



AUTARQUIA ASSOCIADA À UNIVERSIDADE
DE SÃO PAULO

**CATEGORIZAÇÃO DE TENSÕES EM MODELOS DE
ELEMENTOS FINITOS DE CONEXÕES BOCAL-VASO
DE PRESSÃO**

LEVI BARCELOS DE ALBUQUERQUE

Dissertação apresentada como parte
dos requisitos para obtenção do Grau
de Mestre em Ciências na Área de
Reatores Nucleares de Potência e
Tecnologia do Combustível Nuclear.

Orientador:
Dr. Miguel Mattar Neto

**São Paulo
1999**

INSTITUTO DE PESQUISAS ENERGÉTICAS E NUCLEARES

Autarquia associada à Universidade de São Paulo

**CATEGORIZAÇÃO DE TENSÕES EM MODELOS DE ELEMENTOS FINITOS DE
CONEXÕES BOCAL-VASO DE PRESSÃO**

LEVI BARCELOS DE ALBUQUERQUE

**Dissertação apresentada como parte dos
requisitos para obtenção do grau de Mestre
em Ciências na Área de Reatores Nucleares
de Potência e Tecnologia do Combustível
Nuclear.**

Orientador:

Dr. Miguel Mattar Neto

SÃO PAULO

1999



AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Miguel Mattar Neto, professor do curso de pós graduação do IPEN, pela orientação, dedicação e, principalmente, pelo apoio, imprescindível na realização deste trabalho.

Ao Centro Tecnológico da Marinha em São Paulo, pela disponibilidade de tempo e recursos para a realização deste trabalho.

Ao Chefe da Divisão de Engenharia Estrutural do Centro Tecnológico da Marinha, Eng. Renato Campos da Silveira, pelo apoio, compreensão e incentivo durante a realização deste trabalho.

Ao Eng. Carlos Alberto de Oliveira, pela revisão do texto deste trabalho.

Aos meus colegas de trabalho, e também amigos, pelo estímulo e apoio.

Aos meus ex-colegas de trabalho, funcionários da Divisão de Equipamentos e Estruturas do IPEN.

Aos meus pais e irmãos, pelo constante apoio, estímulo e confiança.

Aos meus muitos amigos, especialmente à Jenai.

CATEGORIZAÇÃO DE TENSÕES EM MODELOS DE ELEMENTOS FINITOS DE CONEXÕES BOCAL-VASO DE PRESSÃO

Levi Barcelos de Albuquerque

RESUMO

A Seção III do Código ASME (*ASME Boiler and Pressure Vessel Code*) é o principal código usado no projeto de Vasos de Pressão (VP's) nucleares. Seus critérios de projeto foram desenvolvidos para prevenir vários modos de falha de VP's através do procedimento chamado "Projeto por Análise", alguns deles por meio da imposição de limites de tensões. Desta forma, os modos de falha por colapso plástico, deformação plástica excessiva e acúmulo de deformações plásticas sob carregamentos cíclicos podem ser evitados por meio da limitação das chamadas tensões primárias e secundárias. Na época em que o "Projeto por Análise" foi desenvolvido, início dos anos 60, a principal ferramenta usada em projeto de VP's era a análise de descontinuidades de cascas, onde os resultados são dados na forma de tensões de membrana e de flexão. Daquela época para cá, o método dos Elementos Finitos (EF) passou a ser expressivamente usado em projetos de VP's. Nesse método, os resultados não são diretamente separados em tensões de membrana e de flexão e nem classificados em tensões primárias e secundárias. O processo de separação e classificação de tensões obtidas por EF é chamado de categorização das tensões. Para fazer tal categorização de tensões, principalmente de modelos sólidos 3D, têm sido conduzidos vários trabalhos de pesquisas. Este trabalho se inclui nessa tarefa. Primeiramente, apresentam-se os critérios de projeto do Código ASME. Em seguida, mostra-se uma breve descrição da utilização de EF em VP's. Vários trabalhos desenvolvidos em categorização de tensões para modelos de EF de vasos de pressão são, também, revistos e comentados. Finalmente, apresentam-se as análises efetuadas neste trabalho com modelos sólidos de EF para algumas configurações típicas de conexões de bocais em VP's sujeitos a pressão interna e cargas concentradas. Os resultados obtidos por análises elásticas lineares e da carga limite de EF são comparados entre si e também com resultados de fórmulas para geometrias simples de cascas (cilindro e esfera). Com base nas comparações, são apontadas algumas conclusões e recomendações sobre o tipo de análise de EF (elástica linear ou de carga limite) e sobre a categorização das tensões para os casos estudados.

STRESS CATEGORIZATION IN NOZZLE TO PRESSURE VESSEL CONNECTIONS FINITE ELEMENTS MODELS

Levi Barcelos de Albuquerque

ABSTRACT

The ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section III, is the most important code for nuclear pressure vessels design. Its design criteria were developed to preclude the various pressure vessel failure modes throughout the so-called "Design by Analysis", some of them by imposing stress limits. Thus, failure modes such as plastic collapse, excessive plastic deformation and incremental plastic deformation under cyclic loading (ratchetting) may be avoided by limiting the so-called primary and secondary stresses. At the time "Design by Analysis" was developed (early 60's) the main tool for pressure vessel design was the shell discontinuity analysis, in which the results were given in membrane and bending stress distributions along shell sections. From that time, the Finite Element Method (FEM) has had a growing use in pressure vessels design. In this case, the stress results are neither normally separated in membrane and bending stress nor classified in primary and secondary stresses. This process of stress separation and classification in Finite Element (FE) results is what is called stress categorization. In order to perform the stress categorization to check results from FE models against the ASME Code stress limits, mainly from 3D solid FE models, several research works have been conducted. This work is included in this effort. First, a description of the ASME Code design criteria is presented. After that, a brief description of how the FEM can be used in pressure vessel design is showed. Several studies found in the literature on stress categorization for pressure vessel FE models are reviewed and commented. Then, the analyses done in this work are presented in which some typical nozzle to pressure vessel connections subjected to internal pressure and concentrated loads were modeled with solid finite elements. The results from linear elastic and limit load analyses are compared to each other and also with the results obtained by formulae for simple shell geometries (cylinder and sphere). Based on the results comparison, some conclusions and recommendations on the type of FEM (linear elastic or limit load) and on the stress categorization are addressed for the studied cases.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	1
1.1. Definição do Tema	1
1.2. Delimitação.....	3
1.3. Histórico	3
1.4. Justificativa da Escolha	4
1.5. Objetivos.....	5
2. O PROJETO POR ANÁLISE DE VASOS DE PRESSÃO	6
2.1. Introdução.....	6
2.2. Considerações sobre Comportamento do Material. Critérios de Falha.....	7
2.2.1. Tipos de Análise Derivadas do Comportamento Adotado para o Material	10
2.2.2. Análise Plástica. Análise Limite e Carga Limite.....	11
2.2.3. Carregamento Cíclico e Carga de Acomodação (<i>Shakedown</i>).....	11
2.3. Teoria de Cascas. Distribuição de Tensões em Cascas Finas	12
2.3.1. Análises de Descontinuidades	14
2.4. Os Critérios de Projeto do Código ASME para Vasos de Pressão	16
2.4.1. Projeto por Norma	16
2.4.2. Projeto por Análise.....	17
2.4.2.1. Modos de Falha	18
2.4.2.2. Definições das Categorias de Tensões.....	19
2.4.2.3. Limites Básicos das Tensões SI	21
2.4.2.4. Relações entre as Categorias de Tensões e os Modos de Falha	24
2.5. O Método dos Elementos Finitos	25
2.5.1. Terminologia e Geração de Modelos de Elementos Finitos.....	25
2.5.2. Formulação básica do MEF.....	26
2.5.3. Tipos de Elementos para Análise de Vasos de Pressão.....	27
2.5.3.1. Elementos Sólidos 3D	27
2.5.3.2. Elementos Sólidos Axissimétricos	28
2.5.3.3. Elementos de Casca.....	30

2.5.3.4. Elementos de Casca Axissimétricos	31
2.5.4. Relações entre os Resultados de Elementos Finitos e os Limites do ASME	32
<u>3. TENSÕES EM ELEMENTOS FINITOS E LIMITES DO ASME</u>	34
3.1. Introdução	34
3.1.1. Os Primeiros Trabalhos	34
3.1.2. O Início do Trabalho do PVRC	37
3.1.3. A Situação Atual do Trabalho do PVRC.....	48
3.1.4. Os Trabalhos de Outros Autores	49
<u>4. PROCEDIMENTOS PARA ANÁLISE</u>	50
4.1. Introdução	50
4.2. Procedimento Básico do ASME	50
4.3. Procedimento de Linearização de Tensões do MEF	52
4.3.1. Procedimento de Kroenke	53
4.3.2. Procedimento de Linearização usado no Trabalho.....	54
4.3.2.1. Caso 3D Geral	54
4.3.2.2. Caso Axissimétrico.....	56
4.4. Procedimento de Análise Limite	60
4.5. Análise Não Linear por Elementos Finitos	61
<u>5.0. RESULTADOS E COMPARAÇÕES</u>	62
5.1. Introdução	62
5.2. Bocais Cilíndricos Radiais em Cascas Esféricas Sob Pressão Interna	63
5.2.1. Descrição da Geometria e dos Modelos de Elementos Finitos	64
5.2.2. Resultados Obtidos por Fórmulas	66
5.2.3. Resultados Obtidos nas Análises Limite com Elementos Finitos	66
5.2.4. Resultados Obtidos nas Análises Elásticas com Elementos Finitos.....	68
5.2.4.1. Verificação da Validade das Linhas	72
5.2.4.2. Comparação dos Resultados das Análises Efetuadas	72
5.3. Bocal Cilíndrico Radial em Casca Cilíndrica sob Pressão Interna e Carregamentos Concentrados	73
5.3.1. Descrição da Geometria e do Modelo de Elementos Finitos	73
5.3.2. Carregamento de Pressão Interna	74
5.3.2.1. Resultado Obtido por Fórmula	75

5.3.2.2. Resultado Obtido na Análise Limite com Elementos Finitos	75
5.3.2.3. Resultado Obtido na Análise Elástica com Elementos Finitos	76
5.3.2.4. Comparação dos Resultados das Análises Efetuadas	80
5.3.3. Carregamentos Concentrados no Bocal.....	80
5.3.3.1. Resultados Obtidos por Fórmulas	80
5.3.3.2. Resultados Obtidos nas Análises Limite com Elementos Finitos .	83
5.3.3.3. Resultados Obtidos nas Análises Elásticas com Elementos Finitos	83
5.3.3.4. Comparação dos Resultados das Análises Efetuadas	85
5.3.4. Combinações da Pressão Interna com Carregamentos no Bocal.....	85
5.3.4.1. Resultados Obtidos por Fórmulas	86
5.3.4.2. Resultados Obtidos nas Análises Limite com Elementos Finitos .	87
5.3.4.3. Resultados Obtidos nas Análises Elásticas com Elementos Finitos	88
5.3.4.4. Comparação dos Resultados das Análises Efetuadas	90
6.0. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	92
6.1. Bocais cilíndricos radiais em cascas esféricas com carregamento de pressão	92
6.2. Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica com carregamentos concentrados no bocal e pressão interna.....	94
APÊNDICE A TABELAS E FIGURAS DAS TENSÕES NAS LINHAS	101
A.1. Bocais Cilíndricos Radiais em Cascas Esféricas.....	101
A.2. Bocal Cilíndrico Radial em Casca Cilíndrica.....	103
APÊNDICE B VERIFICAÇÕES DE TENSÕES: BOCAL CILÍNDRICO RADIAL EM CASCA CILÍNDRICA.....	119
B.1 Carregamentos Aplicados Individualmente no Bocal	119
B.2. Combinação dos Carregamentos no Bocal com Pressão Interna.....	122
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	124

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Diagrama $\sigma\varepsilon$ de material com resposta elástica	8
Figura 2.2 - Descarregamento em material deformado plasticamente	8
Figura 2.3 - Modelos não lineares	9
Figura 2.4 - Superfícies de escoamento: Tresca e von Mises	10
Figura 2.5 - Comportamento de acomodação (<i>shakedown</i>) e não acomodação (<i>ratchetting</i>)	12
Figura 2.6 - Elemento de casca	12
Figura 2.7 - Distribuição das tensões ao longo da espessura da casca	13
Figura 2.8 - Esforços internos numa interseção cilindro-esfera	15
Figura 2.9 - Análise de descontinuidades de cascas	15
Figura 2.10 - Limite de tensões: combinação de tração e flexão em seção retangular... 22	
Figura 2.11 - Histórico de deformações.....	23
Figura 2.12 – Estado triplo de tensões.....	27
Figura 2.13 - Modelo 3D de interseção vaso-bocal.....	28
Figura 2.14 – Tensões num elemento axissimétrico.....	29
Figura 2.15 - Exemplo de modelo axissimétrico de um vaso de pressão	30
Figura 2.16 – Elemento de casca facetado.....	31
Figura 2.17 – Elemento de casca axissimétrico	31
Figura 3.1 - Abordagens para separação das tensões.....	38
Figura 3.2 – Tipos de elementos.....	43
Figura 4.1 - Cálculo de tensões num componente	51
Figura 4.2 – Linearização de tensões ao longo da parede do vaso	52
Figura 4.3 – Exemplos de linhas para classificação de tensões.....	53
Figura 4.4 – Distribuição de tensão típica	55
Figura 4.5 – Seção transversal axissimétrica	56
Figura 4.6 – Geometria para avaliações axissimétricas	56
Figura 5.1 - Geometria dos bocais cilíndricos radiais em cascas esféricas	64
Figura 5.2 - Modelo de EF para o vaso R500.....	65

Figura 5.3 - Modelo de EF para o vaso R990.....	65
Figura 5.4 - Modelo de EF para o vaso R3000.....	65
Figura 5.5 - Curva $p \times \delta$ e tensões SEQV (MPa) no vaso R500.....	67
Figura 5.6 - Curva $p \times \delta$ e tensões SEQV (MPa) no vaso R990.....	67
Figura 5.7 - Curva $p \times \delta$ e tensões SEQV (MPa) no vaso R3000.....	67
Figura 5.8 - Linhas de classificação de tensões no vaso R500.....	68
Figura 5.9 - Tensões de membrana e de membrana + flexão; vaso R500: $p = 3,471$ MPa.....	69
Figura 5.10 - Linhas de classificação de tensões no vaso R990.....	70
Figura 5.11 - Linhas de classificações de tensões no vaso R3000.....	71
Figura 5.12 - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica.....	73
Figura 5.13 - Modelo de EF: Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica.....	74
Figura 5.14 - Detalhes dos modelo de EF: Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica.....	74
Figura 5.15 - Tensões SEQV (MPa) e curva $p \times \delta$ de EF - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica.....	75
Figura 5.16 - Linhas de tensões: posição 0° - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica.....	76
Figura 5.17 - Linhas de tensões: posição 90° - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica.....	76
Figura 5.18 - Tensões de membrana e de membrana + flexão, em 90° : $p = 15,526$ MPa - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica.....	78
Figura 5.19 - Modelo de EF: combinações de carregamentos concentrados com pressão - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica.....	88
Figura A.1 - Tensões de membrana e de membrana + flexão, vaso R990: $p = 3,326$ MPa.....	102
Figura A.2 - Tensões de membrana e de membrana + flexão, vaso R3000: $p = 3,473$ MPa.....	103
Figura A.3 - Tensões de membrana e de membrana + flexão em 0° : $p = 14,963$ MPa - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica.....	105
Figura A.4 - Tensões de membrana e de membrana + flexão em 15° : $p = 15,512$ MPa - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica.....	105
Figura A.5 - Tensões de membrana e de membrana + flexão em 30° : $p = 16,609$ MPa - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica.....	105

