a tensão total calculada. Regiões de vasos de pressão localizadas a certa distância de descontinuidades, não necessitam ser avaliadas através do MEF (HECHMER; HOLLINGER, 1998), devendo-se proceder com esse tipo de análise em pontos de maior proximidade dos elementos de transição, entretanto, como objetivo desta análise é verificar os efeitos da geometria de parede espessa nos resultados da linearização de tensões, a posição da linha SCL 7 é a que melhor atende a esse objetivo. As Figuras 47 e 48, ilustram as curvas obtidas para a tensão radial e circunferencial na SCL 7. A SCL inicia na espessura 0 mm (face interna da válvula) e termina na espessura 20,6 mm (face externa da válvula). É possível
observar que, apesar de não apresentarem grandes distorções, estas curvas têm comportamento parabólico, condizente com o esperado para vasos de pressão de parede espessa (Figura 24).

Pelas análises realizadas no WRC 429, as curvas da tensão radial (*through thickness stress*) e circunferencial (*hoop stress*) através da espessura do vaso, devem possuir comportamento linear, sendo que desvios em relação a essa condição resultam na reprovação da SCL e necessidade de reposicionamento local (mudança de posição e/ou direção). Foram feitas algumas alterações na posição e direção das SCL 7, seguindo as diretrizes e recomendações do WRC 429, entretanto, o comportamento parabólico das tensões permaneceu inalterado.





Fonte: O autor.

Figura 48 - Tensão circunferencial através da espessura - SCL 7



Fonte: O autor.

Pela configuração das curvas da tensão radial e circunferencial obtidas através da SCL 7, não são observadas distorções comumente presentes nas proximidades de pontos de concentração de tensões e singularidades, a exemplo de elementos de transição (MIRANDA et al., 2011), conduzindo a uma expectativa de tensões de pico com valores pouco relevantes.

Conforme pode ser observado nas Tabelas 3 e 4, os resultados obtidos para as tensões de pico (F) da SCL 7, tanto para a tensão radial, quanto para a tensão circunferencial, têm valor significativo. É possível observar que os valores da tensão de pico têm grande contribuição nos resultados da tensão total radial e circunferencial, alcançando 5378,46% da tensão radial total na face externa e 19,40% da tensão circunferencial total nesse mesmo ponto.

Na superfície interna da parede, onde são observados os maiores valores de tensão (CHATTOPADHYAY, 2004), e consequentemente regiões mais críticas para o projeto do equipamento, a contribuição da tensão de pico em relação à tensão total, continua sendo relevante, representando 21,84% para a tensão radial e 9,85% para a tensão circunferencial.

As maiores contribuições percentuais observadas para a tensão de pico, radial e circunferencial, estão na superfície externa da válvula, onde a tensão total é próxima a zero. Nesses pontos, pequenos desvios no valor absoluto das tensões, tendem a provocar grandes desvios percentuais.

Espes. (mm)	Pm (MPa)	Pb (MPa)	Pm + Pb (MPa)	F (MPa)	Total (MPa)	F/Total
0	-17,866	-24,163	-42,029	-9,1774	-51,207	21,84%
0,85833	-17,866	-22,15	-40,016	-9,0526	-47,026	22,62%
1,7167	-17,866	-20,136	-38,002	-8,9278	-42,844	23,49%
2,575	-17,866	-18,122	-35,989	-8,803	-38,663	24,46%
3,4333	-17,866	-16,109	-33,975	-8,6782	-34,651	25,54%
4,2917	-17,866	-14,095	-31,961	-8,5534	-30,779	26,76%
5,15	-17,866	-12,082	-29,948	-8,4286	-27,684	28,14%
6,0083	-17,866	-10,068	-27,934	-8,3038	-25,351	29,73%
6,8667	-17,866	-8,0544	-25,921	-8,1789	-23,019	31,55%
7,725	-17,866	-6,0408	-23,907	-8,0541	-20,635	33,69%
8,5833	-17,866	-4,0272	-21,893	-7,9293	-18,24	36,22%
9,4417	-17,866	-2,0136	-19,88	-7,8045	-15,844	39,26%
10,3	-17,866	0	-17,866	-7,6797	-13,904	42,98%
11,158	-17,866	2,0136	-15,853	-7,5549	-12,309	47,66%
12,017	-17,866	4,0272	-13,839	-7,4301	-10,827	53,69%

Tabela 3 - Valores da tensão radial decomposta através da espessura - SCL 7

12,875	-17,866	6,0408	-11,825	-7,3053	-9,4137	61,78%
13,733	-17,866	8,0544	-9,8118	-7,1805	-8	73,18%
14,592	-17,866	10,068	-7,7982	-7,0556	-6,5697	90,48%
15,45	-17,866	12,082	-5,7847	-6,9308	-5,3666	119,81%
16,308	-17,866	14,095	-3,7711	-6,806	-4,2051	180,48%
17,167	-17,866	16,109	-1,7575	-6,6812	-3,3524	380,15%
18,025	-17,866	18,122	0,25613	-6,5564	-2,4996	-2559,79%
18,883	-17,866	20,136	2,2697	-6,4316	-1,6317	-283,37%
19,742	-17,866	22,15	4,2833	-6,3068	-0,75838	-147,24%
20,6	-17,866	24,163	6,2969	-6,182	0,11494	-5378,46%

Fonte: O autor.

_

Os valores observados para a tensão radial total são condizentes com o esperado e descrito no WRC 429, possuindo valor próximo ao oposto do valor da pressão interna do vaso (compressão) na superfície interna da parede (-51,21 MPa), e valor reduzido na superfície externa.

Espes. (mm)	Pm (Mpa)	Pb (Mpa)	Pm + Pb (Mpa)	F (Mpa)	Total (Mpa)	F/Total
0	67,843	37,821	105,66	11,548	117,21	9,85%
0,85833	67,843	34,67	102,51	11,368	111,51	10,19%
1,7167	67,843	31,518	99,361	11,188	105,8	10,57%
2,575	67,843	28,366	96,209	11,008	100,1	11,00%
3,4333	67,843	25,214	93,057	10,828	94,229	11,49%
4,2917	67,843	22,062	89,906	10,648	88,228	12,07%
5,15	67,843	18,911	86,754	10,467	83,412	12,55%
6,0083	67,843	15,759	83,602	10,287	79,757	12,90%
6,8667	67,843	12,607	80,45	10,107	76,103	13,28%
7,725	67,843	9,4553	77,298	9,927	72,664	13,66%
8,5833	67,843	6,3036	74,147	9,7468	69,276	14,07%
9,4417	67,843	3,1518	70,995	9,5667	65,887	14,52%
10,3	67,843	0	67,843	9,3866	63,036	14,89%
11,158	67,843	-3,1518	64,691	9,2064	60,591	15,19%
12,017	67,843	-6,3036	61,54	9,0263	58,112	15,53%
12,875	67,843	-9,4553	58,388	8,8462	55,611	15,91%
13,733	67,843	-12,607	55,236	8,666	53,111	16,32%
14,592	67,843	-15,759	52,084	8,4859	50,587	16,77%
15,45	67,843	-18,911	48,932	8,3058	48,552	17,11%
16,308	67,843	-22,062	45,781	8,1256	46,558	17,45%
17,167	67,843	-25,214	42,629	7,9455	44,811	17,73%

Tabela 4 - Valores da tensão circunferencial decomposta através da espessura - SCL 7

18,025	67,843	-28,366	39,477	7,7654	43,064	18,03%
18,883	67,843	-31,518	36,325	7,5852	41,162	18,43%
19,742	67,843	-34,67	33,174	7,4051	39,204	18,89%
20,6	67,843	-37,821	30,022	7,225	37,247	19,40%

Fonte: O autor.

Com o intuito de avaliar se os desvios observados nos resultados das tensões radial e circunferencial, calculadas a partir da SCL 7, estariam associados à possível proximidade de regiões de concentração de tensão, a exemplo da região de transição entre a porção vertical e horizontal do corpo do equipamento, foi realizada uma segunda análise numérica, fazendo uso de uma geometria utópica de um vaso de pressão, com mesmo raio e espessura utilizada na região da SCL 7 da válvula. O vaso simulado possui comprimento de 500 mm, diâmetro interno de 52,8 mm, diâmetro externo de 94 mm e espessura de 20,6 mm.

O comprimento de 500 mm foi definido para garantir distância suficiente da região analisada em relação aos extremos do cilindro, onde foram criadas restrições para simular ancoragens (condição de contorno), garantido assim que os efeitos das tensões produzidas nessas restrições não influenciassem nos resultados da linearização. A mesma pressão de 51,71 MPa (7.500 PSI) utilizada na análise da válvula foi aplicada ao modelo do vaso. A Figura 49 ilustra a distribuição de tensões obtida neste modelo. A não utilização de calotas para a representação dos vasos simulados, segue a mesma condição de contorno apresentada par a válvula na seção 5.2.5.





Fonte: O autor.

Conforme ilustrado na Figura 50, A SCL 1 foi posicionada no modelo a uma distância 250 mm das extremidades, situando-se na região central do vaso. Essa opção de posicionamento da SCL foi estabelecida com base no Princípio de Saint-Venant, impedindo que os efeitos de concentração de tensões presentes na extremidade do cilindro, influenciassem os resultados de tensões da SCL 1 (HIBBELER, 2005).



Figura 50 - Posicionamento da SCL 1 do vaso de pressão



O mesmo procedimento para obtenção das tensões através da espessura, utilizado no modelo da válvula (SCL 7), foi aplicado ao vaso, obtendo-se os gráficos das tensões radial e circunferencial, ilustrados nas Figuras 50 e 51, respectivamente.

Figura 51 - Tensão radial através da espessura - SCL 1









Fonte: O autor.

Como pode ser observado, os gráficos das tensões radial e circunferencial apresentaram a mesma configuração parabólica observada na SCL 7 do modelo da válvula, destoando do comportamento linear comumente obtido no método da linearização de tensões para vasos de parede fina.

As Tabelas 5 e 6 abaixo apresentam um comparativo das tensões radial e circunferencial para as componentes das tensões de flexão e membrana $(P_l + P_b)$, pico (F) e tensão total (Total), obtidas através da SCL 7 (válvula) e SCL 1 (vaso). A terceira, sexta e nona colunas das tabelas, apresentam os desvios absolutos calculados entre os valores obtidos para as geometrias analisadas.

Pm + Pb (Mpa)	Pm + Pb (Mpa)	Pm + Pb (Mpa)	F (Mpa)	F (Mpa)	F (Mpa)	Total (Mpa)	Total (Mpa)	Total (Mpa)
SCL 7	SCL 1	SC7 - SCL1	SCL 7	SCL 1	SC7 - SCL1	SCL 7	SCL 1	SC7 - SCL1
-42,03	-43,23	1,21	-9,18	-8,28	-0,90	-51,207	-51,516	0,31
-40,02	-41,20	1,18	-9,05	-8,17	-0,88	-47,026	-47,339	0,31
-38,00	-39,17	1,18	-8,93	-8,06	-0,87	-42,844	-43,163	0,32
-35,99	-37,13	1,16	-8,80	-7,94	-0,86	-38,663	-39,541	0,88
-33,98	-35,10	1,14	-8,68	-7,83	-0,85	-34,651	-36,043	1,39
-31,96	-33,06	1,12	-8,55	-7,72	-0,84	-30,779	-32,546	1,77
-29,95	-31,03	1,10	-8,43	-7,60	-0,82	-27,684	-29,403	1,72
-27,93	-28,99	1,08	-8,30	-7,49	-0,81	-25,351	-26,606	1,26
-25,92	-26,96	1,06	-8,18	-7,38	-0,80	-23,019	-23,808	0,79
-23,91	-24,92	1,04	-8,05	-7,26	-0,79	-20,635	-21,568	0,93
-21,89	-22,89	1,02	-7,93	-7,15	-0,78	-18,24	-19,495	1,26
-19,88	-20,85	1,00	-7,80	-7,04	-0,77	-15,844	-17,422	1,58
-17,87	-18,82	0,97	-7,68	-6,93	-0,75	-13,904	-15,35	1,45
-15,85	-16,79	0,95	-7,55	-6,81	-0,74	-12,309	-13,578	1,27
-13,84	-14,75	0,93	-7,43	-6,70	-0,73	-10,827	-11,965	1,14
-11,83	-12,72	0,91	-7,31	-6,59	-0,72	-9,4137	-10,445	1,03
-9,81	-10,68	0,89	-7,18	-6,47	-0,71	-8	-9,0473	1,05
-7,80	-8,65	0,87	-7,06	-6,36	-0,70	-6,5697	-7,6496	1,08
-5,78	-6,61	0,85	-6,93	-6,25	-0,68	-5,3666	-6,2519	0,89
-3,77	-4,58	0,83	-6,81	-6,13	-0,67	-4,2051	-5,024	0,82
-1,76	-2,54	0,81	-6,68	-6,02	-0,66	-3,3524	-4,0086	0,66
0,26	-0,51	0,79	-6,56	-5,91	-0,65	-2,4996	-2,9932	0,49
2,27	1,53	0,77	-6,43	-5,79	-0,64	-1,6317	-1,9778	0,35
4,28	3,56	0,74	-6,31	-5,68	-0,63	-0,75838	-0,96538	0,21
6,30	5,59	0,72	-6,18	-5,57	-0,61	0,11494	0,025973	0,09

Tabela 5 - Comparação das componentes da tensão radial da SCL 7 e SCL1 através da espessura

Fonte: O autor.

Os resultados para as componentes da tensão radial (*Total*) da SCL 1, apresentaram valores próximos ao previamente obtido para a SCL 7. Os desvios calculados não foram superiores a

1,77 MPa entre as linhas de classificação de tensões, representado 5,7% do valor da tensão radial calculada para a SCL 7, neste mesmo ponto.

Na superfície interna, onde as tensões têm valores máximos, o resultado da diferença entre tensão radial para a SCL 1 e SCL 7 foi de 0,31 MPa, representando 0,6% do calculado para a SCL 7, no ponto da espessura avaliado.

As tensões de pico (F) continuaram a apresentar valores relevantes, alcançando 16,0% da tensão radial da SCL 1 na superfície interna do vaso.

Pm + Pb (Mpa)	Pm + Pb (Mpa)	Pm + Pb (Mpa)	F (Mpa)	F (Mpa)	F (Mpa)	Total (Mpa)	Total (Mpa)	Total (Mpa)
SCL 7	SCL 1	SC7 - SCL1	SCL 7	SCL 1	SC7 - SCL1	SCL 7	SCL 1	SC7 - SCL1
105,66	91,04	14,63	11,55	8,29	3,25	117,2	99,33	17,88
102,51	88,99	13,52	11,37	8,18	3,19	111,5	95,18	16,33
99,36	86,95	12,41	11,19	8,07	3,12	105,8	91,03	14,77
96,21	84,91	11,30	11,01	7,96	3,05	100,1	87,37	12,73
93,06	82,87	10,19	10,83	7,84	2,99	94,2	83,83	10,40
89,91	80,83	9,08	10,65	7,73	2,92	88,2	80,29	7,94
86,75	78,79	7,97	10,47	7,62	2,85	83,4	77,13	6,29
83,60	76,75	6,86	10,29	7,50	2,78	79,8	74,33	5,43
80,45	74,70	5,75	10,11	7,39	2,72	76,1	71,54	4,57
77,30	72,66	4,64	9,93	7,28	2,65	72,7	69,29	3,38
74,15	70,62	3,53	9,75	7,17	2,58	69,3	67,20	2,07
71,00	68,58	2,42	9,57	7,05	2,51	65,9	65,12	0,77
67,84	66,54	1,30	9,39	6,94	2,45	63,0	63,03	0,01
64,69	64,50	0,19	9,21	6,83	2,38	60,6	61,25	-0,66
61,54	62,46	-0,92	9,03	6,71	2,31	58,1	59,62	-1,51
58,39	60,42	-2,03	8,85	6,60	2,25	55,6	58,10	-2,49
55,24	58,37	-3,14	8,67	6,49	2,18	53,1	56,72	-3,61
52,08	56,33	-4,25	8,49	6,38	2,11	50,6	55,34	-4,75
48,93	54,29	-5,36	8,31	6,26	2,04	48,6	53,96	-5,41
45,78	52,25	-6,47	8,13	6,15	1,98	46,6	52,74	-6,18
42,63	50,21	-7,58	7,95	6,04	1,91	44,8	51,71	-6,90
39,48	48,17	-8,69	7,77	5,92	1,84	43,1	50,68	-7,62
36,33	46,13	-9,80	7,59	5,81	1,77	41,2	49,65	-8,49
33,17	44,08	-10,91	7,41	5,70	1,71	39,2	48,63	-9,42
30,02	42,04	-12,02	7,23	5,58	1,64	37,2	47,63	-10,38

Tabela 6 - Comparação das componentes da tensão circunferencial da SCL7 e SCL1 através da espessura

Fonte: O autor.