Figura A.6 - Tensões de membrana e de membrana + flexão em 45°: $p = 15,894 \text{ MPa}$ -
Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica 106

Figura A.7 - Tensões de membrana e de membrana + flexão em 60°: $p = 16,651 \text{ MPa}$ -
Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica 106

Figura A.8 - Tensões de membrana e de membrana + flexão em 75°: $p = 15,666 \text{ MPa}$ -
Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica 106

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Limites básicos de tensões do ASME.....	24
Tabela 3.1 - Procedimentos para a linearização de tensões em modelos axissimétricos	39
Tabela 3.2 – Definição dos tipos de elementos	43
Tabela 3.3 - Geometrias exemplo do projeto do PVRC	46
Tabela 5.1 - Dimensões (em mm) dos bocais cilíndricos radiais em cascas esféricas ...	64
Tabela 5.2 - Pressão (MPa) por fórmula - Bocais cilíndricos radiais em cascas esféricas	66
Tabela 5.3 - Pressões (MPa): análises limite com EF - Bocais cilíndricos radiais em cascas esféricas	66
Tabela 5.4 - Pressões (MPa): análises elásticas com EF - Bocais cilíndricos radiais em cascas esféricas	72
Tabela 5.5 - Pressões (MPa) obtidas pelos três procedimentos de análise - Bocais cilíndricos radiais em cascas esféricas	72
Tabela 5.6 - Dimensões (mm) da geometria do bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica	74
Tabela 5.7 - Tensões nas linhas (MPa) x d (mm): posição 90° - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica	77
Tabela 5.8 - Resultados e verificações em cada posição angular - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica	78
Tabela 5.9 - Pressões (MPa) obtidas pelos três procedimentos - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica	80
Tabela 5.10 - Esforços máximos no bocal: análise por fórmulas - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica	83
Tabela 5.11 - Análises limite com EF de carregamentos individuais - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica	83
Tabela 5.12 - Carregamentos admissíveis nos bocais: análise elástica de EF - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica	85

Tabela 5.13 - Carregamentos admissíveis dos três procedimentos -	
Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica	85
Tabela 5.14 - Análises limite com EF de carregamentos combinados -	
Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica	88
Tabela 5.15 - Carregamentos admissíveis no bocal combinados com pressão:	
análise elástica de EF - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica	90
Tabela 5.16 - Verificação do limite de tensões primárias em tubulações -	
Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica	90
Tabela 5.17 - Carregamentos admissíveis nos bocais combinados com pressão -	
Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica	91
Tabela 6.1 - Pressões admissíveis (MPa) obtidas nos três procedimentos de análise -	
Bocais cilíndricos radiais em cascas esféricas	92
Tabela 6.2 - Pressões obtidas nos três procedimentos de análise -	
Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica	94
Tabela 6.3 - Resultados obtidos para carregamentos no bocal -	
Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica	96
Tabela 6.4 - Carregamentos admissíveis nos bocais combinados com pressão -	
Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica	97
Tabela 6.5 - Proporção dos carregamentos admissíveis (individuais) da análise	
elástica de EF e os calculados por fórmula - Bocal cilíndrico radial	
em casca cilíndrica.....	99
Tabela A.1 - Tensões (MPa) nas linhas x d (mm): $p = 1$ MPa -	
Bocais cilíndricos radiais em cascas esféricas	101
Tabela A.2 - Tensões (MPa) nas linhas x d (mm): pressão admissível -	
Bocais cilíndricos radiais em cascas esféricas	102
Tabela A.3 - Tensões nas linhas (MPa) x d (mm): posições 0° e 15° -	
Bocal cilíndrico radial em cascas cilíndrica.....	103
Tabela A.4 - Tensões nas linhas (MPa) x d (mm): posições 30° e 45° -	
Bocal cilíndrico radial em cascas cilíndrica.....	104
Tabela A.5 - Tensões nas linhas (MPa) X d (mm): posições 60° e 75° -	
Bocal cilíndrico radial em cascas cilíndrica.....	104
Tabela A.6 - Tensões nas linhas (MPa) para a pressão de 1 MPa -	
Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica	107

Tabela A.7 - Tensões nas linhas (MPa) para pressão de 15,526 MPa -	
Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica	107
Tabela A.8 - Tensões nas linhas (MPa) para cortante em X de 1×10^5 N -	
Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica	108
Tabela A.9 - Tensões nas linhas (MPa) para cortante em Z de 1×10^5 N -	
Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica	108
Tabela A.10 - Tensões nas linhas (MPa) para momento em X de 1×10^8 N mm -	
Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica	109
Tabela A.11 - Tensões nas linhas (MPa) para momento em Z de 1×10^8 N mm -	
Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica	109
Tabela A.12 - Tensões nas linhas (MPa) para torção de 1×10^8 N mm -	
Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica	110
Tabela A.13 - Tensões nas linhas (MPa) para pressão de 10 MPa -	
Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica	110
Tabela A.14 - Tensões nas linhas (MPa) para pressão de 12,3 MPa -	
Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica	111
Tabela A.15 - Tensões nas linhas (MPa) para cortante em X de $5,39 \times 10^5$ N -	
Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica	111
Tabela A.16 - Tensões nas linhas (MPa) para cortante em Z de $5,39 \times 10^5$ N -	
Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica	112
Tabela A.17 - Tensões nas linhas (MPa) para momento em X de $1,43 \times 10^8$ N mm -	
Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica	112
Tabela A.18 - Tensões nas linhas (MPa) para momento em Z de $1,43 \times 10^8$ N mm -	
Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica	113
Tabela A.19 - Tensões nas linhas (MPa) para torção de $1,64 \times 10^8$ N mm -	
Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica	113
Tabela A.20 - Tensões nas linhas (MPa) para pressão de 10 MPa + Cortante em X de $5,41 \times 10^5$ N - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica.....	114
Tabela A.21 - Tensões nas linhas (MPa) para pressão de 12,3 MPa + Cortante em X de $4,79 \times 10^5$ N - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica.....	114
Tabela A.22 - Tensões nas linhas (MPa) para pressão de 10 MPa + Cortante em Z de $5,30 \times 10^5$ N - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica.....	115

Tabela A.23 - Tensões nas linhas (MPa) para pressão de 12,3 MPa + Cortante em Z de $4,66 \times 10^5$ N - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica.....	115
Tabela A.24 - Tensões nas linhas (MPa) para pressão de 10 MPa + momento em X de $1,43 \times 10^8$ N mm - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica.....	116
Tabela A.25 - Tensões nas linhas (MPa) para pressão de 12,3 MPa + momento em X de $1,27 \times 10^8$ N mm - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica.....	116
Tabela A.26 - Tensões nas linhas (MPa) para pressão de 10 MPa + momento em Z de $1,40 \times 10^8$ N mm - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica.....	117
Tabela A.27 - Tensões nas linhas (MPa) para pressão de 12,3 MPa + momento em Z de $1,23 \times 10^8$ N mm - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica.....	117
Tabela A.28 - Tensões nas linhas (MPa) para pressão de 10 MPa + Torção de $1,61 \times 10^8$ N mm - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica	118
Tabela A.29 - Tensões nas linhas (MPa) para pressão de 12,3 MPa + Torção de $1,42 \times 10^8$ N mm - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica	118

SÍMBOLOS E ABREVIATURAS UTILIZADOS

Símbolos

A	Área da seção transversal de um componente
c	Distância do eixo neutro à fibra externa
C	Esforço cortante no bocal
C	Matriz de elasticidade de uma estrutura
d	Distância das linhas em relação ao bocal; diâmetro interno da tubulação (bocal)
D	Diâmetro externo da tubulação (bocal)
e	Vetor das deformações numa estrutura
E	Módulo de elasticidade do material
F	Tensão de pico; pode também significar força
F	Vetor das forças aplicadas numa estrutura
F_{lin}	Força resultante da tensão linearizada
h	Direção circunferencial (axissimétrica)
I	Momento de inércia
K	Matriz de rigidez de uma estrutura
M	Momento fletor
M_{lin}	Momento fletor da tensão linearizada

N	Força normal numa descontinuidade
N1 e N2	Nós nas superfícies interna e externa de uma linha de tensões
p	Pressão interna num vaso de pressão
p_{adm}	Pressão interna admissível
p_c	Pressão interna de colapso
P	Tensão primária
$P + Q$	Tensão primária + secundária
P_a	Carga admissível pela análise limite
P_b	Tensão primária de flexão
P_L	Tensão primária de membrana localizada
P_{lim}	Carga limite
$P_L + P_b$	Tensão primária de membrana localizada + flexão
$(P_L + P_b + Q)_{var}$	Variação da tensão primária + secundária
$(P + Q)_{var}$	Variação da tensão primária + secundária
$(P_L + P_b + Q + F)$	Tensão primária + secundária + pico
$(P + Q + F)$	Tensão primária + secundária + pico
P_m	Tensão primária de membrana generalizada
Q	Tensão secundária
r, L, t	Sistema de coordenadas local
r	Distância ao longo do eixo r do sistema de coordenadas local
r_{con}	Raio de concordância entre o bocal e o cilindro
r_1, r_2	Raios externo e interno da tubulação (bocal), respectivamente
R	Raio interno de um vaso de pressão; pode ser também a posição radial de um ponto numa estrutura axissimétrica
R_{boc}	Raio interno do bocal de um vaso de pressão
R_c	Posição radial de um ponto no plano central numa estrutura axissimétrica
R_{vas}	Raio interno de um vaso de pressão esférico

S	Tensão admissível do material na Divisão 1 da Seção VIII do ASME
S	Tensor das tensões de uma estrutura
S_m	Tensão admissível do material na Subseção NB do ASME
S_u	Limite de ruptura do material
S_y	Limite de escoamento do material
t, t_{boc}	Espessura do bocal de um vaso de pressão
t_{ref}	Espessura do reforço de um vaso de pressão esférico
t_v, t_{vas}	Espessura de um vaso de pressão esférico
T	Momento de torção
u	Vetor dos deslocamentos de uma estrutura
u_x, u_y e u_z	Deslocamentos nas respectivas direções do sistema local x, y e z
U_x, U_y, U_z	Deslocamentos nas respectivas direções do sistema global X, Y, Z
V	Esforço cortante numa descontinuidade
X, Y, Z	Sistema de coordenadas global
x, y, z	Sistema de coordenadas local
x_f	Distância do eixo neutro ao eixo central numa estrutura axissimétrica
y	Excentricidade do esforço cortante na seção 2 (bocal-cilindro)

δ	Deslocamento (nas curvas carga x deslocamento)
Δ	Variação
ε	Deformação num determinado ponto da estrutura
ϕ	Ângulo de inclinação de uma linha numa estrutura axissimétrica
ν	Coefficiente de Poisson
θ	Direção circunferencial numa estrutura axissimétrica
ρ	Raio de curvatura
σ	Tensão normal num determinado ponto de uma estrutura
σ_m^i, σ_b^i	Respectivamente, tensões linearizadas de membrana e de flexão do componente i de tensão
σ_m, σ_{m+b}	Respectivamente, resultados das tensões linearizadas de membrana e membrana + flexão
σ_{lin}	Tensão linearizada numa linha
$\sigma_r, \sigma_L, \sigma_t$	Tensões normais no sistema de coordenada r, L, t
$\sigma_T, \sigma_m, \sigma_b$ e σ_F	Tensão total, de membrana, de flexão e de pico, respectivamente
σ_y, σ_{ym}	Tensão na direção y, tensão de membrana em y
$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$	Tensões normais no sistema de coordenada x,y,z
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$	Tensões principais num determinado ponto da estrutura
$\sigma_{12}, \sigma_{23}, \sigma_{31}$	Diferenças de tensões principais
$\sigma_{x(ou r)}, \sigma_y, \sigma_{z(ou \theta)}$ e τ_{ry}	Tensões num elemento axissimétrico
$\tau_{rt}, \tau_{Lt}, \tau_{Lr}$	Tensões de cisalhamento no sistema de coordenada r, L, t
$\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$	Tensões de cisalhamento no sistema de coordenada x, y, z

τ_1, τ_2, τ_3	Tensões de cisalhamento principais num ponto da estrutura
2D, 3D	Refere-se a uma estrutura bidimensional ou tridimensional

Abreviaturas

AEF	Análise por Elementos Finitos
ANSYS	<i>Analysys System</i> . Programa de Computador para Análise de Elementos Finitos
ASME	<i>The American Society of Mechanical Engineers</i>
CTMSP	Centro Tecnológico da Marinha em São Paulo
EF	Elementos Finitos
Gloss	<i>Generalized Local Stress Strain</i>
IPEN	Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares
MEF	Método dos Elementos Finitos
PVRC	<i>The Pressure Vessel Research Council</i>
PWR	<i>Pressurized Water Reactor</i>
SEQV	Tensão equivalente de von Mises; calculada como: $\sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]}$
SI	<i>Stress Intensity</i>
VP's	Vasos de Pressão

1. INTRODUÇÃO

1.1. Definição do Tema

O projeto do vaso de pressão do reator é uma das etapas fundamentais entre aquelas que englobam a construção de uma instalação nuclear com reator a água pressurizada - PWR (*Pressurized Water Reactor*). Numa instalação de tal tipo é necessário atender a diversos requisitos de segurança com o intuito da proteção dos trabalhadores, da comunidade em geral e do meio ambiente contra a liberação de radioatividade. Para atender a estes requisitos, é exigida a garantia de que os equipamentos possam operar com segurança sob as cargas esperadas e até mesmo sob cargas postuladas.

No projeto de vasos de pressão nucleares para PWR's, uma das principais normas utilizadas no mundo é o Código ASME [1]. A versão inicial de tal código, publicada no início da década de 60, trazia uma inovação com relação aos códigos anteriores que consistia na introdução de uma abordagem chamada de *projeto por análise*. A característica principal do procedimento de projeto por análise é a avaliação das conseqüências dos possíveis modos de falha e a imposição de limites admissíveis para cada um deles. Para tanto, esta abordagem usa uma análise de tensões mais detalhada e técnicas mais avançadas que aquelas até então usadas nas áreas de projeto e materiais. Em decorrência disto, pode-se ter um projeto de maior confiabilidade (aumentam-se os níveis de segurança), com uma significativa redução nos coeficientes de segurança utilizados anteriormente (o que poderia ser traduzido como um melhor aproveitamento das características dos materiais) e, portanto, com maior racionalidade. Naquela época, a principal ferramenta de cálculo usada em projetos de vasos de pressão era a análise de descontinuidades, com base na teoria de cascas. Por este motivo, o projeto por análise se baseia nas distribuições de tensões que aparecem em cascas (membrana e flexão) e, visando a prevenção de alguns dos principais modos de falha, na classificação dos seus efeitos nas categorias primária, secundária e de pico. Para tanto, são impostos limites

admissíveis às diversas categorias de tensões com base em resultados de análises elásticas. O Código não exclui, no entanto, a possibilidade de se utilizar análises inelásticas.

A etapa de categorização (separação e classificação) das tensões é provavelmente o aspecto mais complexo do procedimento de projeto por análise e, paradoxalmente, o problema tornou-se mais difícil com o aperfeiçoamento das técnicas de análise. Como a categorização de tensões é feita em função dos tipos de tensões que aparecem em cascas, fica difícil determinar as categorias de tensões quando estas forem calculadas com modelos estruturais que não sejam baseados na teoria de cascas.

Com o advento dos computadores, passou a ser utilizada no projeto de vasos a análise por meio do Método dos Elementos Finitos (MEF). Vários tipos de modelos de Elementos Finitos (EF) podem ser criados, usando uma grande variedade de elementos. Muitos vasos de pressão podem ser modelados usando elementos de casca, que são relativamente fáceis de gerar e que dão resultados na forma das tensões de membrana e flexão usadas no Código. No entanto, estes modelos não incorporam facilmente os detalhes construtivos e nem permitem que se considerem em detalhe os efeitos ao longo da espessura da casca. Para incluir tais efeitos, devem ser usados elementos sólidos, baseados na mecânica dos sólidos bi ou tridimensional. Modelos de elementos finitos sólidos podem consumir mais tempo que os modelos de casca, porém o problema mais grave com os modelos sólidos é a etapa de categorização das tensões calculadas, que não se apresentam no formato de tensões de membrana e flexão.

Tem sido feito um grande esforço na tentativa de formular procedimentos que auxiliem o projetista a fazer uma categorização de tensões rigorosa em modelos sólidos. O método mais comum é aplicar o procedimento de *linearização de tensões* em regiões específicas do modelo, e calcular distribuições de tensões constantes (associadas às tensões de membrana) e lineares (associadas às tensões de flexão) que gerem as mesmas forças e momentos líquidos que as distribuições de tensões do modelo sólido [2]. Estas tensões de membrana e de flexão generalizadas são tratadas como as tensões de cascas do Código.

Neste trabalho serão feitas considerações gerais com relação aos critérios de projeto do ASME (projeto por análise, principalmente) e, particularmente, será abordado o problema da Categorização de Tensões em Modelos de Elementos Finitos de Conexões Bocal-Vaso de Pressão.

1.2. Delimitação

Dentre os vários modos de falha a que estão sujeitos os vasos de pressão, este trabalho diz respeito àqueles que se ligam às tensões primárias e secundárias, ou seja, Colapso Plástico, Deformação Plástica Excessiva e Acúmulo de Deformações Plásticas em Ciclos de Carregamentos.

Este trabalho apresenta os critérios de projeto do Código ASME para vasos de pressão (projeto por análise, fundamentalmente) e aborda a utilização da metodologia de EF em projeto, apontando as dificuldades de compatibilização entre os seus resultados e os limites do Código, e as recomendações sugeridas, ao longo dos anos de sua utilização, para diminuir tais dificuldades.

Dentro deste contexto, foi observada, como será mostrado no texto, a necessidade de confrontação de resultados entre análises elásticas e inelásticas (análises limite, especificamente). Para tanto, foram construídos alguns modelos de elementos finitos de vasos de pressão, utilizando-se o programa ANSYS [3], e os resultados de análise elásticas e limite foram comparados à luz dos requisitos do Código ASME [1]. Foram escolhidas geometrias de grande interesse em projetos de vasos de pressão que, por apresentarem complexidades na forma e na aplicação dos carregamentos, trazem dificuldades para a categorização das tensões conforme o Código ASME. É importante ressaltar que tais geometrias estão incluídas numa listagem apresentada por um projeto de desenvolvimento de diretrizes em tensões 3D pelo PVRC (*Pressure Vessel Research Council*) [4].

1.3. Histórico

A versão atual do Código ASME para vasos de pressão contempla dois tipos de procedimentos: *projeto por norma* e *projeto por análise*. O *projeto por norma* é um procedimento que vem sendo utilizado desde as versões mais antigas do Código e se baseia em fórmulas de distribuições de tensões de cascas, aplicadas a um número limitado de seções localizadas em geometrias regulares. Nas edições mais antigas, os limites às tensões eram dados em termos de coeficientes de segurança elevados e os pontos não cobertos pelas aplicações de fórmulas eram executados por meio de regras de detalhamento.

O procedimento de *projeto por análise* é mais complexo. Em 1955, foram criados Comitês Especiais (dentro do PVRC) com os objetivos de reavaliar o estabelecimento das tensões admissíveis e de recomendar um critério lógico para os valores das tensões máximas admissíveis. Com base nos novos conhecimentos adquiridos, foi solicitado a estes comitês o desenvolvimento de uma nova seção do Código para vasos a serem usados em instalações nucleares. O resultado deste trabalho levou ao conceito de *projeto por análise* encontrado na Seção III (publicada primeiramente em 1963) e na Divisão 2 da Seção VIII (publicada primeiramente em 1968). Nesta abordagem, considera-se um número maior de modos de falha que o anteriormente considerado, estabelecendo-se margens de segurança de modo mais racional. Por isso, *o projeto por análise* requer uma análise e uma classificação mais rigorosa de todos os tipos de tensões e condições de carregamento, visando evitar os modos de falha previstos para vasos de pressão. Também incorpora de modo racional coeficientes de segurança menores que os até então utilizados.

No entanto, não foram implementadas no código regras precisas para a obtenção das várias categorias de tensões. As recomendações apresentadas são limitadas e se restringem a algumas geometrias e condições de carregamentos, adequadas em geral a configurações axissimétricas, disponíveis quando as recomendações foram estabelecidas. O uso de modelos tridimensionais de EF facilitou a representação de configurações mais complexas, mas, no entanto, aumentou as dificuldades de comparação entre os seus resultados e os limites admissíveis. Outras dificuldades ocorrem para situações de carregamentos mais complexos, não associados a apenas um tipo de modo de falha.

Para estudar tais problemas, foi instituído pelo PVRC um projeto de pesquisa [4] em 1989. Foram produzidos vários trabalhos visando eliminar paulatinamente as dificuldades encontradas, como será mostrado adiante.

1.4. Justificativa da Escolha

Como não há ainda estudos conclusivos e procedimentos estabelecidos sobre a classificação e separação de tensões em modelos de elementos finitos sólidos, o desenvolvimento de trabalhos nesta área é bastante necessário e de grande interesse. Além disso, estes trabalhos ajudarão a diminuir conservadorismos desnecessários nos projetos de

vasos de pressão, levando, conseqüentemente, à diminuição de custos, que é uma das grandes vantagens trazidas pela análise detalhada de tensões preconizada nas edições atuais do Código.

No Brasil, nos projetos de reatores nucleares de pequena e média potência, em desenvolvimento no âmbito do CTMSP (Centro Tecnológico da Marinha em São Paulo) e do IPEN (Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares), principalmente, as abordagens decorrentes deste trabalho terão larga aplicação, pois os vasos de pressão e tubulações nucleares estão sendo projetados, do ponto de vista mecânico e estrutural, com o emprego do método dos elementos finitos.

É importante notar que as contribuições deste trabalho podem ser utilizadas também em outros ramos industriais, onde a abordagem do projeto por análise com a utilização do MEF estiver sendo empregada na análise estrutural e de tensões de vasos de pressão e de tubulações (por exemplo, plataformas de exploração de petróleo em águas profundas).

1.5. Objetivos

1. Avaliação do procedimento utilizado no projeto de vasos de pressão nucleares, utilizando métodos numéricos de análise estrutural (método dos elementos finitos, especificamente), os critérios de projeto do código ASME, e as abordagens mais recentes para separação e classificação de tensões.

2. Desenvolvimento de metodologias de separação e classificação de tensões em modelos de elementos finitos sólidos bi e tridimensionais para os seguintes casos:

- a. Bocais radiais em cascas esféricas sob pressão;
- b. Bocal radial em casca cilíndrica sob pressão e carregamentos externos.

As metodologias mencionadas serão baseadas na comparação de resultados obtidos por fórmulas para as geometrias básicas simples e análises elásticas e limite, feitas com modelos bi e tridimensionais em elementos finitos, para as geometrias completas.

2. O PROJETO POR ANÁLISE DE VASOS DE PRESSÃO

2.1. Introdução

Serão apresentadas neste capítulo algumas considerações quanto aos critérios de projeto [5] do Código ASME, para vasos de pressão nucleares, como também algumas das principais ferramentas de cálculo usadas no projeto. A base dos critérios deste Código é impedir que aconteçam alguns modos de falha definidos por meio da experiência como os mais prováveis de acontecer em vasos de pressão. Alguns destes modos de falha são evitados por meio da imposição de limites a certas categorias de tensões; dentre eles, este trabalho se preocupa especificamente com aqueles ligados aos limites impostos às categorias de tensões primárias e secundárias, ou seja, àquelas tensões que regulam os modos de falha por Colapso Plástico, Deformação Plástica Excessiva e Acúmulo de Deformações Plásticas em Ciclos de Carregamentos. As informações aqui apresentadas estão baseadas nas referências [2] e [5], principalmente.

Como a imposição de um limite a uma tensão pressupõe que sejam feitas certas hipóteses quanto ao comportamento do material e critérios de falha, inicialmente apresenta-se uma visão bastante simples destes assuntos, porém suficiente para o que se pretende. Em seguida, uma vez que o comportamento do material depende do nível e da forma de aplicação do carregamento, são então discutidas algumas particularidades da aplicação de carregamentos, levando aos importantes conceitos de carga limite e carga de acomodação (*shakedown*).

A natureza dos limites de tensões está também muito ligada ao procedimento utilizado, na época da introdução da versão nuclear do Código ASME, para o cálculo das tensões, a saber, a análise de descontinuidades de cascas. Será então apresentada uma descrição sucinta da teoria de cascas e da sua aplicação à análise de descontinuidades.

Em seguida, são apresentados os critérios de projeto em si, com a definição dos procedimentos de projeto por norma e de projeto por análise. Para o procedimento de projeto por análise, será feita uma descrição mais detalhada com a apresentação dos modos de falha previstos, do critério de falha adotado, das definições das categorias de tensões e dos seus limites admissíveis básicos.

Atualmente, em grande parte o projeto estrutural de vasos de pressão é feito por meio da análise por elementos finitos (AEF). Sendo assim, ao final deste capítulo será mostrado um resumo desta metodologia, enfocando principalmente os principais tipos de elementos usados na análise de vasos de pressão.

2.2. Considerações sobre Comportamento do Material. Critérios de Falha

Diz-se que um material apresenta *comportamento elástico* se a estrutura retorna à sua forma original após a remoção da carga. Normalmente se considera que este comportamento depende da tensão, σ , devida ao carregamento aplicado. Se a tensão for menor que o limite de escoamento do material, S_y , a deformação correspondente ϵ será elástica e o material irá retornar à sua forma original quando a carga for removida. O comportamento elástico pode ser linear (que é o caso da maioria dos metais), mas pode também ser não linear (caso da borracha), como ilustrado na Figura 2.1.

Por outro lado, caso o material apresente *comportamento plástico*, quando a tensão σ exceder o limite de escoamento S_y , irão acontecer deformações plásticas permanentes no material: após o carregamento e posterior descarregamento, o material sofre variação com relação à sua forma original. No escoamento há aumento das deformações enquanto a carga (ou tensão) permanece constante. Se o material exibir encruamento, a capacidade de carga do material aumentará, e diante de incrementos iguais de tensões serão gerados incrementos de deformações progressivamente maiores.

Na maioria dos aços de vasos de pressão, as tensões e deformações variam linearmente do carregamento inicial até que se atinja o ponto de escoamento, como se mostra na Figura 2.2. Depois do escoamento, o material exibe uma resposta não linear com encruamento e ocorre deformação plástica. Se a carga for removida antes da ruptura do material, o comportamento de descarregamento é aproximadamente elástico, como mostra

a Figura 2.2 (apesar de existir um leve desvio da elasticidade conhecido como histerese, que normalmente é ignorado quando se considera o comportamento estrutural). Se o material for posteriormente carregado, a resposta permanece aproximadamente elástica até que se chegue ao mais alto nível de tensão anteriormente alcançado. Portanto, o limite elástico encontrado no carregamento inicial deve ser encarado somente como escoamento inicial.

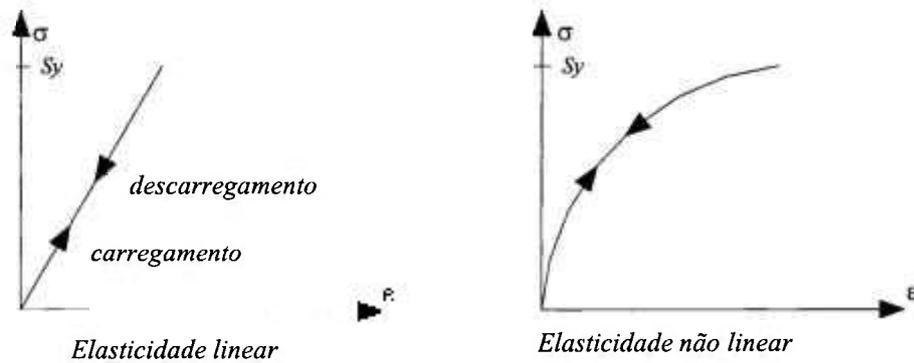


Figura 2.1 – Diagrama $\sigma\epsilon$ de material com resposta elástica

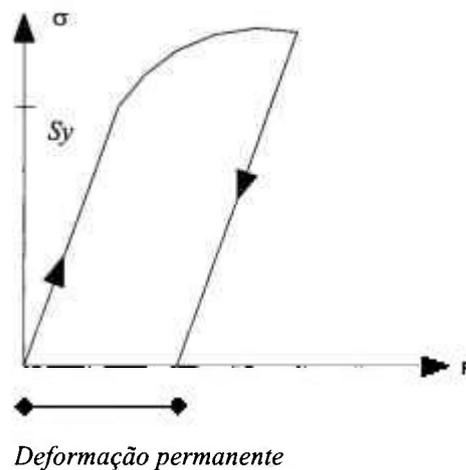


Figura 2.2 - Descarregamento em material deformado plasticamente

Nas avaliações do comportamento estrutural no domínio plástico, e para propósitos de análise de tensões, o fenômeno de encruamento é freqüentemente simplificado. Adota-se um modelo idealizado, em particular, um modelo de encruamento bilinear e seu caso especial de plasticidade perfeita (Figura 2.3).