Os valores indicados na Tabela 5 demonstram maiores desvios quando comparados aos valores indicados na Tabela 4.

A tensão circunferencial calculada (*Total*), apresentou diferenças entre a SCL 7 e SCL 1 de - 10,38 MPa na face externa e 17,88 Mpa na face interna dos modelos.

As tensões de pico (F) continuaram a apresentar valores relevantes para a SCL 1, quando comparadas à tensão total calculada, alcançando 8,3% da tensão circunferencial na superfície interna e 11,7% na superfície externa.

6.1.2 Tensão radial e circunferencial analítica – válvula e vaso de parede espessa

Em complemento às análises numéricas realizadas para a tensão radial e circunferencial, foram desenvolvidos cálculos analíticos, utilizando as equações de Lamé (Eq. 8 e 9), a partir dos valores de diâmetro interno e diâmetro externo da válvula. As Figura 53 e 54 ilustram os gráficos das tensões radial e circunferencial calculadas através da espessura, para a pressão de teste hidrostático do equipamento (51,71 MPa).



Figura 53 - Gráfico da Tensão radial através da espessura - Resultado Analítico

Fonte: O autor.



Figura 54 - Gráfico da tensão circunferencial através da espessura - Resultado Analítico

Fonte: O autor.

Os gráficos apresentam o mesmo comportamento parabólico observado para as análises numéricas realizadas com o modelo da válvula e vaso de pressão de parede espessa, SCL 7 e SCL 1 respectivamente. As Tabelas 7 e 8, apresentam uma comparação entre os resultados das tensões radial e circunferencial obtidas para a SCL 7, SCL 1 e o cálculo analítico.

Espes. (mm)	SCL 7 (Mpa)	SCL 1 (Mpa)	Anal. (Mpa)	SCL 7 - Anal. (Mpa)	SCL 1 - Anal. (MPa)
0,00	-51,21	-51,516	-51,71	0,50	0,19
0,86	-47,03	-47,339	-47,03	0,00	-0,31
1,72	-42,84	-43,163	-42,77	-0,08	-0,40
2,58	-38,66	-39,541	-38,88	0,22	-0,66
3,43	-34,65	-36,043	-35,32	0,67	-0,72
4,29	-30,78	-32,546	-32,06	1,28	-0,49
5,15	-27,68	-29,403	-29,06	1,37	-0,34
6,01	-25,35	-26,606	-26,29	0,94	-0,31
6,87	-23,02	-23,808	-23,74	0,72	-0,07
7,73	-20,64	-21,568	-21,38	0,74	-0,19
8,58	-18,24	-19,495	-19,19	0,95	-0,31
9,44	-15,84	-17,422	-17,15	1,31	-0,27
10,30	-13,90	-15,35	-15,25	1,35	-0,10
11,16	-12,31	-13,578	-13,49	1,18	-0,09
12,02	-10,83	-11,965	-11,84	1,01	-0,13
12,88	-9,41	-10,445	-10,30	0,88	-0,15
13,73	-8,00	-9,0473	-8,85	0,85	-0,20
14,59	-6,57	-7,6496	-7,50	0,93	-0,15
15,45	-5,37	-6,2519	-6,23	0,86	-0,03
16,31	-4,21	-5,024	-5,03	0,82	0,01
17,17	-3,35	-4,0086	-3,90	0,55	-0,11
18,03	-2,50	-2,9932	-2,84	0,34	-0,15
18,88	-1,63	-1,9778	-1,84	0,21	-0,14
19,74	-0,76	-0,96538	-0,89	0,13	-0,07
20,60	0,11	0,025973	0,00	0,11	0,02

Tabela 7 - Comparação entre a tensão radial da SCL 7, SCL 1 e cálculo analítico através da espessura

Fonte: O autor.

Os maiores desvios observados entre os resultados analítico e numéricos para a tensão radial, estão relacionados à SCL 7 (modelo da válvula). Estes desvios de maior magnitude representam 8,8% do valor calculado no modelo analítico, situando-se na região média da espessura (10,3 mm).

Nas proximidades da superfície interna, a diferença entre o valor calculado no método analítico e na SCL 7 é de 1,37 MPa, representando 4,7% do valor calculado no método analítico.

Os desvios obtidos para a SCL 1 (modelo do vaso) e o cálculo analítico, são inferiores ao observado para SCL 7, possuindo o valor máximo de 0,49 MPa na espessura de 4,29 mm. Na superfície interna da válvula a diferença obtida é de 0,19 MPa representando 0,3% do valor da tensão radial calculada no método analítico.

Espes. (mm)	SCL 7 (Mpa)	SCL 1 (Mpa)	Anal. (Mpa)	SCL 7 - Anal. (Mpa)	SCL 1 - Anal. (MPa)
0,00	117,2	99,33	99,38	17,83	-0,05
0,86	111,5	95,18	94,70	16,81	0,48
1,72	105,8	91,03	90,44	15,36	0,59
2,58	100,1	87,37	86,55	13,55	0,82
3,43	94,2	83,83	82,99	11,24	0,84
4,29	88,2	80,29	79,73	8,50	0,56
5,15	83,4	77,13	76,73	6,68	0,39
6,01	79,8	74,33	73,97	5,79	0,37
6,87	76,1	71,54	71,41	4,69	0,12
7,73	72,7	69,29	69,05	3,62	0,24
8,58	69,3	67,20	66,86	2,42	0,35
9,44	65,9	65,12	64,82	1,07	0,30
10,30	63,0	63,03	62,93	0,11	0,10
11,16	60,6	61,25	61,16	-0,57	0,09
12,02	58,1	59,62	59,51	-1,40	0,11
12,88	55,6	58,10	57,97	-2,36	0,13
13,73	53,1	56,72	56,52	-3,41	0,20
14,59	50,6	55,34	55,17	-4,58	0,17
15,45	48,6	53,96	53,90	-5,35	0,06
16,31	46,6	52,74	52,70	-6,14	0,03
17,17	44,8	51,71	51,58	-6,76	0,13
18,03	43,1	50,68	50,51	-7,45	0,17
18,88	41,2	49,65	49,51	-8,35	0,14
19,74	39,2	48,63	48,57	-9,36	0,06
20,60	37,2	47,63	47,67	-10,42	-0,04

Tabela 8 - Comparação entre a tensão circunferencial da SCL 7, SCL 1 e do cálculo através da espessura

Fonte: O autor.

Para os resultados numéricos e analítico calculados para a tensão circunferencial, é importante notar que as diferenças entre os valores da SCL 1 (modelo do vaso) e o cálculo analítico, se limitam ao valor máximo de 0,84 MPa, chegando à 0,05 MPa na superfície interna dos equipamentos, ou seja, 0,05% do valor calculado no método analítico.

Para a SCL 7 (modelo da válvula), assim como observado no item 6.1.1, os desvios são mais elevados, alcançado valor máximo de 17,83 MPa na superfície interna, representando 17,9% do total calculado no método analítico.

6.1.3 Tensão linearizada equivalente - válvula e vaso de parede espessa

Para uma terceira avaliação quanto aos resultados de tensões obtidos através da linearização de tensões, foi utilizado o aplicativo *Linearized Stress* do *Ansys Workbench 14.0*, com a opção *Equivalent Linearized Stress*, responsável por fazer o cálculo da tensão equivalente linearizada através da SCL. Os valores de tensão de membrana e flexão, que serão comparados com os limites admissíveis estabelecidos pela ASME Seção VIII Divisão 2, são obtidos através deste método e, por conta disso, os desvios apresentados no cálculo das tensões radial e circunferencial, devem reverberar em diferenças importantes no valor calculado para as componentes da tensão linearizada equivalente.

Os resultados obtidos nas análises da válvula (SCL 7) e do vaso de parede espessa (SCL 1), seguem apresentados nas Tabela 9 e 10 respectivamente. Nesta etapa não será avaliado o comportamento do gráfico das tensões equivalentes linearizadas, pois este não possui significado físico a ser interpretado.

Espes. (mm)	Pm (Mpa)	Pb (Mpa)	Pm + Pb (Mpa)	F (Mpa)	Total (Mpa)	F/Total
0,00	78,05	54,10	131,48	22,06	148,54	14,85%
0,86	78,05	49,59	127,01	21,80	140,00	15,57%
1,72	78,05	45,08	122,54	21,55	131,51	16,39%
2,58	78,05	40,57	118,07	21,30	123,11	17,30%
3,43	78,05	36,07	113,60	21,05	114,85	18,32%
4,29	78,05	31,56	109,14	20,79	106,74	19,48%
5,15	78,05	27,05	104,68	20,54	100,29	20,48%
6,01	78,05	22,54	100,23	20,29	95,36	21,28%
6,87	78,05	18,03	95,78	20,04	90,48	22,15%
7,73	78,05	13,52	91,34	19,80	85,70	23,10%
8,58	78,05	9,02	86,90	19,55	80,97	24,14%
9,44	78,05	4,51	82,47	19,30	76,29	25,30%
10,30	78,05	0,00	78,05	19,06	72,27	26,37%
11,16	78,05	-4,51	73,65	18,81	68,73	27,37%
12,02	78,05	-9,02	69,25	18,57	65,24	28,46%
12,88	78,05	-13,52	64,87	18,32	61,79	29,65%

Tabela 9 - Componentes da tensão equivalente da SCL 7 através da espessura

13,73	78,05	-18,03	60,51	18,08	58,35	30,99%
14,59	78,05	-22,54	56,17	17,84	54,90	32,49%
15,45	78,05	-27,05	51,86	17,60	51,77	34,00%
16,31	78,05	-31,56	47,59	17,36	48,67	35,68%
17,17	78,05	-36,07	43,37	17,13	45,78	37,41%
18,03	78,05	-40,57	39,21	16,89	42,97	39,31%
18,88	78,05	-45,08	35,13	16,66	40,17	41,46%
19,74	78,05	-49,59	31,18	16,42	37,46	43,84%
20,60	78,05	-54,10	27,39	16,19	34,89	46,41%

Fonte: O autor.

_

Tabela 10-Componentes da tensão equivalente da SCL 1 através da espessura

Epes. (mm)	Pm (Mpa)	Pb (Mpa)	Pl + Pb (Mpa)	F (Mpa)	Total (Mpa)	F/Total
0,00	74,69	42,36	116,77	14,36	131,08	10,95%
0,86	74,69	38,83	113,26	14,16	123,89	11,43%
1,72	74,69	35,30	109,75	13,97	116,71	11,97%
2,58	74,69	31,77	106,23	13,77	110,43	12,47%
3,43	74,69	28,24	102,72	13,58	104,37	13,01%
4,29	74,69	24,71	99,21	13,38	98,30	13,61%
5,15	74,69	21,18	95,70	13,18	92,88	14,20%
6,01	74,69	17,65	92,20	12,99	88,07	14,75%
6,87	74,69	14,12	88,69	12,79	83,26	15,36%
7,73	74,69	10,59	85,19	12,60	79,41	15,86%
8,58	74,69	7,06	81,69	12,40	75,84	16,35%
9,44	74,69	3,53	78,19	12,21	72,28	16,89%
10,30	74,69	0,00	74,69	12,01	68,72	17,48%
11,16	74,69	3,53	71,20	11,81	65,68	17,99%
12,02	74,69	7,06	67,71	11,62	62,91	18,47%
12,88	74,69	10,59	64,23	11,42	60,32	18,94%
13,73	74,69	14,12	60,75	11,23	57,95	19,37%
14,59	74,69	17,65	57,28	11,03	55,59	19,84%
15,45	74,69	21,18	53,82	10,83	53,23	20,35%
16,31	74,69	24,71	50,36	10,64	51,15	20,80%
17,17	74,69	28,24	46,92	10,44	49,42	21,13%
18,03	74,69	31,77	43,49	10,25	47,70	21,48%
18,88	74,69	35,30	40,08	10,05	45,97	21,86%
19,74	74,69	38,83	36,69	9,86	44,26	22,27%
20,60	74,69	42,36	33,33	9,66	42,59	22,68%

Fonte: O autor.

Pelas condições de contorno do modelo, e seguindo as recomendações da ASME Seção VIII Divisão 2 e do WRC 429, para SCL 1 deveriam ser avaliados apenas os resultados da Tensão Geral de Membrana (P_m), considerando que existe uma distância suficiente desta linha de classificação de tensões até os elementos de transição geométrica (HECHMER; HOLLINGER, 1998). Caso houvesse maior proximidade com elementos de transição, a tensão admissível deveria ser avaliada pela soma da Tensão de Membrana (P_m) e da Tensão Primária de Flexão (P_b). A partir da avaliação dos resultados obtidos nesta análise, percebe-se que desconsiderar os valores da tensão de flexão na avaliação das tensões admissíveis, pode conduzir à resultados não conservadores. Os valores obtidos para esta componente de tensão são relevantes, representando até 56,7% da tensão de membra na SCL 1. Este resultado demonstra que a existência de tensão de flexão com valor relevante para geometrias de parede espessa, não estão necessariamente relacionadas à proximidade de regiões de transição, nestes casos o mais recomendado seria avaliar as tensões admissíveis através do somatório das tensões de membrana e flexão ($P_l + P_b$).

Como pode ser também constatado, os resultados para as tensões de pico têm impacto significativo nos valores da tensão total calculada, representando até 46,41% da tensão total equivalente na face externa e 14,85% na face interna da SCL 7. Para a SCL 1 os valores também são relevantes, alcançando 22,68 % da tensão total equivalente na face interna e 10,95% na face externa da parede do vaso. Esse resultado já era esperado, em função dos valores obtidos para as tensões de pico na decomposição das tensões radial e circunferencial apresentadas nas tabelas 5 e 6. A tensão equivalente de pico, assim como as tensões equivalente de membrana e flexão, são calculadas a partir das componentes de membrana, flexão e pico das seis componentes de tensão tridimensionais (σ_x , σ_y , σ_z , τ_{xy} , τ_{yz} , τ_{zx}) em cada um dos pontos de referência definidos através da espessura do vaso (Anexo A). Desvios nas tensões calculadas para cada uma dessas componentes, irão se traduzir em desvios nos resultados das tensões equivalentes calculadas a partir da equação de Von Mises (ASME, 2019).

6.1.4 Tensão linearizada equivalente – vaso de parede fina

Para uma verificação quanto a confiabilidade dos resultados obtidos com o processo de linearização de tensões do algoritmo do ANSYS Workbench, foi realizado um estudo de um vaso de pressão com espessura de dez milímetros e demais características geométricas iguais às utilizadas para o vaso de parede espessa (SCL 1). A linha de classificação de tensões desse vaso (SCL 2), foi posicionada na mesma região utilizada para a localização da SCL 1. Essa

avaliação objetivou identificar se, os desvios em relação aos valores da tensão de pico e a característica não linear do gráfico das tensões radial e circunferencial, observadas para as SCL 7 e SCL 1, se repetem nessa condição de geometria. As Figuras 55 e 56 apresentam o comportamento dos gráficos da tensão radial e circunferencial.







Figura 56 - Tensão circunferencial através da espessura - SCL 2



Fonte: O autor.

Observa-se que, para condição do vaso de parede fina os gráficos das tensões radiais e circunferenciais, apresentam característica linear, compatível com os resultados apresentados no WRC 429. Os valores obtidos para a tensão radial na face interna do vaso (51,74 MPa) e na face externa (43,79 KPa), são condizentes com o esperado para vasos de pressão.

Espes. (mm)	Pm (Mpa)	Pb (Mpa)	Pb/Pm	Pm + Pb (Mpa)	F (Mpa)	Total (Mpa)	F/Pm
0,00	406,84	44,63	10,97%	450,53	2,64	453,12	0,65%
0,21	406,84	40,91	10,05%	446,89	2,62	448,87	0,64%
0,42	406,84	37,19	9,14%	443,24	2,60	444,62	0,64%
0,63	406,84	33,47	8,23%	439,59	2,58	440,41	0,63%
0,83	406,84	29,75	7,31%	435,95	2,56	436,26	0,63%
1,04	406,84	26,03	6,40%	432,31	2,55	432,32	0,63%
1,25	406,84	22,31	5,48%	428,66	2,53	428,38	0,62%
1,46	406,84	18,59	4,57%	425,02	2,51	424,44	0,62%
1,67	406,84	14,88	3,66%	421,39	2,49	420,50	0,61%
1,88	406,84	11,16	2,74%	417,75	2,47	416,68	0,61%
2,08	406,84	7,44	1,83%	414,11	2,46	412,89	0,60%
2,29	406,84	3,72	0,91%	410,48	2,44	409,25	0,60%
2,50	406,84	0,00	0,00%	406,84	2,42	405,67	0,59%
2,71	406,84	3,72	0,91%	403,21	2,40	402,08	0,59%
2,92	406,84	7,44	1,83%	399,58	2,38	398,50	0,59%
3,13	406,84	11,16	2,74%	395,95	2,37	394,92	0,58%
3,33	406,84	14,88	3,66%	392,33	2,35	391,48	0,58%
3,54	406,84	18,59	4,57%	388,70	2,33	388,08	0,57%
3,75	406,84	22,31	5,48%	385,08	2,31	384,84	0,57%
3,96	406,84	26,03	6,40%	381,46	2,29	381,60	0,56%
4,17	406,84	29,75	7,31%	377,84	2,28	378,37	0,56%
4,38	406,84	33,47	8,23%	374,22	2,26	375,13	0,55%
4,58	406,84	37,19	9,14%	370,61	2,24	371,90	0,55%
4,79	406,84	40,91	10,05%	366,99	2,22	368,69	0,55%
5,00	406,84	44,63	10,97%	363,38	2,20	365,52	0,54%

Tabela 11 - Componentes da tensão equivalente da SCL 2 através da espessura

Fonte: O autor.

Como pode ser constatado, os valores das tensões de pico e flexão apresentam resultados reduzidos quando comparados à tensão de membrana. Os maiores valores obtidos para essas tensões representam, respectivamente, 0,65% e 10,97% da tensão de membrana. Esses resultados são compatíveis com o esperado, considerando a localização da SCL 2, carregamento aplicado e condições de contorno do modelo computacional.

A relação de raio espessura avaliada nesse estudo é de R/t = 9,4. Para algumas literaturas, vasos de parede fina devem apresentar relação raio espessura R/t > 10,0(CHATTOPADHYAY, 2004). Em análises realizadas nesse trabalho, foi possível perceber que, quanto maior a relação raio espessura, menores são as contribuições das parcelas de tensão de pico e flexão na tensão total calculada.

6.1.5 Discussão dos resultados das análises elásticas

A partir da análise realizadas com a geometria da válvula gaveta e do vaso de parede espessa, é possível comprovar que os valores obtidos na componente da tensão de pico, das tensões radial e circunferencial, não estão relacionados à possível proximidade da localização da SCL 7 em relação aos elementos de transição do corpo da válvula. Caso os desvios observados nestes resultados estivessem relacionados ao posicionamento da SCL 7, não se constataria, nos resultados da SCL 1 (vaso de pressão de parede espessa), a grandeza de valores para tensão de pico observada nas Tabela 5 e 6.

O mesmo pode ser constatado a respeito do comportamento parabólico observado nas curvas das tensões radial e circunferencial. Caso o desvio, em relação à linearidade esperada no processo de linearização de tensões, estivesse associado ao posicionamento da SCL 7, os gráficos da SCL 1 deveriam assumir característica linear, o que não ocorreu, conforme ilustrado nas Figuras 51 e 52. Em complemento ao analisado, os gráficos das tensões radial e circunferencial obtidos a partir dos cálculos analíticos (Figuras 53 e 54), com o uso das equações de Lamé, demonstram que a característica parabólica, que provocaria uma reprovação da SCL pelos critérios definidos no WRC 429, é condizente com a teoria de vasos de parede espessa, ou seja, o comportamento das curvas das tensões radial e circunferencial através da espessura da válvula e do vaso de parede espessa deve, de fato, assumir característica parabólica.

Os resultados obtidos para as tensões equivalentes também apresentam importantes desvios em relação ao esperado. Nas regiões adotadas para o posicionamento da SCL 7 e SCL 1, esperavam-se resultados de tensão de pico e flexão pouco relevantes em comparação aos resultados obtidos para a tensão de membrana. Os valores indicados na Tabela 9 e 10 são refratários às expectativas iniciais, com tensões de flexão e pico, quando somadas, alcançando valor superior à tensão de membrana atuante. Para regiões distantes de descontinuidades, o WRC 429 recomenda, inclusive, que não seja adotado o MEF, sendo suficiente o cálculo analítico da tensão de membrana (F/A), desconsiderado as parcelas referentes à tensão de flexão e pico (HOLLINGER; HECHMER, 2000). É importante sempre salientar, que os estudos do WRC 429 não englobam a avaliação de vasos de parede espessa.

Em simulação complementar, foi construído um modelo para um vaso de parede fina (SCL 2), com características semelhantes ao vaso de parede espessa (SCL 7). Nesta análise observou-se a redução dos valores calculados para as tensões de pico na decomposição da tensão equivalente, assumindo valores compatíveis com o esperado para a geometria estudada. Os gráficos da tensão radial e circunferencial (Figuras 55 e 56) apresentaram característica linear, atendendo às expectativas do método da linearização de tensões. A partir dos resultados obtidos na SCL 2, pôde-se constatar que a grandeza dos valores de "tensão de pico" calculados para as outras geometrias (SCL1 e SCL 7), não estão vinculados a erros matemáticos do método ou do algoritmo da linearização de tensões do *software*, mas sim à característica geométrica dos equipamentos.

Comparando os valores das componentes linearizadas da SCL 1 e SCL 7, foram observadas algumas diferenças entre os resultados. O mesmo ocorreu na comparação entre as tensões radial e circunferencial total nas avaliações computacionais e no cálculo analítico. Analisando a grandeza dos desvios e os resultados das análises, não se pode atribuir a essas diferenças a grandeza obtida para a tensão pico e o comportamento não linear das tensões radial e circunferencial através da espessura. As maiores diferenças, observadas nessas análises, podem ser justificadas pela maior proximidade da SCL 7 de uma região de descontinuidade, na transição geométrica entre o corpo e o castelo, que provocam diferenças em relação aos esforços atuantes, quando comparada à geometria contínua (cilindro) do vaso de parede espessa. Esse resultado demonstrou que a SCL 7 não possui distância suficiente da região de descontinuidade (transição corpo e castelo) de forma que se possa desprezar as contribuições das tensões atuantes de flexão na avaliação da estabilidade global do equipamento (Pm + Pb). As tabelas com os resultados de cada uma das componentes de tensão avaliadas podem ser consultadas no Apêndice C.

Com os resultados de tensões das SCL 1, SCL2 e SCL 7, pode-se afirmar que, para as geometrias estudadas, a "tensão de pico", calculada pelo método da linearização de tensões, atua apenas como um fator de correção do somatório da tensão de membrana e flexão $(P_l + P_b)$ em relação à tensão total calculada (*Total*), ou seja, é um ajuste numérico sem significado físico a ser interpretado pela ASME. Para o método matemático da linearização, a tensão de pico é de fato a diferença entre o somatório da tensão de membrana e flexão em relação a tensão total (Anexo A), entretanto a existência de grandes diferenças entre esses dois resultados ($P_m + P_b$ e *Total*) deve apresentar uma correlação com alguma característica do modelo

indicada pela norma, a exemplo de zonas de concentração de tensões, de forma que o método matemático possa estar fundamentado em uma interpretação plausível da realidade do fenômeno físico.

Em virtude dos parâmetros definidos e da similaridade dos resultados das análises, é reforçada a indicação da literatura quanto à incapacidade do método de linearização de tensões em representar, adequadamente, a não linearidade presente nos resultados de tensão radial e circunferencial para vasos de parede espessa. Em função desta deficiência, conclui-se que, na avaliação das tensões equivalentes, parte da "tensão de pico" calculada pelo método é parcela da tensão primária de membrana e flexão ($P_l + P_b$) atuante ao longo da espessura do vaso. Desconsiderar a parcela da "tensão de pico" obtida através linearização de tensões, na análise quanto ao colapso plástico do vaso, tratando-a como uma tensão de segunda ordem, pode conduzir a uma aprovação indevida do projeto do equipamento, principalmente nas proximidades de regiões de concentração de tensões, onde há maior chance de se alcançar o limite de escoamento do material (plastificação).

A partir da análise dos resultados, entende-se que os procedimentos apresentados na norma ASME Seção VIII Divisão 2, para o uso da linearização de tensões no projeto de vasos de pressão, não devem ser aplicados à condição de vasos de parede espessa. O mesmo entendimento aplica-se às análises do corpo e castelo de válvulas industriais. Para estes equipamentos, a situação é ainda mais crítica, pois além da grande possibilidade de projetos com relação de raio e espessura abaixo do aceitável para aplicação da linearização de tensões (R/t < 4), o projeto de válvulas costuma apresentar geometria complexa, com muitos elementos de transição, sendo necessária grande experiência do projetista no processo de categorização e classificação das tensões. Cabe ressaltar ainda, que não existem diretrizes disponíveis na ASME Seção VIII Divisão 2, relacionadas à geometria de válvulas, que sirvam de apoio para as tomadas de decisão quanto a classificação das tensões em primária ou secundária, ficando a cargo do projetista esta tarefa. Para projetos com essas características, onde exista a necessidade de utilização de elementos finitos do tipo sólido 3D, é reforçada a opção pela utilização métodos inelásticos, a exemplo da análise por carga limite e elastoplástica.

6.2 VALIDAÇÃO DO MODELO DE ELEMENTOS FINITOS

Para validação do modelo utilizado na análise elástica, foi realizado o teste hidrostático da válvula na pressão de teste (7.500 PSI) e operação (5.000 PSI) do equipamento. Estes testes foram acompanhados da medição *online* através de extensometria, conforme apresentado no

item 5.3. Os resultados de perfil das tensões de Von Mises, obtidos a partir do teste hidrostático, seguem ilustrados na Figura 56.

Conforme mencionado anteriormente, das dez rosetas instaladas, cinco apresentaram defeitos claros como, por exemplo, a perda de sinal. Os extensômetros 1A, 2A, 5A, pertencentes a uma face da válvula, e os extensômetros 3B e 4B, pertencentes à face oposta, permaneceram funcionais até a conclusão dos ensaios. Considerando a condição de simetria da geometria da válvula, e as condições de contorno do ensaio, pode-se considerar que os pares defeituosos (1B, 2B, 5B, 3A e 4A) têm mesmo valor dos extensômetros funcionais (1A, 2A, 5A, 3B e 4B) e, por conta disso, podem ser desprezados nesta análise.





Fonte: O autor.

Em paralelo à análise experimental de tensões, foram coletados resultados da tensão equivalente de Von Mises, obtidos na análise elástica realizada no ANSYS, pelo posicionamento de *"probes*" em pontos próximos à região de fixação dos extensômetros, conforme ilustrado na Figura 57.



Figura 58 - Tensão de Von Mises atuante no corpo da válvula obtidas através do modelo do ANSYS

Fonte: O autor.

A Tabela 12 apresenta uma comparação entre os resultados obtidos através da análise experimental de tensões e os resultados do modelo de elementos finitos da válvula. A quarta coluna da tabela apresenta os erros percentuais calculados a partir do valor obtido pelos extensômetros em relação ao valor do MEF.

	Extensômetro (MPa)	MEF (MPa)	Erro (%)	
1A	69,42	69,29	0,19%	
2A	636,86	67,14	89,46%	
3B	146,18	145,14	-0,71%	
4B	166,81	170,47	-2,19%	
5A	191,32	184,18	3,73%	

Tabela 12 - Comparação de resultados da extensometria e modelo de EF - Pressão 51,71 MPa

Fonte: O autor.

Pode-se perceber que, em quatro dos cinco pontos analisados, os desvios percentuais não ultrapassaram o valor de 3,73%, em contrapartida, o resultado do extensômetro 2A apresentou grande discrepância em relação ao calculado no modelo de elementos finitos. Observando as condições da montagem da válvula na bancada, não foi identificada uma razão clara para o valor encontrado no experimento para o ponto 2A, considerando que, pela simetria do modelo, os valores de tensão obtidos para os pontos 1A e 2A deveriam ser muito próximos, com uma

pequena diferença esperada, devido à carga de peso próprio da válvula (direção da gravidade indicada na Figura 32).

Pela investigação realizada, conclui-se que o desvio percebido no extensômetro 2A é advindo de falhas no processo de colagem do dispositivo, causa comum de problemas em análises experimentais de tensões com uso de extensometria (HOFFMANN, 2009). Os resultados obtidos para os testes na pressão de operação do equipamento (5.000 PSI) apresentaram as mesmas características observadas para os ensaios realizados na pressão de teste (7.500 PSI). Assim, os resultados de medidas do extensômetro 2A foram desprezados.

As diferenças percentuais indicadas nos extensômetros funcionais podem estar associadas a condição do material, sendo no modelo considerado como homogêneo, isento de poros, impurezas e sem tensões residuais geradas pelo processo de fabricação, entretanto nos componentes reais da válvula há a presença de impurezas, poros e tensões residuais que contribuem para as diferenças observadas nas análises computacionais e experimentais (ROSSETTO, 2016).

Diante das avaliações dos resultados obtidos e considerações feitas, é possível afirmar que o modelo de elementos finitos da válvula apresenta resultados confiáveis em termos de tensões e deformações, representando bem a condição de teste hidrostático em bancada realizado na WEB Nordeste.

6.3 ANÁLISES INELÁSTICAS

A análise computacional de vasos de pressão, seguindo os critérios estabelecidos pela ASME Seção VIII Divisão 2, tornou-se uma possibilidade a partir dos estudos desenvolvidos por Hollinger e Hechmer (H&H) no relatório intitulado WRC 429. Esses estudos tiveram como objetivo principal definir as diretrizes para o uso do método dos elementos finitos na avaliação de projetos de vasos de pressão (HECHMER; HOLLINGER, 1998). O estudo da aplicação do Método da Linearização de Tensões, desenvolvido por KROENKE *et al.* (1975), trouxe a possibilidade da decomposição das tensões atuantes em elementos sólidos 3D, comumente utilizados para as malhas nos elementos de transição de vasos de pressão, nas suas componentes de tensão de membrana e flexão . Apesar dos resultados obtidos no WRC 429, verificaram-se posteriormente algumas limitações quanto ao uso do método da linearização de tensões, principalmente no tocante ao estudo de equipamentos de geometria complexa e vasos de parede espessa (ASME, 2019). Como alternativa à utilização de análises elásticas que fazem uso da linearização de tensões, a norma ASME Seção VIII Divisão 2 Parte 5 recomenda a utilização dos métodos inelásticos de carga limite e análise elastoplástica. Nesses métodos, a avaliação do projeto dos vasos não leva em consideração limites admissíveis de tensão previamente estabelecidos pela norma, mas sim a definição de uma carga limite de operação para o equipamento.

Existem algumas formas de proceder com a avaliação do projeto de vasos de pressão, quanto ao colapso plástico, a partir de análises inelásticas. A forma mais comumente utilizada faz uso dos critérios estabelecidos nos itens 5.2.3.6 e 5.2.4.5 da ASME Seção VIII Divisão 2. Nessas análises são definidas condições de carregamento através das tabelas 5.4 e 5.5 do código, sendo em seguida avaliado se o modelo computacional, quando submetidos à essas cargas, consegue alcançar a convergência numérica. Caso não seja possível obter uma solução, em função da perda da estabilidade estrutural (condição de colapso), faz-se nova análise, reduzindo as cargas aplicadas ou procedendo com a alteração do projeto do equipamento, a exemplo do aumento da espessura da parede do vaso. Em caso de obtenção da convergência da análise, conclui-se que o equipamento está aprovado quanto a condições de colapso plástico e pode ser liberado para as etapas posteriores de avaliação definidas pela ASME (avaliação quanto a falha localizada, fadiga, flambagem, condição de serviço, etc.). Uma outra forma de proceder com a avaliação do projeto desses equipamentos é a aplicação de carregamentos sucessivos, superiores aos valores estabelecidos pelas tabelas 5.4 e 5.5 da ASME. Essa condição de análise definirá a carga limite de colapso plástico do equipamento como sendo a carga imediatamente anterior à perda da estabilidade estrutural, ou seja, o último step da análise de elementos fintos onde é alcançada a convergência dos resultados (ASME, 2019). Essa metodologia de análise apresenta a vantagem de permitir avaliar o limite máximo de pressão a que o equipamento pode ser submetido, possibilitando estudos de otimização do projeto, a exemplo da tentativa de redução da espessura da parede do corpo e castelo da válvula.

Um outro fator de fundamental importância na avaliação do projeto de equipamentos mecânicos é o atendimento quanto à condição de serviço. Para a válvula gaveta utilizada como estudo de caso deste trabalho, um dos fatores de fundamental importância na avaliação do projeto é a estanqueidade do equipamento quando submetido à condição de carregamento estabelecida. Considerando que o principal papel das válvulas gaveta é o bloqueio das tubulações (interrupção da vazão), a perda de estanqueidade significa a perda da condição do equipamento em operar, indicando a perda da sua função no processo (condição de serviço). Vale ressaltar que, em situações deformação plástica de maior magnitude, a análise de carga limite não fornece resultados que possam ser fisicamente interpretados pelo projetista, principalmente no tocante à condição de serviço.