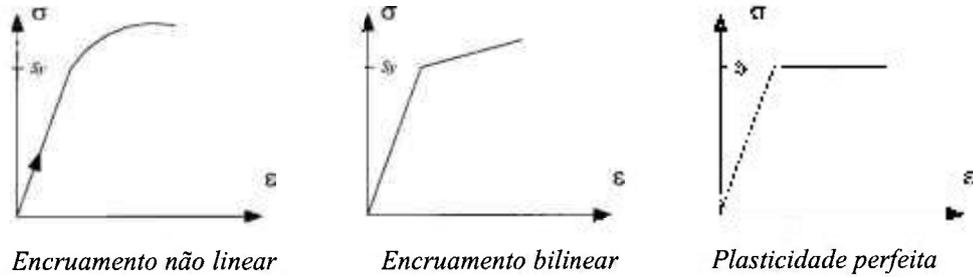


Figura 2.3 - Modelos não lineares

No modelo de plasticidade perfeita presume-se o caso extremo no qual o material sofre fluxo plástico ilimitado (em teste de tração) quando o limite de escoamento é atingido - diz-se que o material é perfeitamente dúctil.

Uma descrição do comportamento plástico generalizado é complexa, pois num material sujeito a um estado triplo de tensões, é preciso descobrir as combinações de tensões que podem levar ao escoamento. Em outras palavras, é necessário desenvolver um critério de escoamento multiaxial adequado. Por simplicidade, considere-se um campo de tensões descrito por suas tensões principais σ_1 , σ_2 e σ_3 , o que define as tensões de cisalhamento principais como:

$$\tau_1 = \frac{1}{2} (\sigma_2 - \sigma_3); \tau_2 = \frac{1}{2} (\sigma_3 - \sigma_1); \tau_3 = \frac{1}{2} (\sigma_1 - \sigma_2) \quad (2.1)$$

Na prática, é comum adotar-se, para aços estruturais, o critério de Tresca ou o de von Mises como critério de escoamento multiaxial. Tais critérios são regras empíricas baseadas em séries de testes biaxiais em componentes simples. Do ponto de vista físico, a deformação plástica aparece como resultado da tensão e deformação de cisalhamento. No critério de Tresca, o escoamento é regido pela máxima tensão de cisalhamento, enquanto que no de von Mises, ele é regido pela média quadrática das tensões principais de cisalhamento. Em termos matemáticos:

$$\text{Tresca: } \max(\tau_1, \tau_2, \tau_3) = \frac{1}{2} S_y \quad (2.2)$$

$$\text{von Mises: } \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2 + \tau_3^2} = \frac{1}{\sqrt{2}} S_y \quad (2.3)$$

As formas destas *superfícies de escoamento* para carregamentos biaxiais são mostradas na Figura 2.4.

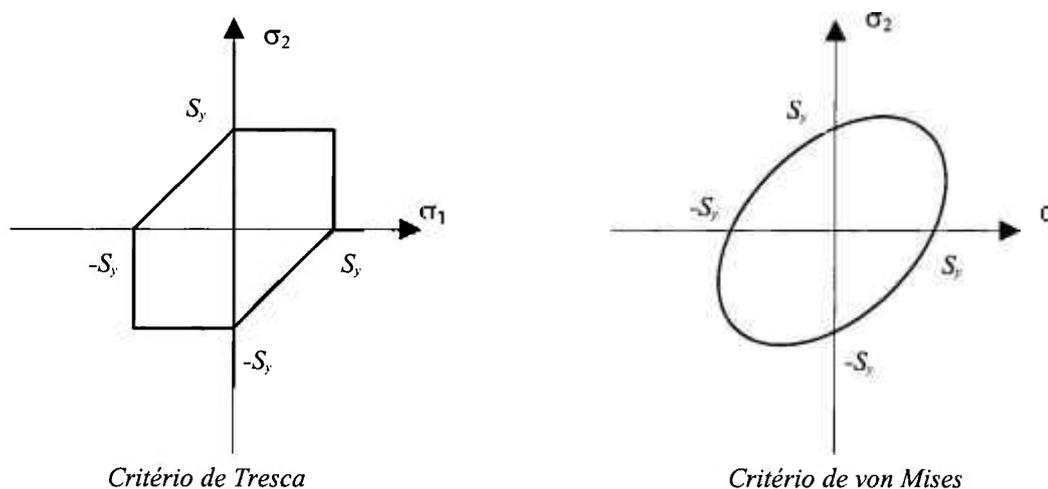


Figura 2.4 - Superfícies de escoamento: Tresca e von Mises

Por causa de sua simplicidade matemática e do conservadorismo assumido, o critério de escoamento de Tresca tem sido muito usado em projeto. Entretanto, pela maior facilidade de programação, é comum o uso do critério de von Mises nos procedimentos inelásticos em programas comerciais de elementos finitos.

2.2.1. Tipos de Análise Derivadas do Comportamento Adotado para o Material

Com base no exposto acima, pode-se dizer que existem duas classes de análise no que se refere ao comportamento do material:

- Se o material exibe comportamento elástico, diz-se estar diante de uma análise elástica. Se, além disso, as relações entre tensões e deformações e entre deformações e deslocamentos forem lineares, diz-se que se trata de uma *análise elástica linear*;
- Se, por outro lado, se considerar que o material vai além do regime elástico, diz-se estar diante de uma *análise inelástica*. Os principais tipos de análise inelástica são a *análise limite* e a *análise plástica*.

2.2.2. Análise Plástica. Análise Limite e Carga Limite

A análise feita com a hipótese de material com plasticidade e encruamento é chamada de *análise plástica*. Em tal análise, quando se incrementa a carga aplicada à estrutura, a zona plástica vai se espalhando até que haja deformação plástica generalizada. A inclusão de encruamento no modelo simplesmente faz com que o carregamento posterior provoque incremento nas deformações plásticas e aumento das tensões. Sendo assim, os modelos com encruamento não descrevem nenhum mecanismo de falha.

Entretanto, o modelo simples de plasticidade perfeita contém um mecanismo de falha. A hipótese de plasticidade perfeita não permite que a carga na estrutura aumente sem um limite. Com esta hipótese, poderia aparecer um determinado número de regiões de deformação plástica, causando fluxo plástico ilimitado na estrutura e levando, assim, ao colapso plástico. A análise feita com tal hipótese é chamada de *análise limite*, e a carga na qual acontece a falha é chamada de *carga limite*. Na presença de vários carregamentos, a combinação de cargas que causa o colapso é chamada de superfície limite.

2.2.3. Carregamento Cíclico e Carga de Acomodação (*Shakedown*)

Durante a vida operacional da maioria dos vasos de pressão nucleares, o histórico dos carregamentos pode tornar-se cíclico. Em tal situação, são importantes dois conceitos: o de acomodação (*shakedown*) e o de não acomodação (*ratchetting*). Em geral, para carregamento cíclico, a estrutura é projetada para acomodação, evitando a não acomodação que pode levar ao colapso incremental.

Para cargas cíclicas, a acomodação é a condição na qual, após o primeiro ciclo de carga, o comportamento do componente torna-se puramente elástico. No primeiro ciclo acontece deformação plástica, mas não no segundo ciclo ou nos ciclos subsequentes. A maior carga para a qual se pode garantir a acomodação é chamada de carga de acomodação. Isto é mostrado na Figura 2.5, que representa o gráfico carga versus deformação para uma estrutura hipotética. Se não se obtém a acomodação, então em cada ciclo subsequente há deformação plástica adicional acumulada - este comportamento é

chamado de não acomodação e deve ser evitado em projeto (é possível haver uma situação onde a deformação líquida num determinado ciclo é zero - acontece deformação plástica, mas ao final do ciclo ela é reduzida a zero - este comportamento é chamado de plasticidade reversa; neste caso o projeto é governado por fadiga).

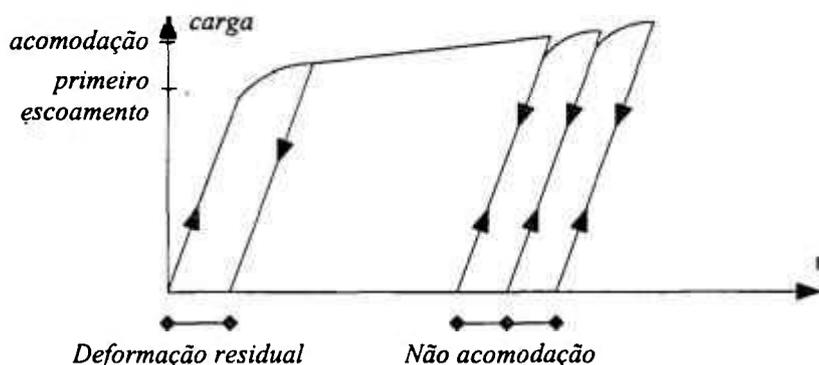


Figura 2.5 - Comportamento de acomodação (*shakedown*) e não acomodação (*ratchetting*)

2.3. Teoria de Cascas. Distribuição de Tensões em Cascas Finas

A Figura 2.6 mostra a superfície média de um elemento infinitesimal de casca definido num sistema de coordenadas x, y, z com origem em O . Considerando que a espessura t da casca é bem menor que os raios de curvatura nos planos xz e yz (r_x e r_y , respectivamente), aparecerão nas superfícies laterais do elemento, as seguintes forças (normais e de cisalhamento) e momentos (fletores e de torção) por unidade de comprimento, admitindo a chamada primeira aproximação de Love para a teoria de cascas finas [6] [7]:

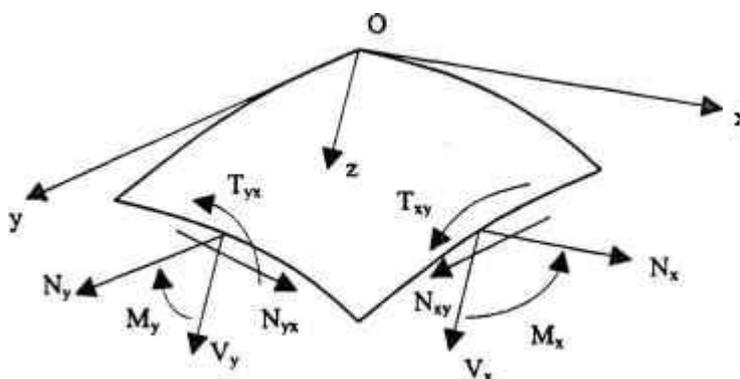


Figura 2.6 - Elemento de casca

$$N_x = \int_{-t/2}^{t/2} \sigma_x dz \quad N_y = \int_{-t/2}^{t/2} \sigma_y dz \quad (2.4)$$

$$N_{xy} = N_{yx} = \int_{-t/2}^{t/2} \tau_{xy} dz \quad (2.5)$$

$$Q_x = \int_{-t/2}^{t/2} \tau_{xz} dz \quad Q_y = \int_{-t/2}^{t/2} \tau_{yz} dz \quad (2.6)$$

$$M_x = \int_{-t/2}^{t/2} \sigma_x z dz \quad M_y = \int_{-t/2}^{t/2} \sigma_y z dz \quad (2.7)$$

$$T_{xy} = -T_{yx} = - \int_{-t/2}^{t/2} \tau_{yx} z dz \quad (2.8)$$

onde σ_x , σ_y , τ_{xy} ($= \tau_{yx}$), τ_{xz} ($= \tau_{zx}$) e τ_{yz} ($= \tau_{zy}$) são as tensões atuantes nos planos de corte do elemento, normais à superfície média.

As tensões de membrana (σ_m) e de flexão (σ_b) e as máximas tensões de cisalhamento que surgem na superfície lateral do elemento são, conforme [6]:

$$\sigma_m^x = \frac{N_x}{t} \quad \sigma_m^y = \frac{N_y}{t} \quad (2.9)$$

$$\sigma_b^x = \pm \frac{6M_x}{t^2} \quad \sigma_b^y = \pm \frac{6M_y}{t^2} \quad (2.10)$$

$$(\tau_{xy})_{máx} = \frac{6T_{xy}}{t^2}; \quad (\tau_{xz})_{máx} = \frac{3}{2} \frac{V_x}{t}; \quad (\tau_{yz})_{máx} = \frac{3}{2} \frac{V_y}{t} \quad (2.11)$$

Considerando-se apenas as tensões normais, tem-se ao longo da espessura do elemento uma tensão total (σ_T) igual à soma das parcelas de membrana (σ_m) e de flexão (σ_b), dadas pelas Equações (2.9) e (2.10), respectivamente, como mostra a Figura 2.7.

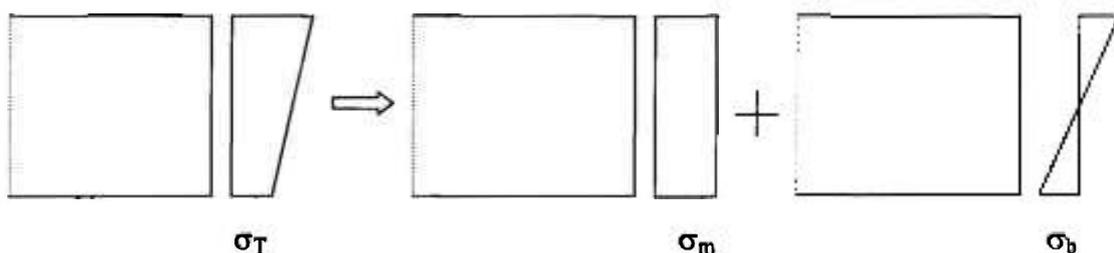


Figura 2.7 - Distribuição das tensões ao longo da espessura da casca

Se as condições de uma casca são tais que a flexão é pequena e pode ser desprezada, o problema de análise de tensões torna-se muito simplificado, uma vez que os momentos resultantes (M_x , M_y , T_{xy} e T_{yx}) e as forças resultantes de cisalhamento (V_x e V_y) desaparecem [6] [7]. Assim, os esforços na extremidade do elemento se reduzem às chamadas de *forças de membrana* N_x , N_y e N_{xy} , que podem ser determinadas através das condições de equilíbrio do elemento. A teoria de cascas baseada na omissão das tensões de flexão é chamada de *teoria de membrana*. Para exemplificar, mostra-se como são calculadas as tensões de membrana em algumas estruturas de cascas usando esta teoria:

1) *Cilindro sob pressão interna*. No caso de um vaso de pressão cilíndrico de raio interno R e espessura t , sujeito a carregamento de pressão interna (p), ocorrem, longe de descontinuidades, somente tensões de membrana nas direções circunferencial (σ_m^{circ}) e longitudinal (σ_m^{long}) da casca. Usando as condições de equilíbrio [6], elas são dadas por:

$$\sigma_m^{\text{long}} = \frac{pR}{2t} \quad \sigma_m^{\text{circ}} = \frac{pR}{t} \quad (2.12)$$

2) *Esfera sob pressão interna*. No caso de um vaso esférico de raio interno R e espessura t , sujeito a carregamento de pressão interna (p), ocorrem, longe de descontinuidades, tensões de membrana (σ_m) nas direções meridional e circunferencial da casca. Usando as condições de equilíbrio [6], elas são iguais e dadas por:

$$\sigma_m = \frac{pR}{2t} \quad (2.13)$$

2.3.1. Análises de Descontinuidades

A análise de descontinuidades de cascas é usada, principalmente, para calcular as tensões de membrana e de flexão de cascas para vasos axissimétricos sujeitos a pressão interna. Estas são configurações tipicamente compostas de partes regulares, tais como: esferas, cilindros, cones e tampos retos. Sob pressão interna, as formas regulares simples apresentam principalmente tensões de membrana, como se viu na seção anterior. No entanto, nas junções entre as partes regulares são geradas tensões de flexão (e, adicionalmente, de membrana localizada), como exemplifica a Figura 2.8.