As análises inelásticas realizadas neste trabalho não se limitaram ao limite de pressão estabelecido pela ASME Seção VIII Divisão 2 Parte 5, ultrapassando o valor de pressão de teste e operação calculados pelas tabelas 5.3 e 5.4 da norma. A pressão aplicada ao equipamento alcançou o patamar de 130 MPa na análise de carga limite e 225 MPa na análise elastoplástica, muito superior à pressão de teste hidrostático. Para ser possível alcançar este patamar de pressão, algumas alterações na condição de projeto do equipamento foram necessárias e serão mais bem discutidas nos próximos itens. A elevação da pressão até este nível, teve como objetivo principal avaliar o limite de pressão aplicável à válvula, atendendo à condição de proteção quanto ao colapso plástico. Em relação à condição de serviço, considerando que não faz parte deste trabalho a avaliação dos componentes internos do equipamento, foi possível realizar apenas uma análise preliminar das condições de contato entre o corpo e castelo do estrutural dos componentes internos (haste, gaveta, sedes, etc.), ficam como recomendação para trabalhos futuros, que objetivem apresentar propostas mais objetivas para otimização do projeto do equipamento.

6.3.1 Análise de carga limite

As análises de carga limite partiram da condição teste hidrostático, estabelecida pelo fabricante do equipamento (51,71 MPa). Os resultados obtidos para as tensões de Von Mises atuantes no corpo da válvula, seguem ilustrados na Figura 59.





Fonte: O autor.

Como é possível observar, a máxima tensão atuante neste componente, ilustrada na Figura 60, se manteve abaixo da tensão de escoamento do material, com valor máximo de ~377 MPa. Nas outras regiões do corpo da válvula, constatam-se tensões com valores menores, evidenciando maior margem em relação à tensão de escoamento.





A Figura 61, ilustra os resultados obtidos para as tensões de Von Mises atuantes no castelo da válvula. A tensão máxima pode observada na região de contato entre o castelo e as porcas dos prisioneiros, ultrapassando o limite de escoamento do material (Figura 62). Essa região, com maiores valores de tensão, localiza-se nas proximidades de "cantos vivos", com ângulo de 90° entre as faces. Regiões com essas características são definidas como pontos de singularidade da malha de elementos finitos, onde é comum a incidência de resultados imprecisos. Em refinos de malha previamente realizados, constatou-se que, à medida que a malha era localmente refinada, os resultados de tensão elevavam-se, característica própria de pontos singularidade (ZIENKIEWICZ; TAYLOR, 2000).





Fonte: O autor.

Fonte: O autor.



Figura 62 - Tensão máxima de Von Mises atuante no castelo da válvula (51,71 MPa)



Conforme ilustrado na Figura 63, as demais regiões do castelo da válvula apresentaram tensão significativamente inferior ao limite de escoamento do material (840 MPa).



Figura 63 - Valores da tensão de Von Mises atuante no castelo da válvula (51,71 MPa)

Os resultados para as tensões atuantes nos prisioneiros das válvulas podem ser verificados na Figura 64. A região de maior tensão nesses componentes localiza-se na região superior dos prisioneiros, no limite do contato *bonded* que representa união roscada entre o prisioneiro e a

Fonte: O autor.

porca. A tensão máxima obtida nessa análise (~364 MPa) foi significativamente inferior ao limite de escoamento do material (790 MPa).



Figura 64 - Tensão de Von Mises atuante nos prisioneiros da válvula (51,71 MPa)

A segunda análise realizada, estabeleceu como pressão máxima para o modelo o valor de 150 MPa. Nessa condição de análise, a partir do patamar de pressão de 90 MPa, foi identificada a perda de contato entre o corpo e castelo da válvula, em função da deformação elástica longitudinal dos prisioneiros. A perda da condição de contato entre corpo e castelo foi identificada na folha de respostas do ANSYS (*Solver Output*) e pela avaliação da pressão de contato, conforme ilustrado na Figura 65.



Figura 65 - Pressão de contato entre corpo e castelo da válvula (90 MPa)

Fonte: O autor.

Fonte: O autor.

Diante desta situação, a análise apresentou uma instabilidade transversal, devido à ausência da força de atrito gerada pelo contato de fricção (*frictional*) entre esses dois componentes, conduzindo à incapacidade do modelo computacional em convergir para um resultado. A perda de contato entre o corpo e castelo da válvula pode também ser interpretada como a perda da condição de serviço do equipamento. Em uma avaliação mais cuidadosa dessa condição, patamares de pressão inferiores a 90 MPa já teriam sido reprovados, tendo em vista que a força de pressão entre o corpo e castelo tem de atuar em toda a circunferência da região de contato, diferente do constatado na Figura 65, onde evidencia-se que em apenas uma pequena área ainda existe pressão. Considerando que o objetivo deste estudo não é fazer a avaliação da condição de serviço da válvula, mas sim uma avaliação quanto aos métodos aplicados na prevenção quanto ao colapso plástico do corpo e castelo, são ilustradas nas Figuras 66 a 68 as tensões atuantes nos componentes avaliados, para pressão interna de 90 MPa.





Fonte: O autor.

A partir da avaliação da Figura 66, constata-se a ampliação das regiões que alcançaram o limite de escoamento do material. Apesar da característica do material elástico perfeitamente plástico (Figura 9) utilizado na análise, as regiões que atingiram esse limite se mantiveram com deformação controlada, em virtude da rigidez fornecida pelas áreas adjacentes ainda na condição de regime elástico.



Figura 67 - Valores da tensão de Von Mises atuante no castelo da válvula (90 MPa)

Fonte: O autor.

O castelo do equipamento se manteve com tensões abaixo do limite de escoamento (Figura 67), com exceção dos pontos de singularidade previamente discutidos. Os prisioneiros apresentaram tensões ainda dentro do regime elástico, alcançando valor máximo de ~402 MPa (Figura 68).



Figura 68 - Tensão de Von Mises atuante nos prisioneiros da válvula (90 MPa)



Com o intuito de dar prosseguimento à avaliação do corpo e castelo da válvula, quanto à condição de proteção contra o colapso plástico, uma alteração de projeto foi realizada no tocante ao pré-tensionamento dos prisioneiros. Segundo a norma API 6A, Tabela D.1, para prisioneiros com diâmetro de 15,88 mm, a força de aperto nesses componentes não deve exceder o valor de 52 kN. Esta carga é definida considerando o limite de 50% da tensão de escoamento do material do prisioneiro. Como o objetivo desta etapa do trabalho tem foco na avaliação do corpo e castelo da válvula, o pré-tensionamento foi elevado para 100 kN. Antes de proceder com o aumento dessa carga, foi avaliado que, nesta condição de trabalho, os prisioneiros apresentariam tensão

normal inicial de ~505 MPa, inferior a tensão de limite de escoamento do material (790 MPa). Diante da alteração realizada na condição de projeto previamente estabelecida para esses componentes, os resultados de tensões atuantes nos prisioneiros não serão avaliados para os patamares de pressão acima de 90 MPa.

Para essa nova condição de análise foi mantido o patamar máximo de pressão de 150 MPa. O modelo mais uma vez não alcançou a convergência para a pressão máxima estabelecida, sendo 130 MPa o último patamar de pressão com resultado fisicamente interpretável (convergência). Ao contrário do observado anteriormente, a não convergência do modelo, para essa nova condição de análise, não estava associada à perda de contato entre o corpo e castelo. A Figura 69 ilustra os resultados da tensão atuante no corpo da válvula para a pressão interna de 130 MPa.



Figura 69 - Tensão de Von Mises atuante no corpo da válvula (130 MPa)



Como pode ser observado, nesse patamar de pressão, grande parte do corpo do equipamento já atingiu valores de tensões muito próximas ao limite de escoamento.

Para essa pressão, foram também obtidos os resultados de deslocamentos no corpo do equipamento, que serão úteis em comparação posterior com o obtido nas análises elastoplásticas (Figura 70).



Figura 70 - Deslocamentos obtidos no corpo da válvula (130 MPa)



Avaliando mais uma vez o comportamento da curva tensão e deformação do material elástico perfeitamente plástico (Figura 9), em uma situação em que uma grande região do modelo venha a alcançar o limite de escoamento, perde-se a capacidade de controlar a deformação atuante pela inexistência de regiões elásticas próximas, que atuariam para garantir o equilíbrio estático da estrutura. Em consequência dessa perda abrupta de rigidez, o modelo computacional construído é incapaz de convergir para um resultado. Pelas diretrizes apresentadas na ASME Seção VIII Divisão 2, esse é o patamar em que se estabelece a condição de colapso plástico do vaso e, associada a essa condição, tem-se a carga limite da análise. Diante dos resultados obtidos, pode-se definir que a pressão que provoca o colapso plástico da válvula, para a condição de material elástico perfeitamente plástico (análise de carga limite), é de 130 MPa. A Tabela 5.4 da norma define que a pressão de operação do vaso deve ser calculada como 2/3 da pressão de colapso plástico da análise de carga limite, resultando em ~86,7MPa (~12.574,8 PSI) para o equipamento avaliado. Cabe ressaltar que esses resultados não levam em consideração a condição de serviço do equipamento.

6.3.2 Análise elastoplástica

As análises elástoplasticas seguiram, incialmente, os mesmos patamares de pressão apresentados para as análises de carga limite. Em primeira análise, a pressão aplicada à válvula foi a definida pelo fabricante para o teste hidrostático (51,71 MPa). Os resultados de tensões de Von Mises atuantes seguem ilustrados nas Figuras 71 a 73.

Como pode ser observado, assim como na análise de carga limite, as tensões atuantes na maior parte do corpo, castelo e prisioneiros da válvula apresentaram valores inferiores ao limite de escoamento dos materiais, com exceção de algumas regiões de concentração de tensões e pontos de singularidade, com resultados previamente justificados no item 6.3.1.





Fonte: O autor.

Figura 72 - Tensão de Von Mises atuante no castelo da válvula (51,71 MPa)



Fonte: O autor.





Fonte: O autor.

Na segunda análise realizada, assim como definido para a análise de carga limite, foi utilizado o valor máximo de pressão de 150 MPa. Com o patamar de pressão superior a 90 MPa, o mesmo efeito de perda de contato entre corpo e castelo foi constatado, procedendo-se com o aumento do pré-tensionamento dos parafusos para 100 kN. Com essa nova condição, o modelo alcançou a convergência para a pressão máxima estabelecida, ultrapassando o valor máximo obtido para análise de carga limite em 20 MPa. Os resultados obtidos na análise elastoplástica para tensão atuante de Von Mises, com pressão interna de 150 MPa, seguem ilustrados nas figuras 74 a 76. Assim como o definido para a análise de carga limite, diante do aumento do pré-tensionamento dos parafusos para uma condição que diverge do estabelecido pela norma API 6A, esses componentes não serão mais avaliados nesse estudo, garantindo-se apenas que não colapsem até a conclusão da avaliação do corpo e castelo do equipamento.





Fonte: O autor.

Figura 75 - Tensão de Von Mises atuante no castelo (150 MPa)



Fonte: O autor.



Figura 76 - Valores da tensão de Von Mises atuantes no corpo da válvula (150 MPa)

Fonte: O autor.

As tensões calculadas, em grande parte do corpo da válvula, apresentaram valores que ultrapassam a tensão de escoamento do material, evidenciando a condição de encruamento, condizente com a curva tensão e deformação do modelo elastoplástico (Figura 16).



Figura 77 - Valores da Tensão de Von Mises atuantes no castelo da válvula (150 MPa)

Fonte: O autor.

No castelo do equipamento, os pontos com maiores tensões são observados nas mesmas regiões das outras análises previamente realizadas. Pode-se observar, na Figura 77, a existência de algumas regiões do castelo com tensão atuante superior à tensão de escoamento do material. Em contrapartida ao observado para o corpo, essas regiões têm dimensões limitadas, mas já maiores que obtido para a condição de 90 MPa de pressão interna. O aumento da área com

tensão superior ao limite de escoamento pode também ser justificada pelo incremento da précarga dos prisioneiros de 52 kN para 100 kN, valor significativamente superior ao utilizado anteriormente.

Para a pressão estabelecida (150 MPa), é possível constatar a ocorrência de deslocamentos que chegam a alcançar 1,4 mm na região central do corpo, conforme ilustrado na Figura 77.





Fonte: O autor.

Mesmo apresentando regiões importantes do corpo com tensão superior ao limite de escoamento, o modelo ainda convergiu para o valor de pressão de 150 MPa. Diante do ocorrido, procedeu-se com o aumento da pressão atuante para o valor máximo de 325 MPa. Como para essa nova condição esperava-se uma nova perda de contato entre o corpo e castelo, foi elevada a carga de pré-tensionamento dos parafusos para o valor de 150 kN, evitando assim novas situações de não convergência que não estivessem relacionados ao colapso plástico do equipamento. Foi também avaliado que, para a pré-carga de 150 kN, a tensão normal atuante nos prisioneiros é de ~757 MPa, inferior ao limite de escoamento do material. Vale salientar que, para o modelo elastoplástico construído, após a tensão máxima o material assume característica elástica perfeitamente plástica, como tentativa de representar uma possível condição de dano progressivo, sem fazer uso de uma formulação numérica dedicada a esse fenômeno (Figura 79). Os efeitos dessa consideração na avaliação quanto ao colapso plástico de vasos, devem ser mais bem avaliados em trabalhos futuros.



Figura 79 - Comportamento da curva elastoplástica após a Tensão Última no ANSYS

Fonte: O autor.

Para a nova condição de análise, a convergência do modelo numérico só foi alcançada até o patamar de pressão de 225 MPa. Na avaliação dos resultados obtidos, foi constatado que a não convergência do modelo não estava associada a perda total de contato entre corpo e castelo.





Como pode ser observado na Figura 80, grande parte do corpo atingiu a tensão última do material (757,97 MPa) e em consequência da característica da curva tensão e deformação ilustrada na Figura 78, desenvolveram-se deformações incontidas, em virtude da inexistência de encruamento a partir deste ponto, ou elementos adjacentes com tensões atuantes abaixo deste limite, capazes de conferir rigidez ao modelo.

Fonte: O autor.

O castelo da válvula se manteve com tensões atuantes inferiores ao limite de escoamento do material (Figura 81), com exceção da região de contato entre as porcas e o castelo da válvula. O aumento do pré-tensionamento dos prisioneiros para o valor de 150 kN, também tem forte influência sobre esse resultado, entretanto, pela área afetada, não são relevantes para a análise da estabilidade global do equipamento.





Fonte: O autor.

A Figura 82 ilustra a condição de deslocamento obtida no corpo da válvula para a pressão de 225 MPa. Como esperado, o valor do deslocamento na região central desse componente alcançou valores significativamente superiores ao observado na Figura 78, chegando a 11,4 mm. Deformações dessa magnitude, dificilmente são aceitas na avaliação da condição de serviço de equipamentos mecânicos.





Fonte: O autor.
Assim como o discutido para a análise de carga limite no item 6.3.1, a norma ASME Seção VIII Divisão 2 define essa condição de não convergência do modelo computacional, em função deformações incontidas do material, como a perda da estabilidade estrutural ou o colapso plástico do vaso. Pode-se inferir então que a pressão de 225 MPa é a carga limite da análise elastoplástica, no tocante a proteção do equipamento quanto ao colapso plástico. A Tabela 5.5 da norma, em conjunto com a tabela 5.4, definem que a pressão de operação deve ser calculada como 1/2,4 da pressão de colapso (considerando a válvula estudada como Classe 2). Com base nessas diretrizes, a pressão de operação calculada, para a proteção contra o colapso plástico, através do método elastolplástico, é de 93,75 MPa. Caso a condição de projeto do corpo e castelo leve à classificação do equipamento como Classe 1, o valor calculado para a pressão de operação é de 75 MPa (ASME, 2019). É importante ressaltar que esses resultados não levam em consideração a condição de serviço da válvula.

6.3.3 Discussão dos resultados das análises inelásticas

Diante dos riscos envolvidos na utilização do procedimento da linearização de tensões na avaliação da proteção quanto ao colapso plástico de vasos de pressão de parede espessa (ASME, 2019), a utilização de métodos inelásticos, como o método de carga limite e elastoplástico, surgem como uma alternativa para o projeto desses equipamentos.