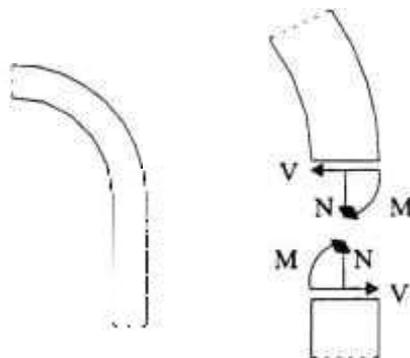


Figura 2.8 - Esforços internos numa interseção cilindro-esfera

A análise de descontinuidades de cascas permite que se calculem estas tensões (de descontinuidades) e seus efeitos, utilizando o *método dos esforços*. Em tal método, através de soluções analíticas, as chamadas *forças e momentos de extremidades* (por exemplo, esforços cortante V , normal N e momento fletor M da Figura 2.8) são relacionadas com os *deslocamentos e rotações de extremidades*. Estas *relações de extremidades* são calculadas para cada parte do vaso. A condição de compatibilidade de deslocamentos e rotações entre elas permite, então, que sejam encontradas as forças e momentos de extremidades nas junções e, finalmente, calculadas as tensões nas várias partes. A Figura 2.9 mostra um esquema de vaso analisado por descontinuidades de cascas.

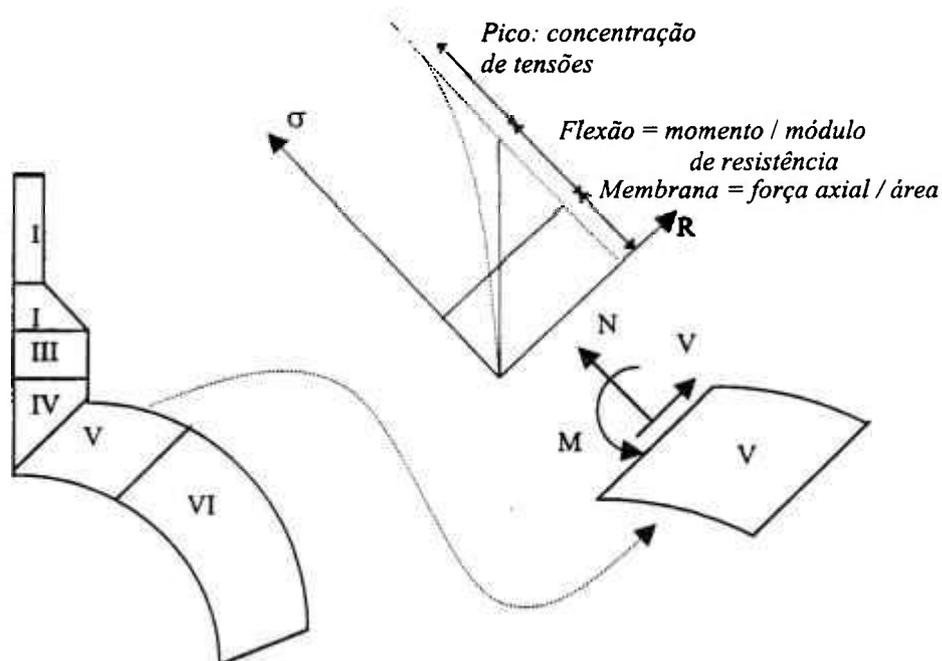


Figura 2.9 - Análise de descontinuidades de cascas

2.4. Os Critérios de Projeto do Código ASME para Vasos de Pressão

Há duas formas de se abordar o projeto de vasos de pressão dentro do Código ASME: o projeto por norma e o projeto por análise. A primeira delas já fazia parte das edições mais antigas do ASME para vasos em serviço convencional, e a segunda foi introduzida especificamente para atender à solicitação dos Comitês do Código quanto à criação de regras de projeto para vasos nucleares.

2.4.1. Projeto por Norma

Na Seção VIII, Divisão 1 do Código ASME [8], o projeto é feito por meio de fórmulas (que fornecem a espessura admissível da parede, por exemplo), de regras de projeto (detalhamento) e de coeficientes de segurança (adquiridos por meio da experiência). Esta abordagem foi chamada de *projeto por norma* (ou por regra).

Como exemplo, a espessura mínima requerida para uma casca esférica sujeita a pressão interna é dada na Subseção A, parágrafo UG-27(d) [8] por:

$$t = \frac{pR}{2Se - 0,2p} \quad (2.14)$$

sendo p limitado a $0,665Se$, onde:

t é a espessura da casca

R é o raio interno da casca

p é a pressão interna

S é valor da tensão admissível do material (tabelas da Subseção C e especificações do UG-24 [8])

e é a eficiência (parágrafos UW-12 e UG-53 [8])

Assim, é requerido que a espessura da parede da casca seja suficiente para manter a tensão circunferencial abaixo dos limites de tensões admissíveis tabelados. Reconhece-se que existem tensões localizadas maiores; no entanto, não se requer a sua avaliação. Ao invés disso, elas são consideradas por meio de coeficientes de segurança e regras de detalhamento.

No projeto por norma, não existem critérios formais, mas sim o fornecimento de regras para a maioria das práticas correntes incorporadas na construção de vasos pelas características de segurança, tais como: válvulas de segurança, medidores de pressão, válvulas de verificação e canais de escoamento.

O procedimento de *projeto por norma* é aplicável a qualquer *vaso padrão* compreendendo configurações típicas, tais como casca, tampo e bocal, *sob condições de operação padrão*. Desta forma, além da limitação geométrica há também uma limitação quanto aos tipos de carregamentos que são contemplados por este procedimento. Um exemplo é o caso das tensões térmicas: o parágrafo UG-22 [8] lista o “efeito do gradiente de temperatura” entre as cargas que devem ser consideradas, porém não há uma recomendação de como elas devem ser abordadas.

O critério de resistência adotado no projeto por norma é o da tensão máxima, onde a resistência está associada ao máximo valor algébrico das tensões principais.

2.4.2. Projeto por Análise

Foi reconhecido pelos Comitês do Código que pode ser necessário projetar vasos com configurações ou condições de operação não convencionais, tais como: operação altamente cíclica, serviços que requerem alta confiabilidade ou serviço nuclear, onde a inspeção periódica é muitas vezes difícil ou mesmo impossível.

A necessidade de regras de projeto para tais vasos levou à preparação da Seção III [1] e Divisão 2 da Seção VIII [9]. Um número maior de modos de falha possíveis é considerado na abordagem utilizada nestas novas seções. Há o estabelecimento mais racional das margens de segurança, considerando os modos de falha, e uma análise mais detalhada das tensões, levando a uma maior economia. Na Seção III e na Divisão 2 da Seção VIII, foi implementada uma abordagem nova, chamada de *projeto por análise*, que vincula os limites das tensões com alguns dos modos de falha que se pretende evitar. Neste caso, o projeto é feito por meio da análise dos componentes, e leva ao conceito de análise detalhada de tensões, com a separação e classificação das tensões em parcelas de membrana e de flexão (como as que aparecem nas análises das descontinuidades em cascas) e nas categorias primária, secundária e de pico.

Convém salientar que a Seção VIII e partes da Seção III também contém métodos baseados na experiência, similares àqueles do *projeto por norma*, que em certas situações podem ser usados no lugar da análise detalhada de tensões.

O critério de resistência adotado no projeto por análise é o critério de Tresca, onde, como já se viu, a resistência está associada à metade da diferença entre o maior e menor valor algébrico das tensões principais. Ordenando as tensões principais de tal forma que $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$, a máxima tensão de cisalhamento é igual a $0,5 |(\sigma_1 - \sigma_3)|$. Esta tensão de cisalhamento está limitada ao máximo valor da tensão de cisalhamento encontrado num teste de tração. Em tal teste, no ponto de escoamento, as tensões principais são: $\sigma_1 = S_y$ (limite de escoamento do material), $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$; logo, o cisalhamento máximo é $0,5 S_y$. Definindo-se a intensidade de tensão SI (*Stress Intensity*) como sendo a diferença entre o maior e o menor valor algébrico das tensões principais, o que é o dobro da máxima tensão de cisalhamento, $SI = \sigma_1 - \sigma_3$, o critério resume-se a comparar a tensão SI com o limite de escoamento do material, S_y .

2.4.2.1. Modos de Falha

Como mencionado, a análise detalhada de tensões, preconizada pelo projeto por análise, leva à necessidade de relacionar as tensões que aparecem em uma determinada localização do vaso de pressão, ao modo de falha que elas podem causar. Alguns modos de falha que podem acontecer em tais vasos são:

- 1) Deformação elástica excessiva, incluindo a instabilidade elástica
- 2) Colapso plástico e deformação plástica excessiva
- 3) Fratura frágil
- 4) Ruptura por tensão / deformação por fluência (inelástica)
- 5) Acúmulo de deformações plásticas em ciclos de carregamentos - instabilidade plástica
- 6) Fadiga de baixo ciclo - grandes deformações
- 7) Corrosão sob tensão
- 8) Fadiga sob corrosão

Nos anos 60, a maioria dos projetos se restringia ao domínio da análise elástica linear e, no caso específico de vasos de pressão, às análises elásticas por meio da análise de descontinuidades de cascas. Portanto, a natureza das análises de cascas influenciou muito o tratamento que é dado aos modos de falha acima, dentro do Código ASME.

A *deformação elástica excessiva e a instabilidade elástica* (1) não podem ser evitadas apenas pela limitação das tensões calculadas elasticamente; também é necessário que se considere a rigidez e a geometria da estrutura. Por outro lado, a *fratura frágil* (3) pode ser prevenida restringindo-se os materiais permitidos aos mais tenazes, mais dúcteis e, portanto, não suscetíveis à fratura frágil, sob as condições de operação.

Os modos de falha de *fadiga de baixo ciclo / grandes deformações* (6), *corrosão sob tensão* (7) e *fadiga sob corrosão* (8) têm características semelhantes, de modo que eles podem ser caracterizados em termos das tensões localizadas (tensões de pico) no vaso, independentemente do tipo de carregamento que as causem.

O *colapso plástico e a deformação plástica excessiva* (2) e o *acúmulo de deformações plásticas em ciclos de carregamentos* (5) não podem ser cobertos pela análise elástica simples, já que se tratam de mecanismos de falha inelásticos. Além disso, o tipo de carregamento que provoca a tensão pode afetar significativamente o seu nível permitido. A melhor forma de avaliar estes modos de falha inelásticos seria por meio de uma análise que modelasse adequadamente o mecanismo de falha, ou seja, que considerasse o comportamento inelástico do material. Entretanto, reconhecendo-se a disponibilidade limitada de análises inelásticas, permite-se o uso de análise elástica.

2.4.2.2. Definições das Categorias de Tensões

O código permite o uso de análise elástica e fornece algumas diretrizes para sua aplicação. Com estas diretrizes tenta-se a prevenção contra alguns modos de falha em específico – colapso plástico, deformação plástica excessiva, acúmulo de deformações plásticas em ciclos de carregamentos e fadiga de baixo ciclo. As tensões elásticas calculadas são relacionadas aos modos de falha por meio da separação dos campos de tensões em três categorias de tensões, possuindo cada uma delas *um grau de importância e valores admissíveis diferentes*. Estas *categorias de tensões*, como são chamadas, são:

- Tensão primária, P : É a tensão desenvolvida por um carregamento imposto, necessária para satisfazer as leis de equilíbrio entre as forças e momentos externos e internos. A sua característica básica é não ser auto-limitante. Se se exceder o limite de escoamento do material ao longo de toda a espessura, a proteção contra a falha passa a ser totalmente dependente das propriedades de encruamento do material. Ela pode ser dividida em:

membrana generalizada, P_m ;

membrana localizada, P_L ;

flexão, P_b .

Esta categoria está associada com o colapso plástico e a deformação plástica excessiva.

- Tensão secundária, Q : É uma tensão desenvolvida por restrição de deformações na própria estrutura. Ao invés de equilibrar um carregamento externo, ela deve satisfazer a um conjunto de deformações impostas. Sua característica básica é ser auto-limitante. Escoamento localizado e/ou pequenas distorções podem satisfazer as condições de descontinuidade local ou de expansões térmicas que provocaram o aparecimento desta tensão.

O efeito da tensão secundária, combinada com a tensão primária, está associado com o acúmulo de deformações plásticas em ciclos de carregamentos.

- Tensão de pico, F : É a maior tensão na região considerada. A sua característica básica é que ela não causa distorções significativas, podendo, no entanto, ser uma possível origem de falha por fadiga.

A necessidade de divisão da tensão primária nos componentes de membrana e de flexão surgiu porque, como será discutido adiante, a teoria da análise limite mostra que os valores de cálculo de uma tensão de flexão primária podem ser limitados num nível superior aos valores de cálculo de uma tensão de membrana primária.

A colocação na categoria primária da tensão de membrana localizada produzida por cargas mecânicas, entretanto, requer maiores explicações porque tal tipo de tensão possui a característica básica de uma tensão secundária. Ela é auto-limitante e, quando excede o escoamento, a carga externa será resistida por outras partes da estrutura. Porém, como tal redistribuição pode envolver distorção intolerável, percebeu-se que ela deve ser limitada a um valor menor que as outras tensões secundárias.

A tensão secundária poderia ser dividida nos componentes de membrana e de flexão, como foi feito para a tensão primária. No entanto, após a remoção da tensão de membrana localizada para a categoria primária, concluiu-se que todas as tensões secundárias restantes poderiam ser controladas pelo mesmo limite e que tal divisão seria desnecessária.

É importante notar que:

- a) P_m , P_L , P_b , Q e F representam a combinação de seis componentes, no caso mais geral. Lembre-se que os limites são impostos às tensões SI;
- b) A tensão secundária Q , em uma seção, não inclui a tensão primária que nela possa existir;
- c) Q e F não precisam ser calculadas separadamente, pois aplicam-se limites à sua soma com outras categorias de tensões.

2.4.2.3. Limites Básicos das Tensões SI

A escolha dos limites básicos das tensões SI foi feita com base na teoria de análise limite, em alguns julgamentos de engenharia e em algumas simplificações conservadoras. Como já mencionado, análise limite é um caso especial de análise plástica na qual o material é considerado como tendo plasticidade ideal, ou seja, não há encruamento. As características do material, ligadas ao encruamento, darão à estrutura uma maior ou menor margem de segurança quanto ao projeto.

A determinação dos **limites das tensões primárias (de membrana, P_m , e de membrana + flexão, $P_L + P_b$)** pode ser visualizada por meio da consideração de uma barra tracionada. O colapso em tal barra acontece quando a carga provoca uma tensão igual ao limite de escoamento do material, S_y (neste ponto as deformações crescem consideravelmente, sem aumento da carga e, portanto, da tensão). Se a mesma barra for sujeita a uma flexão, o colapso ocorrerá em um valor maior que o limite de escoamento S_y . O valor que multiplica S_y , levando ao colapso, é chamado de *fator de forma* da seção transversal; neste ponto forma-se na barra uma rótula plástica. Para uma seção transversal retangular, o fator de forma é 1,5. Quando forem combinadas tensões de tração e de flexão,

a carga limite dependerá da relação entre a tração e a flexão. O gráfico da Figura 2.10 foi usado para a definição de limites para as tensões primárias.

No eixo das abcissas foram colocadas as tensões de tração como fração de S_y , P_m/S_y , e no eixo das ordenadas foram colocadas as tensões de membrana + flexão como fração de S_y , $(P_m + P_b)/S_y$. Nota-se que quando a tensão P_m for igual a zero, é permitida na seção uma tensão de flexão máxima, $P_b = 1,5S_y$; quando a flexão for nula, a tensão de tração atinge seu valor máximo, $P_m = 1,0S_y$. (Assim, com um fator de segurança adequado, pode-se limitar a tensão de tração, P_m , - para alguns tipos de aço - a $(2/3)S_y$, e a tensão de membrana + flexão, $P_m + P_b$, a $1,0S_y$).

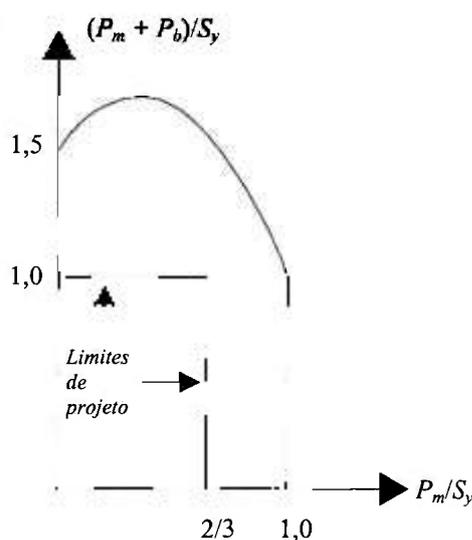


Figura 2.10 - Limite de tensões: combinação de tração e flexão em seção retangular

No estudo do **limite das tensões primárias + secundárias ($P + Q$)**, parte-se de uma faixa de variação de tensões elásticas igual a duas vezes o limite de escoamento. Esta faixa determina a linha limite entre cargas aplicadas repetidamente, que permitem que a estrutura sofra acomodação (*shakedown*) para uma ação elástica, e cargas que produzem ação plástica quando são aplicadas. A teoria da análise limite fornece demonstrações rigorosas desta afirmação, porém a validade deste conceito pode ser visualizada por meio da análise da Figura 2.11. Suponha que uma barra tracionada seja carregada de forma que as deformações na fibra externa, e não as tensões, variem de zero (ponto O) a $\epsilon_1 > \epsilon_y$ (deformação no ponto de escoamento, ponto A) e depois voltem a zero (ver Figura 2.11(a)). No ponto de deformação ϵ_1 (ponto B) a tensão elástica correspondente seria $S_1 = E\epsilon_1$. Quando a barra volta à posição indeformada, a fibra externa está sujeita a uma tensão

de compressão igual a $(S_1 - S_y)$ (ponto C). Num carregamento subsequente (segundo ciclo, em que as deformações cresceriam de zero a ϵ_1), antes da barra voltar a ser tracionada, a tensão de compressão deve ser vencida; logo, a faixa de variação de tensões elásticas foi incrementada de $(S_1 - S_y)$. Se se supõe que S_1 seja igual a $2S_y$, ou seja, que a faixa de variação de tensões elásticas seja igual a $2S_y$, a tensão de compressão seria igual a S_y (a fibra comprimida estaria no limite de escoamento); no entanto, o ciclo seguinte seria elástico: diz-se então que ocorrerá acomodação da estrutura numa ação elástica (*shakedown* elástico). Se se supõe que $S_1 > 2S_y$, a fibra sofre escoamento por compressão (trecho EF da Figura 2.11(b)) e todos os ciclos posteriores produzirão deformação plástica (não acomodação ou *ratchetting*). Logo, como afirmado acima, $2S_y$ é o valor limite da faixa de variação de tensões elásticas. Tal exemplo, e também as conclusões, valem tanto para as tensões secundárias de membrana como para as de flexão.

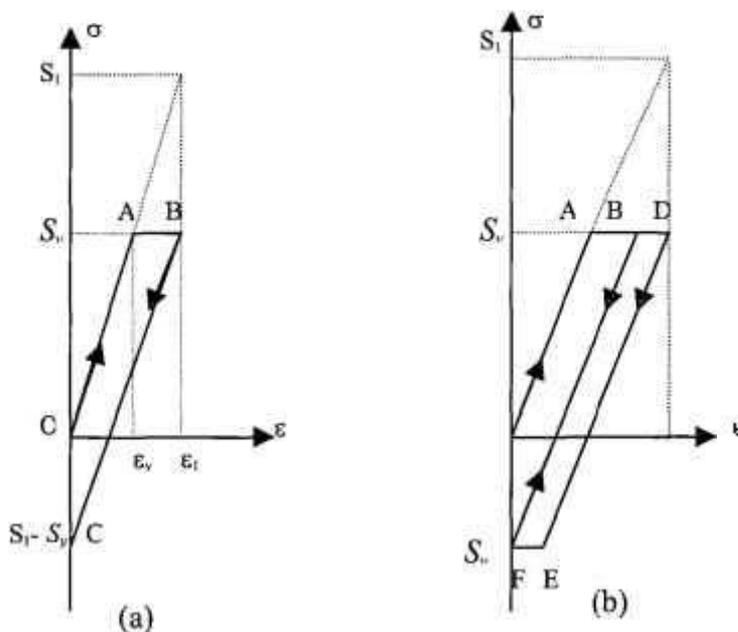


Figura 2.11 - Histórico de deformações

O **limite da tensão de membrana primária localizada (P_L)**, para evitar distorções excessivas, foi definido como $1,5S_y$. O **limite das tensões de pico** está relacionado à análise de fadiga.

No Código ASME, os limites às categorias de tensões foram colocados em função de S_m , que é o valor admissível para P_m . O valor de S_m varia em cada material, de acordo com as suas propriedades de ductilidade e encruamento. S_m pode também ser função do limite de ruptura do material, S_u . A tabela 2.1 resume os limites básicos de tensões.

Tabela 2.1 - Limites básicos de tensões do ASME

Tensão SI	Limite
P_m	S_m
P_L	$1,5S_m$
$P_L + P_b$	$1,5S_m$
$(P_L + P_b + Q)_{var}$	$3S_m$

2.4.2.4. Relações entre as Categorias de Tensões e os Modos de Falha

O Código busca impedir, através da imposição de limites a tensões elásticas, os seguintes modos de falha inelásticos:

- Colapso plástico e deformação plástica excessiva
- Acúmulo de deformações plásticas em ciclos de carregamentos

Os critérios de falha para estes modos são baseados nos conceitos de carga limite e de acomodação, já discutidos. Se o projeto for baseado em análise elástica, estes critérios são aplicados por meio do procedimento de categorização de tensões, que pode ser resumido como:

1. Assegurar que a máxima tensão total satisfaça os limites de fadiga;
2. Isolar as tensões de pico e assegurar que a soma da tensão primária mais secundária restante satisfaça os requisitos de acomodação, evitando o acúmulo de deformações plásticas em ciclos de carregamentos;
3. Identificar um sistema de tensões primárias conservador e limitar a máxima tensão primária para evitar o colapso plástico e a deformação plástica excessiva.

O critério de fadiga (1) é, na verdade, baseado em tensões elásticas e é, portanto, muito simples de aplicar em análise elástica. O limite de acomodação ou de tensão primária + secundária (2) é um pouco mais difícil de aplicar. Negligenciando a tensão de pico, a tensão elástica σ_e se compõe das parcelas de tensões primária P e secundária Q :

$$\sigma_e = P + Q \quad (2.15)$$

O Código assume que ocorrerá acomodação se a variação da tensão elástica (desprezando o pico) for limitada ao dobro do limite de escoamento do material ou a três vezes a tensão admissível do Código, $3S_m$. Sendo possível o isolamento da tensão de pico, o critério de acomodação é relativamente simples de aplicar. O principal problema no procedimento elástico é o passo (3), ou seja, a identificação da parcela de tensão primária. Se a tensão primária não puder ser distinguida das tensões secundárias, pode-se ter que garantir que a tensão elástica total (desprezando o pico) satisfaça o limite de tensão primária, o que pode levar a projetos conservadores.

2.5. O Método dos Elementos Finitos

O método dos elementos finitos (MEF) é uma técnica de análise numérica para a solução de problemas mecânicos contínuos que pode ser aplicada a uma grande variedade de problemas de engenharia. Este método é baseado no princípio da discretização do contínuo [10] [11], e sua aplicabilidade aumentou muito a partir da sua implementação em programas de computadores. O trabalho feito nesta dissertação trata da aplicação desta metodologia com a utilização do programa comercial ANSYS [3], não se detendo numa apresentação teórica rigorosa do método. A seguir é apresentada uma descrição bastante sucinta dos termos usados no MEF, do procedimento de geração de um modelo, da formulação básica e, principalmente, dos mais importantes tipos de elementos utilizados nas análises de vasos de pressão.

2.5.1. Terminologia e Geração de Modelos de Elementos Finitos

Na análise por elementos finitos, o primeiro passo consiste em definir a estrutura a ser analisada e gerar uma *malha* por meio da sua divisão em pequenas, porém finitas, regiões chamadas *elementos*. Os pontos de conexão entre elementos são designados como *nós*. Neste momento, deve-se definir o *tipo de elemento* e o *seu tamanho* ou *densidade de malha* ao longo do modelo.

Os programas atuais de elementos finitos incluem um grande número de diferentes tipos de elementos aplicáveis aos vários tipos de análise e teoria estrutural considerados. O comportamento do elemento é definido aproximadamente, a partir dos deslocamentos nodais (*graus de liberdade*), por meio das suas *funções de interpolação*. A ordem destas funções de interpolação divide os tipos de elementos em: a) *elementos lineares*, quando as funções de interpolação forem lineares; b) *elementos de ordem superior*, quando as funções de interpolação forem de ordem superior. Dentro deste último grupo se incluem os *elementos quadráticos*, onde as funções de interpolação são quadráticas. Diz-se que um elemento é *isoparamétrico* quando for usada para definir a sua geometria uma função matemática igual à sua função de interpolação.

2.5.2. Formulação básica do MEF

Na solução numérica de um problema mecânico contínuo pelo MEF é necessário estabelecer e resolver um sistema de equações algébricas do seguinte tipo:

$$\mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{F} \quad (2.16)$$

onde: \mathbf{K} é a matriz de rigidez da estrutura;

\mathbf{u} é o vetor deslocamento da estrutura;

\mathbf{F} é o vetor de cargas aplicadas.

A incógnita é o vetor deslocamentos da estrutura, \mathbf{u} . Calculado \mathbf{u} , e usando as relações entre tensões e deformações do material (comportamento elástico), calculam-se as tensões nos elementos:

$$\mathbf{S} = \mathbf{C}\mathbf{e} \quad (2.17)$$

onde: \mathbf{S} é o tensor das tensões;

\mathbf{C} é a matriz de elasticidade;

\mathbf{e} é o vetor das deformações, derivada de \mathbf{u} .

O MEF é uma técnica aproximada, mas assume-se que se o número de elementos for suficientemente grande, a solução obtida irá convergir para a solução exata.

2.5.3. Tipos de Elementos para Análise de Vasos de Pressão

O tipo de elemento usado numa análise de elementos finitos para vasos de pressão influencia bastante o procedimento de projeto. A maioria dos programas comerciais inclui uma grande biblioteca de elementos finitos; entretanto, nos projetos de vasos de pressão, os mais comumente usados são:

- Elementos sólidos 3D, usados onde as dimensões das três direções são relevantes;
- Elementos sólidos axissimétricos, para discretizar estruturas sólidas axissimétricas;
- Elementos de casca, para discretizar estruturas de cascas;
- Elementos de cascas axissimétricas, para discretizar estruturas de cascas axissimétricas.

2.5.3.1. Elementos Sólidos 3D

Os elementos sólidos são baseados na teoria da elasticidade linear, que descreve o comportamento de um componente deformável sob carregamento, assumindo pequenas deformações e pequenos deslocamentos, material isotrópico e comportamento em regime elástico-linear. No caso geral da teoria da elasticidade 3D, um sistema de forças agindo sobre um sólido estabelece nele esforços internos que variam ponto a ponto. Em tal situação, o estado de tensões num determinado ponto é definido por seis componentes (uma vez que o tensor das tensões, de dimensões 3x3, é simétrico): tensões normais, σ_x , σ_y , e σ_z , e tensões de cisalhamento, τ_{xy} , τ_{yz} e τ_{zx} , como ilustra a Figura 2.12.

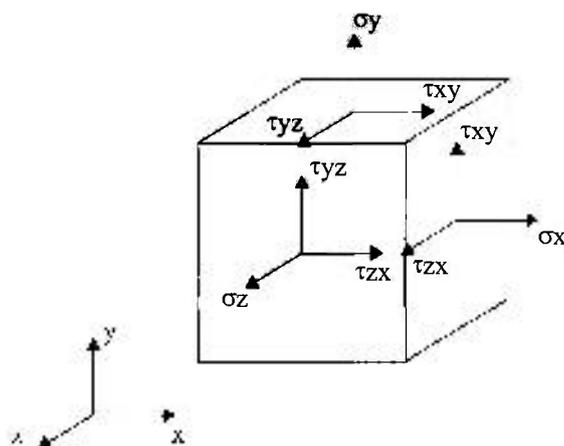


Figura 2.12 – Estado tripla de tensões

Em cada nó de um elemento sólido 3D são definidos três graus de liberdade de translação: os deslocamentos U_x , U_y e U_z . O sistema X, Y, Z é indicado na Figura 2.13, que mostra um modelo parcial de uma interseção vaso-bocal feito com elementos sólidos 3D. É comum se encontrar elementos sólidos baseados em duas diferentes ordens de interpolação:

- *Elemento isoparamétrico linear de 8 nós*, com 3 graus de liberdade de translação por nó. Logo, cada elemento tem 24 graus de liberdade associados;
- *Elemento isoparamétrico quadrático de 20 nós*, com 3 graus de liberdade de translação por nó. Logo, cada elemento tem 60 graus de liberdade associados.