A válvula, utilizada como estudo de caso deste trabalho, possui relação de raio e espessura, em regiões do corpo e castelo, inferiores a quatro (R/t < 4), sendo recomendado proceder com as análises inelásticas indicadas pelo código. Nesse contexto foram realizadas a análise de carga limite e elastoplástica, com o intuito de definir a carga de colapso plástico e posteriormente a pressão de operação do equipamento. Os resultados obtidos para essas análises seguem apresentados na Tabela 13.

Método Aplicado	Pressão de Colapso	Pressão de Operação
Carga Limite	130 MPa	86,66 MPa
Elastoplástico (Classe 2)	225 MPa	93,75 MPa
Elastoplástico (Classe 1)	225 MPa	75 MPa

Tabela 13 - Resultados de Pressão de Colapso e Pressão de Operação para as análises inelásticas

O método elastoplástico apresenta a grande vantagem da possibilidade de avaliar o equipamento para condições de grandes deformações em regime plástico, diante da inclusão do fenômeno do encruamento. Em função da representação encruamento, é esperado que a carga de colapso, definida pela não convergência do modelo numérico (ASME, 2019), ocorra a pressões significativamente superiores ao observado para a condição de material elástico perfeitamente plástico (análise de carga limite), conforme indicado na Tabela 13.

Apesar da grande diferença observada na pressão de colapso entre os métodos inelásticos analisados, os coeficientes de segurança propostos pela ASME Seção VIII Divisão 2, provocam uma significativa redução da margem obtida no momento do cálculo da pressão de operação (Tabela 13). Nesse contexto, o ganho em termos de pressão de operação, obtido na análise elastoplástica em relação à análise de carga limite, cai de 73% para 8,2% na condição de vaso de pressão de Classe 2. Caso a válvula seja classificada como vaso de pressão de Classe 1, o método da carga limite resulta em uma pressão de operação superior ao calculado na análise elastoplástica, eliminando toda a margem obtida na definição da pressão de colapso.

Outro quesito a ser avaliado nas análises inelásticas realizadas é a condição de deslocamentos obtidos. Um dos aspectos mais importantes no projeto de válvulas industriais é a garantia quanto a estanqueidade do equipamento, já mencionada anteriormente. Os resultados obtidos, em termos de deslocamentos, para a pressão de colapso na análise elastoplástica (225 MPa), dificilmente serão aprovados para a condição de serviço do equipamento, sendo que a tendência para válvulas industriais é trabalhar com deslocamentos internos de pequena magnitude. Em virtude do exposto, a possível vantagem do método elastoplástico da falha global, proposto pela ASME, que busca a definição da carga de colapso a partir da instabilidade global da estrutura e da não convergência de resultados do modelo computacional, pode perder valor diante das limitações impostas pela condição de serviço do equipamento, ou seja, na análise de válvulas o fator que deverá determinar a máxima pressão de operação, tende a recair sobre a condição de serviço.

Considerando o custo computacional envolvido na análise, pode-se inferir que o método elastoplástico apresentado na norma ASME Seção VIII Divisão 2, pode não trazer grandes vantagens para o projeto do equipamento avaliado. Os resultados obtidos convergem com o trabalho desenvolvido por CARMICHAEL e MACKENZIE (2010), demonstrando a necessidade de mais estudos que evidenciem o benefício da utilização do método elastoplástico da falha global, em relação aos métodos elastoplástico tradicionais que fazem uso de teorias

como *Twice Elastic Slope Criterion* (TES). Avaliações da condição de carregamento cíclico e proteção contra flambagem, devem também ser realizadas na escolha dos métodos de cálculo empregados. Caso estes fenômenos estejam presentes e devam ser avaliados, a utilização da análise elastoplástica deverá ser sempre adotada, independente da necessidade de avaliação da condição de serviço do equipamento.

A Tabela 14 apresenta uma comparação dos resultados de pressão de operação dos métodos inelásticos e a pressão de operação definida pelo fabricante do equipamento.

Método Inelástico	Pressão Análise Inelástica	Pressão Fabricante	Diferença
Carga Limite	86,7 MPa	34,47 MPa	52,20 MPa
Elastoplástico (Classe 2)	93,75 MPa	34,47 MPa	59,28 MPa
Elastoplástico (Classe 1)	75 MPa	34,47 MPa	40,53 MPa

Tabela 14 - Comparação da Pressão de Operação para as análises inelásticas e a definida pelo fabricante

Fonte: O autor.

A partir da avaliação dos resultados, constata-se que, pelos métodos inelásticos, os valores de tensão de operação são significativamente superiores ao definido pelo fabricante do equipamento através de métodos analíticos, chegando a apresentar uma margem de ~130% em relação a pressão de operação atualmente estabelecida para a válvula.

Os resultados apresentados neste item, em termos de pressão limite de colapso e pressão de operação, não são suficientes para conduzir à conclusão de que a classe de pressão do equipamento avaliado pode ser aumentada. Conforme já mencionado anteriormente, a avaliação quanto ao colapso plástico de vasos de pressão, sendo nesse estudo o corpo e castelo da válvula, passa por outras etapas de fundamental importância, como a verificação quanto a condição de falha localizada, fadiga e flambagem. Além do colapso plástico, a condição de serviço do equipamento também deve ser avaliada antes de qualquer conclusão sobre a possibilidade de aumento da pressão de operação. Para definir, com segurança, uma nova pressão de operação para o equipamento, seria necessária uma análise que englobasse todos os componentes internos da válvula, tornando possível assim a verificação da estanqueidade nas diferentes condições de operação do equipamento e as tensões atuantes nos demais componentes (ROSSETTO, 2016).

Os resultados de pressão de operação obtidos, apesar de não serem conclusivos, trazem um alerta quanto a existência de margem, no projeto atual do equipamento, para um possível trabalho de otimização das espessuras do corpo e castelo da válvula. Os valores dos deslocamentos para a análise elastoplástica, no patamar de 90 MPa (55,53 MPa acima da pressão de operação da válvula), próximo à média das pressões de operação calculadas (85,15 MPa), fundamentam essa hipótese. Na Figura 83, constata-se que o maior deslocamento obtido na válvula é de 0,001 mm, mais condizente com a condição de serviço do equipamento. Tratamentos complementares em relação ao projeto dos prisioneiros e pré-tensionamento seriam também necessários, com o objetivo de garantir a pressão necessária na região de contato entre o corpo e o castelo.





Com base nesses resultados, verifica-se que, uma avaliação mais cuidadosa da espessura adotada para o corpo da válvula pode conduzir à uma possível otimização do projeto do equipamento, podendo gerar economia de material e consequente ganho financeiro para o fabricante.

Fonte: O autor.

7 CONSIDERAÇÕES FINAIS

7.1 CONCLUSÕES FINAIS

A utilização do método dos elementos finitos (MEF) vem se tornando uma prática cada vez mais comum, principalmente no projeto e desenvolvimento de novos equipamentos. A partir da publicação da norma nacional NBR 15827, que apresenta as diretrizes para o desenvolvimento de protótipos de válvulas industriais, a utilização do MEF também se tornou uma tendência no projeto desses equipamentos. Diante desse novo cenário, alguns estudos foram desenvolvidos, como os apresentados por ROSSETTO (2016) e ALEXANDRE *et al.* (2009), que trazem diretrizes para projeto de válvulas a partir do MEF, com base nas recomendações da NBR 15827 e, consequentemente, da norma ASME Seção VIII Divisão 2, no tocante ao projeto do corpo e castelo do equipamento.

Com o avanço da pesquisa desenvolvida nesse trabalho, pautada em publicações científicas e relatórios da indústria, foram percebidas recorrentes contradições inerentes à utilização do método da linearização de tensões utilizado na análise elástica de vasos de pressão, principalmente em situação de geometria complexa e grande espessura de parede. A partir dessa percepção, foram avaliados os métodos disponíveis na ASME Seção VIII Divisão 2 Parte 5 para o projeto do corpo e castelo de válvulas, com foco na avaliação quanto ao colapso plástico, primeira etapa da validação do projeto por análise (*Design by Analyses Requirements*) da ASME.

Com os resultados obtidos nas análises elásticas realizadas, constatou-se que, o alerta apresentado no item 5.2.1.3 da ASME, que indica possíveis riscos relacionados à utilização da linearização de tensões para vasos de parede espessa, é patente, reforçando a condição de não conservadorismo na interpretação dos resultados obtidos para as tensões, principalmente no tocante a classificação da tensão de pico equivalente como tensão de segunda ordem. Os resultados apontam que uma avaliação cuidadosa deve ser feita antes da aplicação do método da linearização para condições de R/t < 4, situação em que as tensões de pico calculadas tendem a apresentar valores relevantes, podendo conduzir a uma interpretação imprecisa dos resultados e consequente projeto inseguro do equipamento. Uma avaliação quantitativa do risco envolvido na utilização desse método para o projeto de válvulas não foi realizada, entretanto os resultados obtidos foram suficientes para demonstrar que, a depender do nível das tensões atuantes no equipamento, condições não previstas de escoamento e plastificação podem ser alcançadas. Mesmo para válvulas que possuam relação raio espessura dentro dos parâmetros estabelecidos, a geometria complexa desses equipamentos traz grande dificuldade no

procedimento de categorização das tensões atuantes, necessitando de grande experiência por parte do projetista.

A aplicação de métodos inelásticos, diante da oferta atual de *hardwares* e *softwares* disponíveis no mercado como o ANSYS, ABAQUS, FEMAP NASTRAN, AUTODESK NASTRAN, tornou-se algo viável tanto para a academia quanto para a indústria. Com a utilização de ferramentas similares à utilizada nesse trabalho, os métodos inelásticos são operacionalmente mais simples de se executar que o método da análise elástica, principalmente por eliminar a necessidade da categorização e linearização das tensões. Para avaliações de equipamentos de parede espessa, onde se faça necessário o uso do MEF, as análises inelásticas são a única alternativa disponível, no contexto de projeto por análise (Parte 5), disponibilizadas pela ASME Seção VIII Divisão 2.

As análises inelásticas realizadas nesse trabalho buscaram avaliar as vantagens e limitações da utilização dos métodos inelásticos de carga limite e elastoplástico, podendo ser aplicados na avaliação do corpo e castelo de válvulas industriais. Os resultados obtidos demonstram que a utilização de métodos inelásticos tende a convergir para resultados menos conservadores, em relação à pressão de operação, que os métodos analíticos utilizados pelo fabricante do equipamento. Na avaliação de projetos existentes, os métodos inelásticos podem trazer a oportunidade de otimização dos componentes, principalmente na redução da espessura do corpo e castelo das válvulas, necessitando, entretanto, de estudos mais detalhados das condições de serviço, principalmente relacionadas à estanqueidade, função principal do equipamento.

Nas comparações entre os resultados de tensão de operação obtidos nas análises inelásticas, constatou-se que, ao contrário das expectativas iniciais, o método da análise elastoplástica pode produzir resultados de pressão de operação inferiores ao obtido pelo método da carga limite, a depender da classe do vaso (corpo e castelo) definida pela norma. Em complemento ao observado, a utilização de métodos elastoplásticos tendem a demandar um maior custo computacional para análise, além da necessidade de obtenção da curva tensão deformação do material. Em contrapartida, a análise de carga limite não possibilita avaliar a condição de serviço para situações de grandes deformações plásticas, etapa importante na avaliação do projeto de equipamentos. Tratando-se do projeto de válvulas, que possuem componentes internos com tolerâncias dimensionais muito sensíveis, trabalhar com grandes deformações não tende a ser uma realidade, devendo-se restringir à análise a condições de pequenas deformações e deslocamentos. Em função dessa característica, a utilização da análise elastoplástica da falha global, apresentada na Parte 5 da ASME Seção VIII Divisão 2, perde potencial em comparação

à análises elastoplástica que façam uso de métodos analíticos como o TES ou mesmo a análise de carga limite (em casos de pontos isolados de plastificação), considerando que a pressão máxima de operação do equipamento deve estar, na maioria dos casos, limitada pela condição de serviço com pequenas deformações atuantes.

Diante dos estudos realizados nesse trabalho, percebe-se que as variáveis no projeto de válvulas são diversas. Em relação ao projeto do corpo e castelo, as particularidades observadas em válvulas, quando comparadas a vasos de pressão, podem provocar falhas na interpretação dos resultados, pautados nas diretrizes da ASME Seção VIII Divisão 2 Parte 5, ou mesmo a realização de análises inadequadas em função de características particulares desses equipamentos. A dificuldade da aplicação da Parte 5 da ASME no projeto de válvulas é perceptível na indústria nacional, fato esse que levou a revisão da norma NBR 15827/2014, definindo a análise de elementos finitos como uma opção no projeto do equipamento, em substituição à condição de obrigatoriedade da revisão anterior. Com base nesse contexto, uma alternativa interessante para contornar as dificuldades identificadas no projeto de válvulas industriais, seria o desenvolvimento de uma norma específica, baseada no projeto por análise, similar ao apresentado na ASME para vasos de pressão. Esta norma apresentaria todas as diretrizes que possam conduzir a uma correta aplicação dos métodos de cálculo, podendo assim definir, com mais clareza, o que deve ou pode ser aplicado ao projeto do corpo, castelo e demais componentes do equipamento.

7.2 TRABALHOS FUTUROS

Em complementos aos estudos desenvolvidos nesse trabalho, seguem abaixo listadas sugestões trabalhos futuros, que possam colaborar para o desenvolvimento de uma metodologia segura e abrangente para o projeto de válvulas industriais.

- Desenvolvimento de método de análise elástica computacional para o corpo e castelo de válvulas, sem fazer uso do da linearização e categorização de tensões;
- b. Quantificação dos riscos do uso da linearização de tensões no projeto de válvulas industriais de parede espessa;
- Avaliação da condição de serviço de válvulas industriais, com a utilização de métodos inelásticos;
- d. Avaliação do efeito da utilização da curva tensão deformação com patamar único de tensão, após a tensão última do material, no projeto de vasos de pressão;

- e. Desenvolvimento de diretrizes base para criação de norma especifica para o projeto por análise de válvulas industriais;
- f. Avaliação do comportamento de válvulas industriais quando submetidas a condição de carregamento cíclico;
- g. Avaliações de análise de convergência fazendo uso de diferentes elementos finitos no projeto de válvulas industriais.

8 REFERÊNCIAS

ABNT. ABNT NBR 15827 - Válvulas industriais para instalações de exploração, produção, refino e transporte de produtos de petróleo - Requisitos de projeto e ensaio de protótipo, 2014.

ALBUQUERQUE, L. B. DE. Stress Categorization in Nozzle To Pressure Vessel Connection Finite Element, 2000.

ALEXANDRE, C. et al. Valve Certification - Fabrication & Design Aspects : A Practical Example, 2009.

ANSYS INC. ANSYS Mechanical APDL Theory ReferenceCanonsburg, 2013.

ANSYS INC. ANSYS Mechanical User's Guide, 2014.

ANSYS INC. ANSYS Meshing User 's Guide, 2015.

ASME. *ASME VIII Division 2*: Alternative Rules - Rules for Construction of Pressure Vessels, 2015.

ASME. *ASME VIII Division 2*: Alternative Rules - Rules for Construction of Pressure Vessels, 2017.

BEDNAR, H. H. Pressure Vessel Design Handbook. 2^a. ed. Florida: Kriefer Publishing Company, 1986.

BRAGA, P. A. Cilindros de Paredes Grossas (Solução de Lamé). PUC Rio, [s.d.].

CARMICHAEL, R.; MACKENZIE, D. Elastic-Plastic Design by Analysis for Gross Plastic Collapse. ASME 2010 Pressure Vessels and Piping Conference: v.2, 2010.

CHATTOPADHYAY, S. Pressure Vessels: Design and Practice. 1^a ed. [s.l.] CRC PRESS, 2004.

CHEN, W. F.; HAN, D. J. Plasticity for Structural Engineers. New York: Springer New York, 1988.

DICKENSON, T. C. VALVES, *Piping & Pipelines Handbook*. 3^a. ed. Oxford: Elsevier Advanced Technology, 1999.

DOWLING, N. E. Mechanical Behavior of Materials. 4ª ed. Harlow: Pearson, 2013.

GARCIA, A.; SPIM, J.; SANTOS, C. Ensaios dos Materiais. 1ª ed. [s.l.] LTC, 2000.

HECHMER, J. L.; HOLLINGER, G. L. WRC 429 - 3D Stress Criteria Guidelines for Application, *Welding Research Council*, 1998.

HIBBELER, R. C. Resistências dos Materiais. 10^a ed. [s.l.] Pearson, 2005.

HOFFMANN, K. An Introduction to Stress Analysis and Transducer Design Using Strain Gauges The Definitive Work on Strain Gauge Measurement, 2009.

HOLLINGER, G.; HECHMER, J. Three-Dimensional Stress Criteria - Summary of the PVRC Project. *Journal of Pressure Vessel Technology*, v. 122, n. 1, p. 105, 2000.