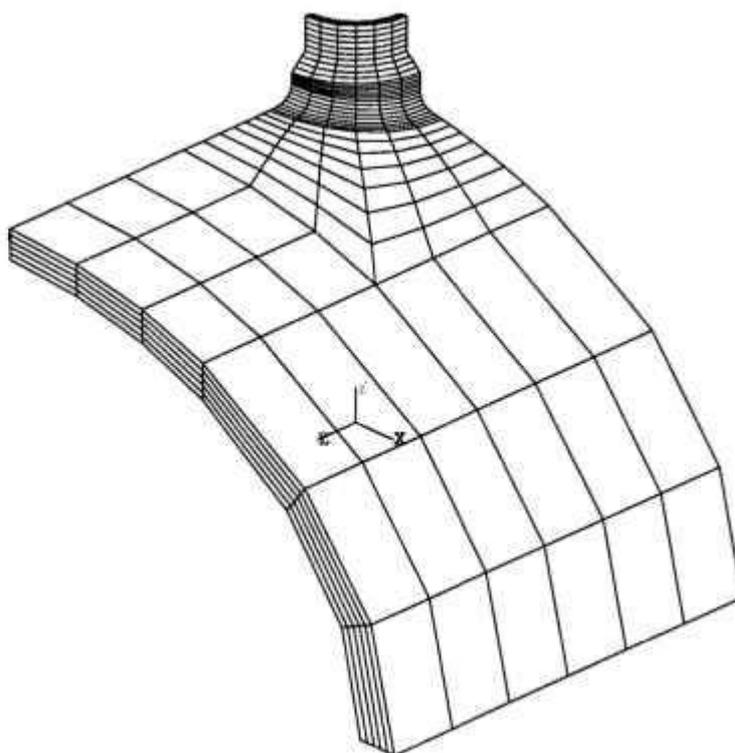


Figura 2.13 - Modelo 3D de interseção vaso-bocal

2.5.3.2. Elementos Sólidos Axissimétricos

Se um vaso de pressão for um sólido de revolução com propriedades materiais simétricas em torno do eixo de axissimetria, sujeito a cargas simétricas com relação a tal eixo, diz-se que ele é um sólido axissimétrico e a sua estrutura tridimensional pode ser

analisada usando elementos bidimensionais. O estado de deformações num ponto de um sólido axissimétrico pode ser definido pela consideração dos deslocamentos transversais U_x e U_y . Sob tais condições, o número de componentes de tensões num ponto se reduz de seis para quatro: $\sigma_{r(\text{ou } x)}$, σ_y , $\sigma_{\theta(\text{ou } z)}$, τ_{ry} , como ilustra a Figura 2.14.

Existem dois tipos de elementos sólidos axissimétricos disponíveis na maioria dos programas comerciais de elementos finitos:

- *O elemento linear*, que tem 4 nós, com 2 graus de liberdade de translação por nó. Portanto, cada elemento linear tem 8 graus de liberdade associados, contra os com 24 graus para os elementos sólidos lineares 3D;
- *O elemento quadrático*, que tem 8 nós, com 2 graus de liberdade de translação por nó. Portanto, cada elemento quadrático tem 16 graus de liberdade associados, contra os 60 graus de liberdade do elemento sólido 3D.

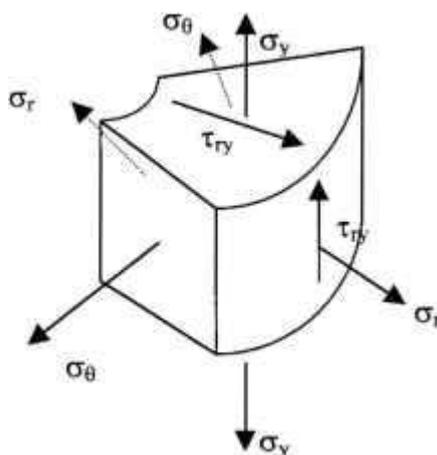


Figura 2.14 – Tensões num elemento axissimétrico

Dessa forma, o uso de elementos sólidos axissimétricos, comparado ao uso de elementos sólidos 3D, leva a modelos bem menores, permitindo que se faça uma malha bem mais refinada com o mesmo tamanho de modelo em termos de graus de liberdade. Mostra-se, na Figura 2.15, um exemplo de modelo axissimétrico de um vaso de pressão com união flangeada e suporte tipo saia.

Existem muitos problemas de vasos de pressão que se referem a estruturas axissimétricas sujeitas a cargas não axissimétricas. Em análises elásticas e lineares, é possível tratar estes problemas como axissimétricos e modelar o carregamento usando

séries de Fourier, desenvolvidas ao longo da circunferência. Alguns programas de elementos finitos comerciais oferecem esta capacidade através de modificações no elemento axissimétrico básico, que fica conhecido como elemento harmônico.

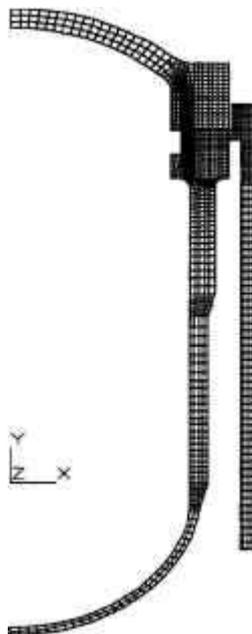


Figura 2.15 - Exemplo de modelo axissimétrico de um vaso de pressão

2.5.3.3. Elementos de Casca

O método tradicional de análise de estruturas de casca é baseado na simplificação do comportamento da estrutura assumindo-se uma teoria de cascas adequada, na qual o comportamento da estrutura tridimensional é descrito em termos das deformações de uma superfície de referência (superfície média). Esta suposição reduz o número de elementos necessários para modelar o comportamento real da estrutura, pois é usado apenas um ao longo da espessura.

Os três tipos de elementos de casca mais usados na prática são:

- Elemento de casca facetado, formado pela combinação de elementos de membrana e de flexão de placas;
- Elemento curvo de casca, baseado na teoria da elasticidade clássica;
- Elemento isoparamétrico sólido com integração reduzida.

Como ilustração, apresenta-se uma breve descrição do elemento de casca facetado. Neste caso, a superfície curva de uma casca é aproximada por uma superfície multifacetada, formada pela união de elementos triangulares planos. Estes elementos triangulares têm três nós com 3 graus de liberdade de translação (u_x , u_y , u_z) e três de rotação (ϕ_x , ϕ_y , ϕ_z) - no sistema de coordenadas do elemento (x , y , z), como mostra a Figura 2.16 - num total de dezoito graus de liberdade por elemento.

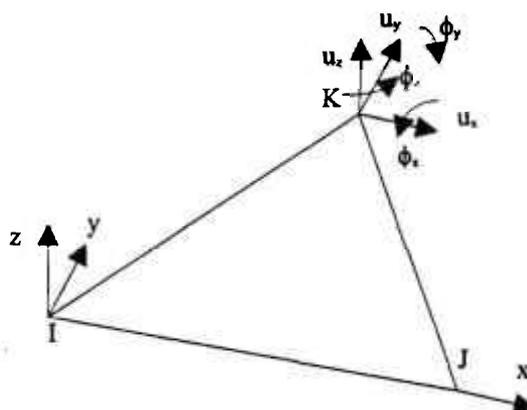


Figura 2.16 – Elemento de casca facetado

2.5.3.4. Elementos de Casca Axissimétricos

Em sólidos de revolução sob carregamentos axissimétricos, quando a espessura for muito menor que as outras dimensões, a estrutura pode ser representada através de um elemento similar ao sólido axissimétrico. Neste caso, o elemento de casca seria reduzido a um elemento linear de dois nós, com três graus de liberdade translação (U_x , U_y , U_z) e um de rotação (ϕ_z), como mostra a Figura 2.17.

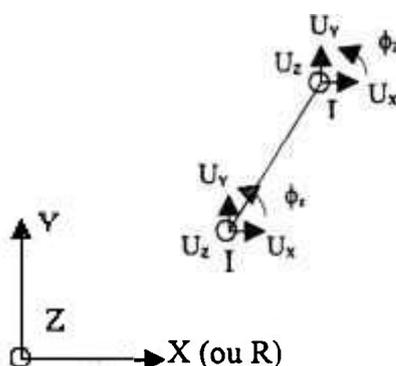


Figura 2.17 – Elemento de casca axissimétrico

2.5.4. Relações entre os Resultados de Elementos Finitos e os Limites do ASME

No MEF, os resultados imediatamente obtidos são os deslocamentos nos nós e as tensões totais nos elementos do modelo. Desde a sua implementação em computadores, e a posterior evolução das várias formulações de tipos de elementos, esta metodologia mostrou-se uma ferramenta de cálculo poderosa na análise das configurações e condições de carregamentos complexas das estruturas de vasos de pressão nucleares.

No entanto, como já se viu, os limites de tensões do Código ASME foram impostos na forma das distribuições de tensões de membrana e de flexão que aparecem em cascas. Dessa forma, a não ser que sejam utilizados elementos de cascas, é preciso trabalhar as tensões nodais obtidas de forma a se retirar delas as distribuições de tensões de cascas. Além disso, as tensões devem ser separadas e classificadas (mesmo em modelos com elementos de cascas), de acordo com a localização (se dentro ou fora das proximidades de descontinuidades), origem (carregamento) e tipo (membrana, flexão ou pico) nas categorias primária, secundária e de pico, para, depois disto, se proceder à comparação dos seus valores (individuais ou combinados) com os limites admissíveis.

O Código ASME dá algumas regras para o procedimento de categorização das tensões, tais como a tabela NB-3217 [1], onde, para determinadas configurações geométricas, localização e condições de carregamento, são atribuídas categorias para as tensões. Estas regras são limitadas e se aplicam principalmente a configurações axissimétricas.

Apesar dos avanços na tecnologia de computadores terem facilitado a etapa de geração de um modelo complexo 3D, o problema mais significativo na prática de projeto por análise não é esta etapa, mas sim a interpretação dos resultados à luz dos requisitos do código ASME.

Como estabelecido anteriormente, os elementos sólidos são baseados na teoria da elasticidade 3D, na qual as tensões num ponto são definidas em termos de seis componentes de tensões: σ_x , σ_y , σ_z , τ_{xy} , τ_{yz} e τ_{zx} . Estes componentes de tensão variam continuamente ao longo do sólido e, em paredes espessas sob pressão, a distribuição ao longo da espessura é não linear. Esta forma de distribuição de tensões é significativamente

diferente daquela contemplada pelo código, que supõe implicitamente uma distribuição de tensões do tipo de casca: linear ao longo da espessura e que pode ser descomposta nos componentes de membrana e flexão. Esta diferença na forma entre as tensões calculadas num modelo sólido e aquelas requeridas pelo código normalmente torna bastante difícil a tarefa de classificar as tensões calculadas como primária, secundária e de pico, e de aplicar os limites adequados das categorias de tensões.

A forma da distribuição de tensões calculada numa análise de sólido axissimétrico é similar àquela calculada em análises 3D. Consequentemente, também existem dificuldades em se converter os resultados de tensões calculados para a forma requerida pelo código, como discutido acima para análises 3D. Neste caso, porém, o problema torna-se menor em face do número de componentes de tensões ser reduzido para quatro.

No próximo capítulo, serão abordadas justamente as dificuldades mencionadas e os procedimentos desenvolvidos, até o momento, para a sua solução.

3. TENSÕES EM ELEMENTOS FINITOS E LIMITES DO ASME

3.1. Introdução

Para avaliar os problemas quanto à utilização do MEF no projeto por análise de vasos de pressão, vários pesquisadores passaram a investigar o assunto. Tais problemas residem principalmente na fase de categorização de tensões obtidas e o próprio PVRC instituiu um projeto de desenvolvimento para avaliação de tensões em modelos 3D de EF [4].

Neste capítulo, serão apresentadas, resumidamente, a evolução e alguns resultados da investigação que vem sendo efetuada.

3.1.1. Os Primeiros Trabalhos

- **Kroenke, 1974 [12]:** Neste trabalho, o autor apresenta um método para separação e classificação de tensões em modelos de EF sólidos axissimétricos. Por meio do procedimento proposto, as tensões de EF sólidos axissimétricos são convertidas em tensões do tipo daquelas que aparecem em cascas, usadas na definição dos limites de tensões.

Em linhas gerais, o procedimento para um vaso de pressão é o seguinte: num modelo de EF axissimétrico, calculam-se as tensões num determinado plano, definido através de uma linha ao longo da seção transversal do vaso. Esta linha é denominada de *linha de tensões*. As tensões são calculadas em pontos igualmente espaçados ao longo da linha, por meio de extrapolação ou interpolação dos resultados nos elementos. Em seguida, estas tensões, que são as tensões totais, são divididas nas suas parcelas de membrana, flexão e pico.

Tendo sido feita a separação das parcelas de tensões, elas devem ser classificadas, de acordo com a localização, origem e tipo, nas categorias: P_m , P_L , $P_L + P_b$, $P + Q$ ou $P + Q + F$. Em seguida, calculam-se as tensões principais e as tensões SI, para posterior comparação com os limites do Código.

Este procedimento foi aplicado a uma conexão bocal-casca para avaliar os limites das tensões primárias e primárias + secundárias. Foram escolhidas algumas linhas, onde as tensões foram separadas e classificadas. As distribuições de cada componente de tensão nestas linhas foram usadas para avaliação da sua validade. É importante salientar que um resultado importante encontrado é o de que uma linha posicionada numa localização que satisfaz as recomendações para plano de flexão, numa análise de descontinuidade, mostrou não fazê-lo na análise de EF. As melhores linhas foram aquelas perpendiculares às superfícies interna e externa.

A referência [12] apresenta uma lista dos problemas encontrados, entre os quais se incluem:

- O cálculo da parcela de flexão da tensão radial, para a qual parece sem sentido associar um momento de flexão;
- O isolamento da parcela de pico da tensão de cisalhamento (o problema se minimiza se a linha for perpendicular às superfícies do vaso, de modo que as tensões de cisalhamento sejam nulas);
- Devem ser investigadas várias linhas até se encontrar o plano mais apropriado para a avaliação das tensões; esta investigação fica à mercê do projetista;
- A divisão das tensões pela origem (carregamento) em alguns casos em que se usa EF é impossível.

As conclusões do trabalho foram:

- A extensão do procedimento apresentado a modelos 3D levanta como questão principal a definição da extensão das tensões localizadas na direção circunferencial;
- O uso de EF abre uma discussão sobre uma possível mudança dos limites do ASME, de modo que eles possam ser mais diretamente relacionados com os resultados de tensões totais de EF;
- Para resolver os problemas será preciso desenvolver diretrizes adicionais que relacionem melhor o comportamento do vaso com os limites do ASME.

- **Kroenke et al, 1975 [13]:** Em [13], o procedimento exposto acima para classificação de tensões em modelos de EF sólidos axissimétricos [12] foi aplicado em dois exemplos: união flangeada e bocal. Foram feitas algumas investigações para orientação das linhas (ou planos) de avaliação. As localizações típicas recomendadas são as descontinuidades geométricas e térmicas. Quanto à orientação, foram apresentados alguns argumentos que indicam que um plano válido é aquele em que as distribuições de tensões meridional e tangencial são lineares: um plano assim corresponde, em geral, àquele que é perpendicular à linha média e às superfícies do vaso.