KROENKE, W. C.; ADDICOTT, G. W.; HINTON, B. M. Interpretation of finite element stresses according to ASME Section III. *Second National Congress on Pressure Vessels & Piping*, 1975.

LI, H. et al. A new pressure vessel design by analysis method avoiding stress categorization. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, v. 152, p. 38–45, 2017a.

LI, H. et al. A new pressure vessel design by analysis method avoiding stress categorization. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, v. 152, p. 38–45, maio 2017b.

MACKENZIE, D. Stress linearization concepts and restrictions in elastic design the ASME Boiler and Pressure Vessel Code Section. *ASME 2017 Pressure Vessels and Piping Conference*, ASME Paper No. PVP2017-65678, p. 1–8, 2017.

MIRANDA, C. A. DE J. et al. Asme stress linearization and classification – a discussion based on a case study. *International Nuclear Atlantic Conference*, p. 12, 2011.

MOSS, D.; BASIC, M. Pressure Vessel Manual. 4ª ed. Oxford: Elsevier, 2013.

NESBITT, B. *Handbook of Valves and Actuators - Valves Manual International.* 1^a ed. Newcastle: Butterworth-Heinemann, 2007.

OSAGE, D. A.; SOWINSKI, J. C.; THE ENGINEERING GROUP, I. ASME Section VIII - Division 2 - Criteria and Commentary. 1^a ed. New York: ASME, 2014.

RILEY, W.; STURGES, L.; MORRIS, D. *Mechanics of Materials*. 6^a ed. New Lersey: Jonh Wiley & Sons, Inc., 2007.

ROSSETTO, D. Avaliação da Integridade Estrutural de Projetos de Válvulas do Tipo Esfera Trunnnion e/ou Gaveta Utilizadas nas Instalações de Petróleo. [s.l.] Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2016.

SKOUSEN, P. L. Valve Handbook. 1ª ed. New York: Mcgraw-Hill, 2004.

SMITH, P.; ZAPPE, R. W. Valve Selection Handbook - Engineering Fundamentals for Selecting the Right Valve Design for Every Industrial Flow Application. 5^a ed. Oxford: Gulf Professional Publishing, 2004.

TELLES, P. C. S. Vasos de Pressão. 2ª ed. Rio De Janeiro: LTC, 1996.

TELLES, P. C. S. *Tubulações Industriais - Materiais, Projeto, Montagem.* 10^a ed. Rio De Janeiro: LTC, 2012.

TIMOSHENKO, S.; WOINOSKY-KRIEGER, S. *Theory of Plates and Shells Classic*. [s.l: s.n.].

ZIENKIEWICZ, O. C.; TAYLOR, R. L. *Finite Element Method - The Basis (Volume 1)*. 5^a ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2000. v. 1

APÊNDICE A - ENSAIOS DE TRAÇÃO

Os resultados obtidos no ensaio de tração, em termos de força (coletado pela máquina) e deslocamento (obtida pelo *clip gage*), foram utilizados para construção dos gráficos de tensão e deformação dos materiais. As figuras 83 a 85, ilustram os gráficos obtidos nos ensaios dos materiais do corpo, castelo e parafusos, respectivamente. As curvas na cor azul são as curvas tensão e deformação reais, e as curvas na cor vermelha são as curvas de engenharia.

Figura 84 - Curva tensão x deformação de engenharia e real - corpo da válvula - ASTM A 487-89 9C





Figura 85 - Curva tensão x deformação de engenharia e real - castelo da válvula - AISIS 4140



Fonte: O autor.



Figura 86 - Curva tensão x deformação de engenharia e real - castelo da válvula - ASTM A 193-01 Grau B7

Para a escolha das curvas a serem utilizadas nas análises, foram avaliados os valores de tensão de escoamento e tensão máxima de engenharia, definidas pelas normas de referência (ASTM e AISI) e obtidos nos ensaios de tração. Os corpos de prova escolhidos foram aqueles que apresentaram valores de tensão de escoamento e máxima mais próximos da referência normativa.

A Tabela 15 apresenta uma comparação entre os valores de tensão de engenharia das normas e os valores obtidos nos ensaios dos corpos de prova escolhidos. É possível observar que o desvio mais importante está relacionado ao valor da tensão de escoamento do material do corpo da válvula (ASTM A 487-89 9C), que apresentou valor de 380 MPa, inferior ao mínimo determinado pela norma de 415 MPa.

1			
Referência	Material	Tensão de Escoamento	Tensão Máxima
ASTM	ASTM A 487-89 9C	415 MPa	586 MPa
Ensaio de Tração	ASTM A 487-89 9C	380 MPa	667 MPa
AISI	AISI 4140	758 MPa	862 MPa
Ensaio de Tração	AISI 4140	840 MPa	960 MPa
ASTM	ASTM A 193-01 Grau B7	720 MPa	860 MPa
Ensaio de Tração	ASTM A 193-01 Grau B7	790 MPa	908 MPa

Tabela 15 - Comparativo dos valores das obtidas tensões nos ensaios de tração e valores das normas

Fonte: O autor.

Nesse trabalho o valor utilizado nas análises foi o obtido através do ensaio de tração.

A tensão de ruptura não foi utilizada para nenhuma das análises realizadas, tendo em vista que, neste trabalho não é estudado o fenômeno do dano, ou seja, as análises se limitaram ao valor da tensão máxima do material obtida no ensaio de tração. A tensão de escoamento foi calculada com base no valor de deformação de 0,2% para todos os materiais, com exceção do material do castelo da válvula, onde este valor é claramente identificada no gráfico. Segundo GARCIA (2000), a metodologia dos 0,2% é comumente utilizada para aços e ligas em geral, quando não é possível determinar claramente o patamar de escoamento no gráfico da tensão e deformação. A tensão máxima foi definida com base no ponto de inflexão do gráfico, identificado quando se inicia a redução do valor da tensão atuante de engenharia (Figuras 83 a 85).

Os valores de tensão e deformação reais, foram calculados com base nas Equações 11 e 12, respectivamente. Para introduzir as informações da curva tensão deformação multilinear no ANSYS, os valores da deformação plástica foram calculados a partir da Equação 13.

$$\sigma_r = \sigma_{eng} (1 + \varepsilon_{eng}) \tag{11}$$

$$\varepsilon_r = \ln(1 + \varepsilon_{eng}) \tag{12}$$

$$\varepsilon_p = \varepsilon_{real} - \frac{\sigma_r}{E} \tag{13}$$

Na Figura 86 são apresentados, como exemplo, parte dos valores inseridos no ANSYS, para a tensão real e deformação plástica do material do castelo da válvula (AISI 4140). A figura 87 ilustra o gráfico gerado no aplicativo *Multilinear Kinematic Hardening* do ANSYS. As curvas multilineares foram utilizadas no método de análise elastoplástica, onde leva-se em consideração a condição de encruamento (endurecimento) dos materiais.

Figura 87 - Tabela da deformação plástica x tensão real inserida no ANSYS para o AISI 4140

	В	с		
1	Plastic Strain (m m^-1) 🗦	Stress (MPa) 💌		
2	0	840		
3	0,0062	848,62		
4	0,0077	853,95		
5	0,0091	859,41		
6	0,0105	865,24		
7	0,0118	870,6		
8	0,0131	876,92		
9	0,0144	883,11		
10	0,0157	889,1		
11	0,017	895,22		
12	0,0182	901,22		
13	0,0195	907,25		
14	0,0208	913,11		
15	0,0221	918,82		

Fonte: O autor.



Figura 88 - Gráfico da deformação plástica x tensão real gerado pelo ANSYS para o AISI 4140

Fonte: O autor.

APÊNDICE B - RESULTADOS DA LINEARIZAÇÃO DE TENSÕES

Este Apêndice irá apresentar os resultados obtidos na linearização de tensões através das linhas de classificação de tensões utilizadas nas geometrias estudadas. Serão apresentados os resultados para as componentes da tensão e para a tensão equivalente de Von Mises.

1 LINEARIZAÇÃO DE TENSÕES DA SCL 7 - VÁLVULA

1.1 TENSÃO RADIAL (TROUGH THICKNESS STRESS) – SC 7

Espes. (mm)	Pm (MPa)	Pb (MPa)	Pm+Pb (MPa)	F (MPa)	Total (MPa)
0,00	-17,87	-24,16	-42,03	-9,18	-51,21
0,86	-17,87	-22,15	-40,02	-9,05	-47,03
1,72	-17,87	-20,14	-38,00	-8,93	-42,84
2,58	-17,87	-18,12	-35,99	-8,80	-38,66
3,43	-17,87	-16,11	-33,98	-8,68	-34,65
4,29	-17,87	-14,10	-31,96	-8,55	-30,78
5,15	-17,87	-12,08	-29,95	-8,43	-27,68
6,01	-17,87	-10,07	-27,93	-8,30	-25,35
6,87	-17,87	-8,05	-25,92	-8,18	-23,02
7,73	-17,87	-6,04	-23,91	-8,05	-20,64
8,58	-17,87	-4,03	-21,89	-7,93	-18,24
9,44	-17,87	-2,01	-19,88	-7,80	-15,84
10,30	-17,87	0,00	-17,87	-7,68	-13,90
11,16	-17,87	2,01	-15,85	-7,55	-12,31
12,02	-17,87	4,03	-13,84	-7,43	-10,83
12,88	-17,87	6,04	-11,83	-7,31	-9,41
13,73	-17,87	8,05	-9,81	-7,18	-8,00
14,59	-17,87	10,07	-7,80	-7,06	-6,57
15,45	-17,87	12,08	-5,78	-6,93	-5,37
16,31	-17,87	14,10	-3,77	-6,81	-4,21
17,17	-17,87	16,11	-1,76	-6,68	-3,35
18,03	-17,87	18,12	0,26	-6,56	-2,50
18,88	-17,87	20,14	2,27	-6,43	-1,63
19,74	-17,87	22,15	4,28	-6,31	-0,76
20,60	-17,87	24,16	6,30	-6,18	0,11

Tabela 16 - Tensão radial linearizada (SCL 7)

1.2 TENSÃO CIRCUNFERENCIAL (HOOP STRESS) – SCL 7

Espes. (mm)	Pm (MPa)	Pb (MPa)	Pm+Pb (MPa)	F (MPa)	Total (MPa)
0,00	67,84	37,82	105,66	11,55	117,21
0,86	67,84	34,67	102,51	11,37	111,51
1,72	67,84	31,52	99,36	11,19	105,80
2,58	67,84	28,37	96,21	11,01	100,10
3,43	67,84	25,21	93,06	10,83	94,23
4,29	67,84	22,06	89,91	10,65	88,23
5,15	67,84	18,91	86,75	10,47	83,41
6,01	67,84	15,76	83,60	10,29	79,76
6,87	67,84	12,61	80,45	10,11	76,10
7,73	67,84	9,46	77,30	9,93	72,66
8,58	67,84	6,30	74,15	9,75	69,28
9,44	67,84	3,15	71,00	9,57	65,89
10,30	67,84	0,00	67,84	9,39	63,04
11,16	67,84	-3,15	64,69	9,21	60,59
12,02	67,84	-6,30	61,54	9,03	58,11
12,88	67,84	-9,46	58,39	8,85	55,61
13,73	67,84	-12,61	55,24	8,67	53,11
14,59	67,84	-15,76	52,08	8,49	50,59
15,45	67,84	-18,91	48,93	8,31	48,55
16,31	67,84	-22,06	45,78	8,13	46,56
17,17	67,84	-25,21	42,63	7,95	44,81
18,03	67,84	-28,37	39,48	7,77	43,06
18,88	67,84	-31,52	36,33	7,59	41,16
19,74	67,84	-34,67	33,17	7,41	39,20
20,60	67,84	-37,82	30,02	7,23	37,25

Tabela 17 - Tensão circunferencial linearizada (SCL 7)

Fonte: O autor.

1.3 TENSÃO LONGITUDINAL – SCL 7

Tabela 18 - Tensão longitudinal linearizada (SCL 7)

		-		. ,	
Espes. (mm)	Pm (MPa)	Pb (MPa)	Pm+Pb (MPa)	F (MPa)	Total (MPa)
0,00	4,38	0,25	4,63	0,35	4,97
0,86	4,38	0,23	4,61	0,37	5,14
1,72	4,38	0,21	4,59	0,40	5,31
2,58	4,38	0,19	4,56	0,43	5,49
3,43	4,38	0,17	4,54	0,46	5,28
4,29	4,38	0,14	4,52	0,49	4,76
5,15	4,38	0,12	4,50	0,52	4,33
6,01	4,38	0,10	4,48	0,54	3,98
6,87	4,38	0,08	4,46	0,57	3,63
7,73	4,38	0,06	4,44	0,60	3,66
8,58	4,38	0,04	4,42	0,63	3,77
9,44	4,38	0,02	4,40	0,66	3,89

10,30	4,38	0,00	4,38	0,69	4,06	
11,16	4,38	-0,02	4,36	0,71	4,28	
12,02	4,38	-0,04	4,34	0,74	4,19	
12,88	4,38	-0,06	4,32	0,77	3,91	
13,73	4,38	-0,08	4,30	0,80	3,64	
14,59	4,38	-0,10	4,27	0,83	3,34	
15,45	4,38	-0,12	4,25	0,85	3,65	
16,31	4,38	-0,14	4,23	0,88	4,00	
17,17	4,38	-0,17	4,21	0,91	4,47	
18,03	4,38	-0,19	4,19	0,94	4,93	
18,88	4,38	-0,21	4,17	0,97	5,08	
19,74	4,38	-0,23	4,15	1,00	5,12	
20,60	4,38	-0,25	4,13	1,02	5,15	

1.4 TENSÃO CISALHANTE XY - SCL 7

Tabela 19 - Tensão cisalhante XY linearizada (SCL 7)

				· /	
Espes. (mm)	Pm (MPa)	Pb (MPa)	Pm+Pb (MPa)	F (MPa)	Total (MPa)
0,00	0,04	0,11	0,15	0,23	0,38
0,86	0,04	0,10	0,14	0,22	0,30
1,72	0,04	0,09	0,13	0,21	0,23
2,58	0,04	0,08	0,12	0,21	0,16
3,43	0,04	0,08	0,11	0,20	0,09
4,29	0,04	0,07	0,10	0,19	0,03
5,15	0,04	0,06	0,09	0,19	0,00
6,01	0,04	0,05	0,08	0,18	0,00
6,87	0,04	0,04	0,07	0,17	-0,01
7,73	0,04	0,03	0,06	0,17	-0,01
8,58	0,04	0,02	0,06	0,16	0,00
9,44	0,04	0,01	0,05	0,15	0,01
10,30	0,04	0,00	0,04	0,15	0,00
11,16	0,04	-0,01	0,03	0,14	-0,01
12,02	0,04	-0,02	0,02	0,13	-0,01
12,88	0,04	-0,03	0,01	0,13	-0,01
13,73	0,04	-0,04	0,00	0,12	-0,02
14,59	0,04	-0,05	-0,01	0,11	-0,02
15,45	0,04	-0,06	-0,02	0,11	-0,01
16,31	0,04	-0,07	-0,03	0,10	0,00
17,17	0,04	-0,08	-0,04	0,09	-0,01
18,03	0,04	-0,08	-0,05	0,09	-0,01
18,88	0,04	-0,09	-0,06	0,08	-0,01
19,74	0,04	-0,10	-0,07	0,07	-0,01
20,60	0,04	-0,11	-0,08	0,07	-0,01

1.5 TENSÃO CISALHANTE YZ SCL - 7

Espes. (mm)	Pm (MPa)	Pb (MPa)	Pm+Pb (MPa)	F (MPa)	Total (MPa)
0,00	-0,12	-0,33	-0,45	-0,54	-0,99
0,86	-0,12	-0,30	-0,42	-0,52	-0,81
1,72	-0,12	-0,28	-0,40	-0,51	-0,63
2,58	-0,12	-0,25	-0,37	-0,49	-0,45
3,43	-0,12	-0,22	-0,34	-0,47	-0,28
4,29	-0,12	-0,19	-0,31	-0,45	-0,12
5,15	-0,12	-0,17	-0,29	-0,44	-0,04
6,01	-0,12	-0,14	-0,26	-0,42	-0,04
6,87	-0,12	-0,11	-0,23	-0,40	-0,04
7,73	-0,12	-0,08	-0,20	-0,38	-0,04
8,58	-0,12	-0,06	-0,18	-0,37	-0,06
9,44	-0,12	-0,03	-0,15	-0,35	-0,07
10,30	-0,12	0,00	-0,12	-0,33	-0,07
11,16	-0,12	0,03	-0,09	-0,31	-0,05
12,02	-0,12	0,06	-0,06	-0,30	-0,03
12,88	-0,12	0,08	-0,04	-0,28	-0,02
13,73	-0,12	0,11	-0,01	-0,26	0,00
14,59	-0,12	0,14	0,02	-0,25	0,00
15,45	-0,12	0,17	0,05	-0,23	0,02
16,31	-0,12	0,19	0,07	-0,21	0,02
17,17	-0,12	0,22	0,10	-0,19	0,04
18,03	-0,12	0,25	0,13	-0,18	0,06
18,88	-0,12	0,28	0,16	-0,16	0,07
19,74	-0,12	0,30	0,18	-0,14	0,08
20,60	-0,12	0,33	0,21	-0,12	0,09

Tabela 20 - Tensão cisalhante YZ linearizada (SCL 7)

Fonte: O autor.

1.6 TENSÃO CISALHANTE XZ - SCL 7

Tabela 21 - Tensão cisalhante XZ linearizada (SCL 7)

				, ,	
Espes. (mm)	Pm (MPa)	Pb (MPa)	Pm+Pb (MPa)	F (MPa)	Total (MPa)
0,00	-7,25	-0,64	-7,90	7,36	-0,53
0,86	-7,25	-0,59	-7,84	7,33	-2,05
1,72	-7,25	-0,53	-7,79	7,29	-3,58
2,58	-7,25	-0,48	-7,74	7,26	-5,10
3,43	-7,25	-0,43	-7,68	7,22	-6,61
4,29	-7,25	-0,37	-7,63	7,18	-8,13
5,15	-7,25	-0,32	-7,58	7,15	-9,07
6,01	-7,25	-0,27	-7,52	7,11	-9,47
6,87	-7,25	-0,21	-7,47	7,08	-9,87
7,73	-7,25	-0,16	-7,41	7,04	-10,25
8,58	-7,25	-0,11	-7,36	7,01	-10,63
9,44	-7,25	-0,05	-7,31	6,97	-11,01

10,30	-7,25	0,00	-7,25	6,93	-11,00
11,16	-7,25	0,05	-7,20	6,90	-10,71
12,02	-7,25	0,11	-7,15	6,86	-10,23
12,88	-7,25	0,16	-7,09	6,83	-9,64
13,73	-7,25	0,21	-7,04	6,79	-9,05
14,59	-7,25	0,27	-6,99	6,76	-8,48
15,45	-7,25	0,32	-6,93	6,72	-7,70
16,31	-7,25	0,37	-6,88	6,68	-6,86
17,17	-7,25	0,43	-6,83	6,65	-5,54
18,03	-7,25	0,48	-6,77	6,61	-4,22
18,88	-7,25	0,53	-6,72	6,58	-2,86
19,74	-7,25	0,59	-6,67	6,54	-1,48
20,60	-7,25	0,64	-6,61	6,51	-0,11

1.7 TENSÃO EQUIVALENTE - SCL 7

Tabela 22 - Tensão equivalente linearizada (SCL 7)

Espes. (mm)	Pm (MPa)	Pb (MPa)	Pm+Pb (MPa)	F (MPa)	Total (MPa)
0,00	78,05	54,10	131,48	22,06	148,54
0,86	78,05	49,59	127,01	21,80	140,00
1,72	78,05	45,08	122,54	21,55	131,51
2,58	78,05	40,57	118,07	21,30	123,11
3,43	78,05	36,07	113,60	21,05	114,85
4,29	78,05	31,56	109,14	20,79	106,74
5,15	78,05	27,05	104,68	20,54	100,29
6,01	78,05	22,54	100,23	20,29	95,36
6,87	78,05	18,03	95,78	20,04	90,48
7,73	78,05	13,52	91,34	19,80	85,70
8,58	78,05	9,02	86,90	19,55	80,97
9,44	78,05	4,51	82,47	19,30	76,29
10,30	78,05	0,00	78,05	19,06	72,27
11,16	78,05	4,51	73,65	18,81	68,73
12,02	78,05	9,02	69,25	18,57	65,24
12,88	78,05	13,52	64,87	18,32	61,79
13,73	78,05	18,03	60,51	18,08	58,35
14,59	78,05	22,54	56,17	17,84	54,90
15,45	78,05	27,05	51,86	17,60	51,77
16,31	78,05	31,56	47,59	17,36	48,67
17,17	78,05	36,07	43,37	17,13	45,78
18,03	78,05	40,57	39,21	16,89	42,97
18,88	78,05	45,08	35,13	16,66	40,17
19,74	78,05	49,59	31,18	16,42	37,46
20,60	78,05	54,10	27,39	16,19	34,89

2 LINEARIZAÇÃO DE TENSÕES DA SCL 1 – VASO DE PAREDE ESPESSA

2.1 TENSÃO RADIAL (TROUGH THICKNESS STRESS) - SCL 1

Espes. (mm)	Pm (MPa)	Pb (MPa)	Pm+Pb (MPa)	F (MPa)	Total (MPa)
0,00	-18,82	-24,41	-43,23	-8,28	-51,52
0,86	-18,82	-22,38	-41,20	-8,17	-47,34
1,72	-18,82	-20,35	-39,17	-8,06	-43,16
2,58	-18,82	-18,31	-37,13	-7,94	-39,54
3,43	-18,82	-16,28	-35,10	-7,83	-36,04
4,29	-18,82	-14,24	-33,06	-7,72	-32,55
5,15	-18,82	-12,21	-31,03	-7,60	-29,40
6,01	-18,82	-10,17	-28,99	-7,49	-26,61
6,87	-18,82	-8,14	-26,96	-7,38	-23,81
7,73	-18,82	-6,10	-24,92	-7,26	-21,57
8,58	-18,82	-4,07	-22,89	-7,15	-19,50
9,44	-18,82	-2,03	-20,85	-7,04	-17,42
10,30	-18,82	0,00	-18,82	-6,93	-15,35
11,16	-18,82	2,03	-16,79	-6,81	-13,58
12,02	-18,82	4,07	-14,75	-6,70	-11,97
12,88	-18,82	6,10	-12,72	-6,59	-10,45
13,73	-18,82	8,14	-10,68	-6,47	-9,05
14,59	-18,82	10,17	-8,65	-6,36	-7,65
15,45	-18,82	12,21	-6,61	-6,25	-6,25
16,31	-18,82	14,24	-4,58	-6,13	-5,02
17,17	-18,82	16,28	-2,54	-6,02	-4,01
18,03	-18,82	18,31	-0,51	-5,91	-2,99
18,88	-18,82	20,35	1,53	-5,79	-1,98
19,74	-18,82	22,38	3,56	-5,68	-0,97
20,60	-18,82	24,41	5,59	-5,57	0,03

Tabela 23 - Tensão radial linearizada (SCL 1)

Fonte: O autor.

2.2 TENSÃO CIRCUNFERENCIAL (HOOP STRESS) – SCL 1

Tabela 24 -	Tensão	circunfer	encial line	earizada	(SCL	1))
-------------	--------	-----------	-------------	----------	------	----	---

Espes. (mm)	Pm (MPa)	Pb (MPa)	Pm+Pb (MPa)	F (MPa)	Total (MPa)
0,00	66,54	24,50	91,04	8,29	99,33
0,86	66,54	22,46	88,99	8,18	95,18
1,72	66,54	20,41	86,95	8,07	91,03
2,58	66,54	18,37	84,91	7,96	87,37
3,43	66,54	16,33	82,87	7,84	83,83
4,29	66,54	14,29	80,83	7,73	80,29
5,15	66,54	12,25	78,79	7,62	77,13
6,01	66,54	10,21	76,75	7,50	74,33
6,87	66,54	8,17	74,70	7,39	71,54
7,73	66,54	6,12	72,66	7,28	69,29
8,58	66,54	4,08	70,62	7,17	67,20

9,44	66,54	2,04	68,58	7,05	65,12
10,30	66,54	0,00	66,54	6,94	63,03
11,16	66,54	-2,04	64,50	6,83	61,25
12,02	66,54	-4,08	62,46	6,71	59,62
12,88	66,54	-6,12	60,42	6,60	58,10
13,73	66,54	-8,17	58,37	6,49	56,72
14,59	66,54	-10,21	56,33	6,38	55,34
15,45	66,54	-12,25	54,29	6,26	53,96
16,31	66,54	-14,29	52,25	6,15	52,74
17,17	66,54	-16,33	50,21	6,04	51,71
18,03	66,54	-18,37	48,17	5,92	50,68
18,88	66,54	-20,41	46,13	5,81	49,65
19,74	66,54	-22,46	44,08	5,70	48,63
20,60	66,54	-24,50	42,04	5,58	47,63

2.3 TENSÃO LONGITUDINAL – SCL 1

				, ,	
Espes. (mm)	Pm (MPa)	Pb (MPa)	Pm+Pb (MPa)	F (MPa)	Total (MPa)
0,00	13,16	0,03	13,18	-0,04	13,15
0,86	13,16	0,03	13,18	-0,03	13,18
1,72	13,16	0,02	13,18	-0,03	13,22
2,58	13,16	0,02	13,18	-0,03	13,21
3,43	13,16	0,02	13,18	-0,03	13,19
4,29	13,16	0,02	13,17	-0,03	13,17
5,15	13,16	0,01	13,17	-0,03	13,16
6,01	13,16	0,01	13,17	-0,02	13,15
6,87	13,16	0,01	13,17	-0,02	13,15
7,73	13,16	0,01	13,16	-0,02	13,15
8,58	13,16	0,00	13,16	-0,02	13,15
9,44	13,16	0,00	13,16	-0,02	13,15
10,30	13,16	0,00	13,16	-0,02	13,15
11,16	13,16	0,00	13,16	-0,01	13,15
12,02	13,16	0,00	13,15	-0,01	13,15
12,88	13,16	-0,01	13,15	-0,01	13,15
13,73	13,16	-0,01	13,15	-0,01	13,15
14,59	13,16	-0,01	13,15	-0,01	13,15
15,45	13,16	-0,01	13,14	-0,01	13,15
16,31	13,16	-0,02	13,14	0,00	13,15
17,17	13,16	-0,02	13,14	0,00	13,15
18,03	13,16	-0,02	13,14	0,00	13,14
18,88	13,16	-0,02	13,13	0,00	13,14
19,74	13,16	-0,03	13,13	0,00	13,13
20,60	13,16	-0,03	13,13	0,00	13,13

Tabela 25 - Tensão longitudinal linearizada (SCL 1)

2.4 TENSÃO CISALHANTE XY - SCL 1

Espes. (mm)	Pm (MPa)	Pb (MPa)	Pm+Pb (MPa)	F (MPa)	Total (MPa)
0,00	0,00	0,00	0,00	-0,02	-0,02
0,86	0,00	0,00	0,00	-0,01	-0,02
1,72	0,00	0,00	0,00	-0,01	-0,02
2,58	0,00	0,00	0,00	-0,01	-0,01
3,43	0,00	0,00	0,00	-0,01	0,00
4,29	0,00	0,00	0,00	-0,01	0,01
5,15	0,00	0,00	0,00	-0,01	0,01
6,01	0,00	0,00	0,00	-0,01	0,02
6,87	0,00	0,00	0,00	-0,01	0,02
7,73	0,00	0,00	0,00	-0,01	0,02
8,58	0,00	0,00	0,00	-0,01	0,01
9,44	0,00	0,00	0,00	-0,01	0,00
10,30	0,00	0,00	0,00	-0,01	0,00
11,16	0,00	0,00	0,00	-0,01	-0,01
12,02	0,00	0,00	0,00	-0,01	-0,01
12,88	0,00	0,00	0,00	-0,01	0,00
13,73	0,00	0,00	0,00	-0,01	0,00
14,59	0,00	0,00	0,00	-0,01	0,00
15,45	0,00	0,00	0,00	-0,01	0,00
16,31	0,00	0,00	0,00	-0,01	0,00
17,17	0,00	0,00	0,00	-0,01	0,00
18,03	0,00	0,00	0,00	-0,01	0,00
18,88	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
19,74	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
20,60	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tabela 26 - Tensão cisalhante XY (SCL 1)

Fonte: O autor.

2.5 TENSÃO CISALHANTE YZ - SCL 1

Tabela 27 - Tensão cisalhante YZ (SCL 1)

Espes. (mm)	Pm (MPa)	Pb (MPa)	Pm+Pb (MPa)	F (MPa)	Total (MPa)
0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
0,86	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
1,72	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2,58	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
3,43	0,00	0,00	0,00	0,00	0,01
4,29	0,00	0,00	0,00	0,00	0,01
5,15	0,00	0,00	0,00	0,00	0,01
6,01	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
6,87	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
7,73	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
8,58	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
9,44	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

10,30	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
11,16	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
12,02	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
12,88	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
13,73	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
14,59	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
15,45	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
16,31	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
17,17	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
18,03	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
18,88	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
19,74	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
20,60	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

2.6 TENSÃO CISALHANTE XZ - SCL 1

Tabela 28 - Tensão cisalhante XZ (SCL 1)

Espes. (mm)	Pm (MPa)	Pb (MPa)	Pm+Pb (MPa)	F (MPa)	Total (MPa)
0,00	-0,03	-0,21	-0,25	-0,16	-0,41
0,86	-0,03	-0,19	-0,23	-0,16	-0,43
1,72	-0,03	-0,18	-0,21	-0,15	-0,45
2,58	-0,03	-0,16	-0,19	-0,15	-0,35
3,43	-0,03	-0,14	-0,18	-0,14	-0,24
4,29	-0,03	-0,12	-0,16	-0,14	-0,12
5,15	-0,03	-0,11	-0,14	-0,14	-0,03
6,01	-0,03	-0,09	-0,12	-0,13	0,04
6,87	-0,03	-0,07	-0,10	-0,13	0,11
7,73	-0,03	-0,05	-0,09	-0,12	0,10
8,58	-0,03	-0,04	-0,07	-0,12	0,08
9,44	-0,03	-0,02	-0,05	-0,12	0,05
10,30	-0,03	0,00	-0,03	-0,11	0,03
11,16	-0,03	0,02	-0,02	-0,11	0,04
12,02	-0,03	0,04	0,00	-0,10	0,07
12,88	-0,03	0,05	0,02	-0,10	0,07
13,73	-0,03	0,07	0,04	-0,10	0,06
14,59	-0,03	0,09	0,05	-0,09	0,04
15,45	-0,03	0,11	0,07	-0,09	0,02
16,31	-0,03	0,12	0,09	-0,08	0,02
17,17	-0,03	0,14	0,11	-0,08	0,03
18,03	-0,03	0,16	0,12	-0,08	0,05
18,88	-0,03	0,18	0,14	-0,07	0,06
19,74	-0,03	0,19	0,16	-0,07	0,08
20,60	-0,03	0,21	0,18	-0,07	0,11

2.7 TENSÃO EQUIVALENTE - SCL 1

		_			
Espes. (mm)	Pm (MPa)	Pb (MPa)	Pm+Pb (MPa)	F (MPa)	Total (MPa)
0,00	74,69	42,36	116,77	14,36	131,08
0,86	74,69	38,83	113,26	14,16	123,89
1,72	74,69	35,30	109,75	13,97	116,71
2,58	74,69	31,77	106,23	13,77	110,43
3,43	74,69	28,24	102,72	13,58	104,37
4,29	74,69	24,71	99,21	13,38	98,30
5,15	74,69	21,18	95,70	13,18	92,88
6,01	74,69	17,65	92,20	12,99	88,07
6,87	74,69	14,12	88,69	12,79	83,26
7,73	74,69	10,59	85,19	12,60	79,41
8,58	74,69	7,06	81,69	12,40	75,84
9,44	74,69	3,53	78,19	12,21	72,28
10,30	74,69	0,00	74,69	12,01	68,72
11,16	74,69	3,53	71,20	11,81	65,68
12,02	74,69	7,06	67,71	11,62	62,91
12,88	74,69	10,59	64,23	11,42	60,32
13,73	74,69	14,12	60,75	11,23	57,95
14,59	74,69	17,65	57,28	11,03	55,59
15,45	74,69	21,18	53,82	10,83	53,23
16,31	74,69	24,71	50,36	10,64	51,15
17,17	74,69	28,24	46,92	10,44	49,42
18,03	74,69	31,77	43,49	10,25	47,70
18,88	74,69	35,30	40,08	10,05	45,97
19,74	74,69	38,83	36,69	9,86	44,26
20,60	74,69	42,36	33,33	9,66	42,59

Tabela 29 - Tensão equivalente linearizada (SCL 1)

3.1 TENSÃO RADIAL (TROUGH THICKNESS STRESS) - SCL 2

Espes. (mm)	Pm (MPa)	Pb (MPa)	Pm+Pb (MPa)	F (MPa)	Total (MPa)
0,00	-24,45	-25,77	-50,22	-1,52	-51,75
0,21	-24,45	-23,63	-48,08	-1,51	-49,25
0,42	-24,45	-21,48	-45,93	-1,50	-46,75
0,63	-24,45	-19,33	-43,78	-1,49	-44,27
0,83	-24,45	-17,18	-41,63	-1,48	-41,82
1,04	-24,45	-15,03	-39,49	-1,47	-39,49
1,25	-24,45	-12,89	-37,34	-1,46	-37,17
1,46	-24,45	-10,74	-35,19	-1,45	-34,84
1,67	-24,45	-8,59	-33,04	-1,44	-32,52
1,88	-24,45	-6,44	-30,89	-1,43	-30,26
2,08	-24,45	-4,30	-28,75	-1,42	-28,02
2,29	-24,45	-2,15	-26,60	-1,41	-25,87
2,50	-24,45	0,00	-24,45	-1,40	-23,75
2,71	-24,45	2,15	-22,30	-1,39	-21,63
2,92	-24,45	4,30	-20,16	-1,38	-19,51
3,13	-24,45	6,44	-18,01	-1,37	-17,39
3,33	-24,45	8,59	-15,86	-1,36	-15,36
3,54	-24,45	10,74	-13,71	-1,35	-13,35
3,75	-24,45	12,89	-11,57	-1,34	-11,43
3,96	-24,45	15,03	-9,42	-1,33	-9,50
4,17	-24,45	17,18	-7,27	-1,32	-7,58
4,38	-24,45	19,33	-5,12	-1,31	-5,66
4,58	-24,45	21,48	-2,97	-1,30	-3,74
4,79	-24,45	23,63	-0,83	-1,29	-1,84
5,00	-24,45	25,77	1,32	-1,28	0,04

Tabela 30 - Tensão radial linearizada (SCL 2)

Fonte: O autor.

3.2 TENSÃO CICUNFERENCIAL (HOOP STRESS) – SCL 2

Tabela 31 - Tensao circunterencial linearizada (SCL
--

Espes. (mm)	Pm (MPa)	Pb (MPa)	Pm+Pb (MPa)	F (MPa)	Total (MPa)
0,00	434,42	25,76	460,18	1,52	461,70
0,21	434,42	23,61	458,03	1,51	459,19
0,42	434,42	21,46	455,88	1,50	456,69
0,63	434,42	19,32	453,74	1,49	454,22
0,83	434,42	17,17	451,59	1,48	451,77
1,04	434,42	15,02	449,45	1,47	449,45
1,25	434,42	12,88	447,30	1,46	447,13
1,46	434,42	10,73	445,15	1,45	444,81
1,67	434,42	8,59	443,01	1,43	442,49
1,88	434,42	6,44	440,86	1,42	440,24
2,08	434,42	4,29	438,71	1,41	438,00

2,29	434,42	2,15	436,57	1,40	435,85
2,50	434,42	0,00	434,42	1,39	433,73
2,71	434,42	-2,15	432,28	1,38	431,61
2,92	434,42	-4,29	430,13	1,37	429,49
3,13	434,42	-6,44	427,98	1,36	427,37
3,33	434,42	-8,59	425,84	1,35	425,34
3,54	434,42	-10,73	423,69	1,34	423,32
3,75	434,42	-12,88	421,54	1,33	421,40
3,96	434,42	-15,02	419,40	1,32	419,48
4,17	434,42	-17,17	417,25	1,31	417,56
4,38	434,42	-19,32	415,11	1,30	415,64
4,58	434,42	-21,46	412,96	1,29	413,72
4,79	434,42	-23,61	410,81	1,28	411,82
5,00	434,42	-25,76	408,67	1,27	409,93

3.3 TENSÃO LONGITUDINAL – SCL 2

Espes. (mm)	Pm (MPa)	Pb (MPa)	Pm+Pb (MPa)	F (MPa)	Total (MPa)
0,00	117,82	0,00	117,81	-0,01	117,81
0,21	117,82	0,00	117,81	-0,01	117,81
0,42	117,82	0,00	117,81	-0,01	117,81
0,63	117,82	0,00	117,81	-0,01	117,81
0,83	117,82	0,00	117,81	-0,01	117,81
1,04	117,82	0,00	117,81	-0,01	117,81
1,25	117,82	0,00	117,81	-0,01	117,82
1,46	117,82	0,00	117,81	-0,01	117,82
1,67	117,82	0,00	117,81	-0,01	117,82
1,88	117,82	0,00	117,82	-0,01	117,82
2,08	117,82	0,00	117,82	-0,01	117,82
2,29	117,82	0,00	117,82	-0,01	117,82
2,50	117,82	0,00	117,82	-0,01	117,82
2,71	117,82	0,00	117,82	-0,01	117,82
2,92	117,82	0,00	117,82	-0,01	117,82
3,13	117,82	0,00	117,82	-0,01	117,82
3,33	117,82	0,00	117,82	-0,01	117,82
3,54	117,82	0,00	117,82	0,00	117,82
3,75	117,82	0,00	117,82	0,00	117,82
3,96	117,82	0,00	117,82	0,00	117,82
4,17	117,82	0,00	117,82	0,00	117,82
4,38	117,82	0,00	117,82	0,00	117,82
4,58	117,82	0,00	117,82	0,00	117,82
4,79	117,82	0,00	117,82	0,00	117,82
5,00	117,82	0,00	117,82	0,00	117,82

Tabela 32 - Tensão longitudinal linearizada (SCL 2)

3.4 TENSÃO CISALHANTE XY - SCL 2

Espes. (mm)	Pm (MPa)	Pb (MPa)	Pm+Pb (MPa)	F (MPa)	Total (MPa)
0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
0,21	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
0,42	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
0,63	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
0,83	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
1,04	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
1,25	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
1,46	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
1,67	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
1,88	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2,08	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2,29	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2,50	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2,71	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2,92	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
3,13	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
3,33	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
3,54	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
3,75	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
3,96	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
4,17	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
4,38	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
4,58	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
4,79	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
5,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tabela 33 - Tensão cisalhante XY (SCL 2)

Fonte: O autor.

3.5 TENSÃO CISALHANTE YZ - SCL 2

Tabela 34 - Tensão cisalhante YZ (SCL 2)

Espes. (mm)	Pm (MPa)	Pb (MPa)	Pm+Pb (MPa)	F (MPa)	Total (MPa)
0,00	-0,02	-0,05	-0,08	0,01	-0,06
0,21	-0,02	-0,05	-0,07	0,01	-0,06
0,42	-0,02	-0,04	-0,07	0,02	-0,06
0,63	-0,02	-0,04	-0,06	0,02	-0,05
0,83	-0,02	-0,04	-0,06	0,02	-0,04
1,04	-0,02	-0,03	-0,06	0,02	-0,04
1,25	-0,02	-0,03	-0,05	0,02	-0,05
1,46	-0,02	-0,02	-0,05	0,02	-0,05
1,67	-0,02	-0,02	-0,04	0,02	-0,05
1,88	-0,02	-0,01	-0,04	0,02	-0,05
2,08	-0,02	-0,01	-0,03	0,02	-0,05
2,29	-0,02	0,00	-0,03	0,02	-0,04

2,50	-0,02	0,00	-0,02	0,02	-0,04	
2,71	-0,02	0,00	-0,02	0,02	-0,04	
2,92	-0,02	0,01	-0,02	0,02	-0,03	
3,13	-0,02	0,01	-0,01	0,02	-0,03	
3,33	-0,02	0,02	-0,01	0,02	-0,02	
3,54	-0,02	0,02	0,00	0,02	-0,02	
3,75	-0,02	0,03	0,00	0,03	-0,01	
3,96	-0,02	0,03	0,01	0,03	0,00	
4,17	-0,02	0,04	0,01	0,03	0,02	
4,38	-0,02	0,04	0,02	0,03	0,03	
4,58	-0,02	0,04	0,02	0,03	0,04	
4,79	-0,02	0,05	0,02	0,03	0,05	
5,00	-0,02	0,05	0,03	0,03	0,06	_

3.6 TENSÃO CISALHANTE XZ - SCL 2

Tabela 35 - Tensão cisalhante XZ (SCL 2)

Espes. (mm)	Pm (MPa)	Pb (MPa)	Pm+Pb (MPa)	F (MPa)	Total (MPa)
0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
0,21	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
0,42	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
0,63	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
0,83	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
1,04	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
1,25	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
1,46	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
1,67	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
1,88	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2,08	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2,29	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2,50	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2,71	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2,92	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
3,13	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
3,33	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
3,54	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
3,75	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
3,96	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
4,17	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
4,38	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
4,58	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
4,79	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
5,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

3.7 TENSÃO EQUIVALENTE - SCL 2

		Ĩ		· /	
Epes. (mm)	Pm (MPa)	Pb (MPa)	Pm+Pb (MPa)	F (MPa)	Total (MPa)
0,00	406,84	44,63	450,53	2,64	453,12
0,21	406,84	40,91	446,89	2,62	448,87
0,42	406,84	37,19	443,24	2,60	444,62
0,63	406,84	33,47	439,59	2,58	440,41
0,83	406,84	29,75	435,95	2,56	436,26
1,04	406,84	26,03	432,31	2,55	432,32
1,25	406,84	22,31	428,66	2,53	428,38
1,46	406,84	18,59	425,02	2,51	424,44
1,67	406,84	14,88	421,39	2,49	420,50
1,88	406,84	11,16	417,75	2,47	416,68
2,08	406,84	7,44	414,11	2,46	412,89
2,29	406,84	3,72	410,48	2,44	409,25
2,50	406,84	0,00	406,84	2,42	405,67
2,71	406,84	3,72	403,21	2,40	402,08
2,92	406,84	7,44	399,58	2,38	398,50
3,13	406,84	11,16	395,95	2,37	394,92
3,33	406,84	14,88	392,33	2,35	391,48
3,54	406,84	18,59	388,70	2,33	388,08
3,75	406,84	22,31	385,08	2,31	384,84
3,96	406,84	26,03	381,46	2,29	381,60
4,17	406,84	29,75	377,84	2,28	378,37
4,38	406,84	33,47	374,22	2,26	375,13
4,58	406,84	37,19	370,61	2,24	371,90
4,79	406,84	40,91	366,99	2,22	368,69
5,00	406,84	44,63	363,38	2,20	365,52

Tabela 36 - Tensão equivalente linearizada (SCL 2)

APÊNDICE C – PLOTAGEM DOS RESULTADOS DA TENSÃO RADIAL, CIRCUNFERENCIAL (HOOP STRESS) E LONGITUDINAL NA REGIÃO DA SCL 7



Figura 89 - Plotagem da tensão radial na região da SCL 7

Fonte: O autor.



Figura 90 - Plotagem da tensão circunferencial (hoop stress) na região da SCL 7



Figura 91 - Plotagem da tensão longitudinal na região da SCL 7

APÊNDICE D – PLOTAGEM DOS RESULTADOS DA TENSÃO RADIAL, CIRCUNFERENCIAL (HOOP STRESS) E LONGITUDINAL NA REGIÃO DA SCL 2





Fonte: O autor.



Figura 93 - Plotagem da tensão circunferencial (hoop stress) na região da SCL 2



Figura 94 - Plotagem da tensão longitudinal na região da SCL 2

APÊNDICE E - CURVA PRESSÃO VERSUS DEFORMAÇÃO PLÁSTICA DA ANÁLISE ELASTOPLÁSTICA EM REGIÃO DO CORPO



Figura 95 - Ponto de interesse para gráfico da pressão vs. deformação plástica equivalente





Figura 96 - Gráfico da pressão interna vs. deformação plástica equivalente

Fonte: O autor.

ANEXO A - MÉTODO DA LINEARIZAÇÃO DE TENSÕES - CASO CARTESIANO

No método dos elementos finitos, quando elementos sólidos são utilizados na análise, a distribuição total de tensão tridimensional é obtida. Para tornar possível a comparação desses resultados com as tensões admissíveis de flexão e membrana, definidas pela ASME Seção VIII Divisão 2 Parte 5, as componentes da tensão (σ_x , σ_y , σ_z , τ_{xy} , τ_{yz} , τ_{zx}), linearizadas com base na linha de classificação de tensões (SCL), devem ser decompostas nas suas componentes de tensão de flexão e membrana, através do método conhecido como Linearização de Tensões. As figuras 96 e 97 ilustram a distribuição de tensões aplicada na SCL formada entre os nós N1 e N2, e os resultados da tensão linearizada.

Figura 97 - Coordenadas através da seção



Fonte: (ANSYS INC., 2013).

Figura 98 - Linearização das componentes da tensão através da espessura



Fonte: (ANSYS INC., 2013).
A tensão linearizada de membrana, para cada um dos componentes de tensão, pode ser calculado como:

$$\sigma_i^m = \frac{1}{t} \int_{-t/2}^{t/2} \sigma_i dx_s$$
 (14)

Onde tem-se:

- $\sigma^m_i = tens$ ão de mebrana calculada para a componete i
- t = espessura da parede do vaso
- $\sigma_i = componente da tensão i ao longo da linha$
- $x_s = cordenada \ aatravés \ da \ linha$

O índice "i" varia de 1 a 6, indicando as componentes da tensão $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$. A integral acima, pode ser resolvida a partir de integração numérica, com o uso da equação abaixo. Para efeito de análise, foi adotada a utilização de 49 pontos através da espessura, mesmo procedimento utilizado no ANSYS Workbench.

$$\sigma_i^m = \frac{1}{48} \left(\frac{\sigma_{i,1}}{2} + \frac{\sigma_{i,49}}{2} + \sum_{j=2}^{47} \sigma_{i,j} \right)$$
(15)

$\sigma_{i,j}$ = tensão total do componente i no ponto j.

A notação de integral será utilizada para os demais casos, para facilitar no entendimento do método e garantir fluidez à leitura.

A tensão de flexão, das componentes da tensão linearizada podem ser calculadas como:

$$\sigma_{i1}^{b} = \frac{-6}{t^2} \int_{-t/2}^{t/2} \sigma_i x_s dx_s \tag{16}$$

 $\sigma_{i1}^{b} = valor \, da \, tensão \, de \, flexão \, no \, nó \, N1$

O valor da tensão no nó N2, é defino como - σ_{i1}^b , ou seja:

$$\sigma_{i2}^b = -\sigma_{i1}^b \tag{17}$$

Onde:

$\sigma_{i2}^{b} = valor \, da \, tens$ ão de flexão no nó N2

A tensão de pico é calculada como a diferença entra a soma da tensão de flexão e de membrana e a tensão total.

$$\sigma_{i1}^p = \sigma_{i1} - \sigma_{i1}^b - \sigma_i^m \tag{18}$$

Onde:

$$\sigma_{i1}^{p}$$
 = tensão de pico da componente da tensão i no nó N1

 $\sigma_{i1} = tensão total da componente i no nó N1$

Com o cálculo da tensão de membrana, flexão e pico das componentes da tensão, as tensões equivalentes de membrana, flexão e pico podem ser calculadas, conforme apresentado pela equação a seguir:

$$\sigma_{m,b,p} = \sqrt{\frac{\left(\sigma_{xm,b,p} - \sigma_{\sigma_{ym,b,p}}\right)^2 + \left(\sigma_{ym,b,p} - \sigma_{\sigma_{zm,b,p}}\right)^2 + \left(\sigma_{zm,b,p} - \sigma_{xm,b,p}\right)^2 + 6\left(\tau_{xym,b,p}^2 + \tau_{yzm,b,p}^2 + \tau_{zxm,b,p}^2\right)}{2} \quad (19)$$

Onde:

 $\sigma_{m,b,p} = tensão de mebrana, flexão ou pico$

 $\sigma_{xm,b,p} = tensão normal na direção x de membrana, flexão ou pico$ $<math>\sigma_{ym,b,p} = tensão normal na direção y de membrana, flexão ou pico$ $<math>\sigma_{zm,b,p} = tensão normal na direção z de membrana, flexão ou pico$ $<math>\tau_{xym,b,p}^2 = tensão cizalhante no plano xy de membrana, flexão ou pico$ $<math>\tau_{yzm,b,p}^2 = tensão cizalhante no plano yz de membrana, flexão ou pico$ $<math>\tau_{zxm,b,p}^2 = tensão cizalhante no plano zx de membrana, flexão ou pico$

Para o caso axissimétrico é seguido, incialmente, o mesmo princípio utilizado para o caso cartesiano, exceto pelo fato de haver mais material em um raio maior do que em um raio menor da geometria. Assim, o eixo neutro é deslocado radialmente para fora a uma distância específica e, por conta disso, cada uma das componentes das tensões deve ser tratada separadamente.