- **Kroenke et al, 1985 [14]:** O trabalho da referência [14] apresenta um sumário da evolução de projetos de vasos de pressão com a utilização do MEF. Foram consideradas geometrias axissimétricas, sólidos 3D, uniões flangeadas, sistemas de tubulações e componentes internos e foram apresentadas as ferramentas disponíveis para análise dos potenciais modos de falha em tais geometrias. Foram apresentadas as seguintes razões para as incompatibilidades entre os resultados diretos dos elementos finitos e os limites da Seção III:

- Frequentemente são usados modelos simplificados, tais como, modelos axissimétricos representando geometrias tridimensionais; materiais equivalentes para representar placas perfuradas e anel de vedação; modelos grosseiros que captam apenas deformações totais, etc;
- As tensões totais de elementos finitos algumas vezes requerem classificações nas categorias da Seção III. Por exemplo, as tensões totais precisam ser manipuladas para fornecer tensões que possam ser usadas para demonstrar que não ocorre distorção progressiva.

Como os resultados de EF são as tensões totais, estabelece-se que devem ser usados os procedimentos de pós-processamento destas tensões, de forma a se obter as tensões de membrana e de flexão que aparecem nas análises de descontinuidades. Como a escolha das localizações de avaliação das tensões fica a cargo do projetista, a referência apresenta algumas diretrizes para localizações de planos. As tensões obtidas através do procedimento de obtenção das tensões de membrana e de flexão equivalentes àquelas de cascas são chamadas de *tensões linearizadas*. Especificamente para sólidos 3D, onde os problemas das relações entre resultados de EF e limites do ASME se complicam, foi apresentada uma lista dos casos típicos:

1. Carregamentos axissimétricos em geometrias axissimétricas (momentos de flexão em cascas cilíndricas ou gradientes térmicos circunferenciais em cascas);
2. Perfurações em geometrias axissimétricas, tais como furos de prisioneiros;
3. Interseções entre cilindros, tais como bocais em cascas cilíndricas;
4. Geometrias 3D “ligadas” a cascas cilíndricas, tais como suportes;
5. Penetrações não radiais e “ligações” em cascas cilíndricas ou esféricas;
6. Geometrias 3D gerais, como as estruturas suporte do núcleo de reatores PWR.

3.1.2. O Início do Trabalho do PVRC

- **Hollinger e Hechmer, 1986 [15]:** Na referência [15] os autores começam a investigar os problemas de avaliação dos modos de falha relacionados com as tensões primárias e secundárias e suas relações com os resultados de tensões em modelos axissimétricos e 3D. No trabalho são apresentados os procedimentos utilizados com suas limitações e dificuldades, e são feitas sugestões quanto ao caminho que deve ser tomado pelos Comitês do Código e pelo PVRC para soluções de curto e médio prazos do problema. Chama-se a atenção para o fato de que uma solução de curto prazo poderia ser obtida por aplicações específicas baseadas na carga limite. Entretanto, a longo prazo, requerem-se soluções gerais.

Foram discutidos três procedimentos para a determinação das tensões de membrana e de flexão de EF 3D: tensões em um ponto, tensões ao longo de uma linha e tensões em um plano. A Figura 3.1 serve como ilustração dos três procedimentos.

- Tensões em um ponto: consiste em comparar as tensões numa localização simples (um ponto) aos limites do Código.
- Tensões ao longo de uma linha: os componentes de tensões ao longo de uma linha são uniformizados e linearizados antes do cálculo das tensões SI de membrana e membrana + flexão, e das variações de tensões SI.
- Tensões em um plano: é uma extensão do procedimento usado no cálculo de tensões SI ao longo de uma linha em análises axissimétricas.

Foi feita uma discussão qualitativa do uso dos três procedimentos, onde se concluiu que, dos três métodos usados nas avaliações de modos de falha usando as técnicas de

análise elástica de EF, o mais prático foi o de “tensões ao longo de uma linha”. No entanto, a sua falta de aplicabilidade geral significa que existe a necessidade de continuar a procura por novos procedimentos.

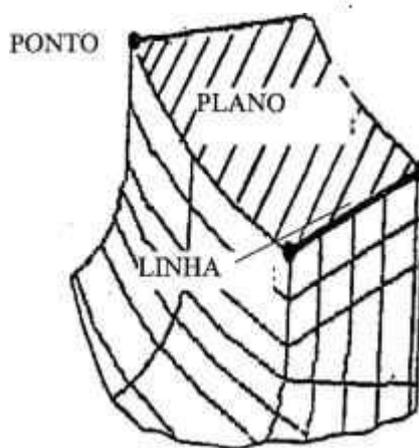


Figura 3.1 - Abordagens para separação das tensões

- **Hechmer e Hollinger, 1987 [16]:** Em [16] apresenta-se uma comparação quantitativa dos três procedimentos (tensões em um ponto, ao longo de uma linha e em um plano) usando uma interseção cilindro-bocal com carregamentos de pressão interna e transiente térmico. Para avaliar o procedimento de tensões em um plano, foram escolhidas várias localizações em diferentes posições circunferenciais no bocal e na casca, nas quais as tensões foram tomadas como combinações das tensões linearizadas nas linhas de contorno do plano.

Alguns dos resultados e conclusões do trabalho foram:

- Os três procedimentos podem fornecer resultados substancialmente diferentes. As maiores diferenças entre resultados aconteceram entre tensões em um ponto e tensões ao longo de uma linha. Foi observada uma grande variação entre resultados para o procedimento de tensões em um plano, indicando a influência da escolha da localização e orientação do plano;
- Geralmente o procedimento de tensões em um ponto é tido como conservador, com relação aos outros. Neste estudo, na avaliação das tensões ($P + Q$), este método chegou a um valor de tensões menor que o encontrado pelos outros dois. Este resultado evidencia que esta atribuição de conservadorismo nem sempre é verdadeira;

- O procedimento de tensões em um ponto parece ter um grande problema de exatidão. Os métodos de tensões ao longo de uma linha e de tensões em um plano parecem fornecer resultados razoáveis. O procedimento de tensões ao longo de uma linha parece conservador com relação ao de tensões em um plano. Além disso, “tensões em um plano” é mais suscetível a não conservadorismos decorrentes da escolha de localização, orientação e extensão do plano; no entanto, é preciso saber se existem métodos melhores que possam ser desenvolvidos para uma avaliação mais exata dos modos de falha principais;
- É preciso investigar uma metodologia menos subjetiva do que aquelas usadas para a definição dos planos e dos cálculos de tensões de flexão relativas a eles;
- O uso de “tensões em um ponto” é o mais fácil de aplicar. Entretanto, a aplicação de “tensões ao longo de uma linha” é a mais vantajosa. O uso de “tensões num plano” é o mais complexo.

- **Hechmer e Hollinger, 1988 [17]:** Para abordar o problema de quais componentes de tensões devem ser linearizados, foi feita uma investigação em [17] por meio da estimativa de sete métodos, usando uma análise axissimétrica simples (região de encontro de cilindro com tampo reto). Os métodos utilizados são mostrados na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 - Procedimentos para a linearização de tensões em modelos axissimétricos

Método	Descrição
1	Linearizar todos os 6 componentes de tensões
2	Linearizar os 3 componentes normais e usar a tensão total de cisalhamento na superfície
3	Linearizar os 3 componentes normais e usar a tensão de membrana para o cisalhamento
4	Linearizar os 2 componentes normais no plano (circunferencial e meridional) e usar a tensão total normal radial e a tensão total de cisalhamento na superfície
5	Linearizar os 2 componentes normais (circunferencial e meridional) e usar a tensão de membrana para os componentes radial e de cisalhamento
6	Linearizar as 3 tensões principais
7	Linearizar as 2 tensões principais que mais se aproximam das direções meridional e circunferencial

Como se nota na tabela, alguns métodos são baseados na linearização dos componentes de tensões e outros na linearização das tensões principais. Os argumentos a favor da utilização dos componentes de tensões advêm do fato de algumas definições do Código ASME mencionarem que a linearização de tensões deve ser feita no nível do componente. A favor da linearização das tensões principais, entra como argumento o fato dos limites do ASME serem impostos sobre as diferenças de tensões principais. Acima disto, é de fundamental importância que o plano selecionado realmente represente um plano de flexão, nos moldes daqueles assumidos pela teoria de flexão em vigas, ou seja, que as seções sejam planas e permaneçam planas após o carregamento. Em decorrência disto, as distribuições dos componentes de tensões num plano de flexão válido devem ser lineares, a não ser que haja efeitos de concentrações de tensões ou de gradientes térmicos não lineares ao longo da espessura. Quando o plano selecionado obedece a estas condições, espera-se que não haja muitas diferenças entre linearizar os componentes de tensões ou as tensões principais. No entanto, nem sempre é possível encontrar planos que satisfaçam as condições mencionadas. Normalmente, devido ao efeito das tensões de cisalhamento, as tensões principais não têm direções constantes (e nem as distribuições de tensões são lineares). Em se tratando da linearização dos componentes, há a questão dos componentes de tensões radial e de cisalhamento, aos quais parece sem sentido associar um momento de flexão. Sendo assim, o trabalho avalia alguns *planos de flexão* selecionados (verificando as distribuições dos componentes de tensões), utilizando os métodos da Tabela 3.1 para linearização das tensões.

Os resultados numéricos variam significativamente na escolha dos sete métodos estudados, tendo sido encontrado que: o método 1 é o mais consistente; o método 4 é provavelmente o mais conservador; o método 7, em geral, é quase igual ou mais conservador que o método 1, mas não é tão conservador quanto o método 4. Uma análise do ponto de vista de distribuição de tensões, mostrou que o método 7 é a escolha mais lógica, baseado na boa distribuição linear para σ_1 e nos bons valores de superfície para σ_2 , e que os métodos 1, 2 e 3 não são escolhas lógicas por causa da natureza parabólica da distribuição de tensão radial.

Uma revisão geral dos critérios avaliados mostrou que o método 4 e o método 7 são as melhores escolhas. O método 4 parece ser o mais conservador; o método 7, parece ser um pouco mais consistente.

- **Hechmer e Hollinger, 1989 [18]:** Em [18] foi feita uma avaliação de planos de classificação de tensões em um modelo 3D para uma interseção bocal-casca. Foram escolhidos quatro conjuntos de planos, em diferentes localizações, e em cada conjunto foram feitas variações nas extensões dos planos. Os resultados obtidos foram comparados com os obtidos ao longo de linhas de referência. O método usado para cálculo das tensões de membrana e de flexão é similar àquele para tensões em linhas, ou seja, é baseado nos cálculos de área e inércia do plano (o método é apresentado no trabalho). A avaliação é feita a partir dos casos de carregamentos de pressão e térmico.

Algumas das conclusões obtidas foram:

- Os resultados de tensões em planos convergem para os de tensões ao longo linhas, ou seja, quando os planos de avaliação diminuem, as tensões neles se aproximam das tensões em linhas;
- As tensões em linhas são mais conservadoras que as tensões em planos em certas localizações e para certos carregamentos; em outros casos, as tensões em linhas são não conservadoras;
- O estudo mostra que, para uma geometria 3D típica, o uso de planos de classificação de tensões produz resultados mistos. A escolha do tamanho do plano é importante. Portanto, os componentes devem ser avaliados usando planos de classificação cuidadosamente escolhidos.

- **Hechmer e Hollinger, 1991 [19]:** O PVRC instituiu um projeto de pesquisa para avaliação das relações entre análises de tensões 3D e limites do Código ASME. Tal projeto reuniu um grupo de especialistas para discutir a sua visão da avaliação de distribuições de tensões 3D para o estabelecimento dos modos de falha do Código. De tal discussão foi escrito um relatório [4], que apresentou recomendações específicas. Em [19], foram mostrados os resultados obtidos pelo projeto do PVRC, que levaram a três tipos de considerações: de curto, médio e longo prazo:

- Considerações de curto prazo: são aquelas que podem ser adotadas com as técnicas correntes, podendo ser imediatamente implementadas. Esta etapa foi chamada de Fase 1.
- Considerações de médio prazo: requerem o desenvolvimento de trabalhos referentes à aplicação dos critérios do Código. Estes trabalhos podem levar poucos anos, e as recomendações resultantes não requererão mudanças em tais critérios. Esta etapa foi chamada de Fase 2.

- Considerações de longo prazo: requerem pesquisa e podem incluir mudanças nos critérios do Código.

Foi feita a identificação dos seguintes problemas na etapa de classificação de tensões de acordo com o Código ASME:

- Definição de quais tensões são consistentes com a teoria de flexão de cascas;
- Possibilidade ou impedimento do uso de planos para a determinação das tensões de membrana e de flexão para as condições 3D;
- Diretrizes necessárias para definir o localização e extensão de planos para classificação e separação de tensões;
- Definição de métodos para determinar as tensões de flexão em planos e superfícies.

Das Considerações de Curto Prazo (Fase 1), o resultado mais importante é o conjunto das recomendações a seguir:

- Recomendação 1: É adequado que as tensões P_m sejam calculadas usando apenas as considerações gerais de equilíbrio. O cálculo das tensões P_L geralmente requer que se obtenha a média das distribuições de tensões de elementos finitos. Em geometrias e carregamentos simples, as tensões P_b podem ser calculadas por equações de equilíbrio estático. Para condições mais complexas, ou onde for necessário determinar $(P + Q)$, pode ser apropriado usar a análise de elementos finitos.
- Recomendação 2: A definição atual do código ASME para tensão linearizada, Nota 3 da Tabela 4-120 da Divisão 2 da Seção VIII [9], e Nota 2 do NB-3213.13 da Seção III [1] é: tensão linear equivalente é definida como a distribuição de tensão linear que tem o mesmo momento de flexão líquido que a distribuição real de tensão. Esta definição deveria ser substituída por: tensões linearizadas (membrana + flexão) são as tensões representadas por distribuições lineares que, numa dada seção, desenvolvem as mesmas forças e momentos líquidos que a distribuição de tensão total.
- Recomendação 3: É apropriado avaliar as tensões $(P_L + P_b)$ e $(P + Q)$ em elementos estruturais básicos e é inadequado fazê-lo em elementos de transição (ver definições na tabela 3.2 e Figura 3.2). Numa análise de fadiga, em região de transição, para definir a necessidade de aplicação do fator de penalidade de fadiga, pode ser usada a variação da intensidade de tensão primária + secundária num elemento estrutural adjacente à região de pico.

Tabela 3.2 – Definição dos tipos de elementos

Elemento	Definição
estrutural	Cascas de revolução e placas circulares com espessuras constantes ou variáveis
de transição	Elementos que não podem ser definidos como elementos estruturais. Servem para conectar um elemento estrutural a outro
junções suaves	Onde o modelo representa a geometria real, evitando a existência de cantos agudos e entalhes
Junções agudas	Onde o modelo não representa a geometria real, o que resulta em ângulos agudos ou entalhes

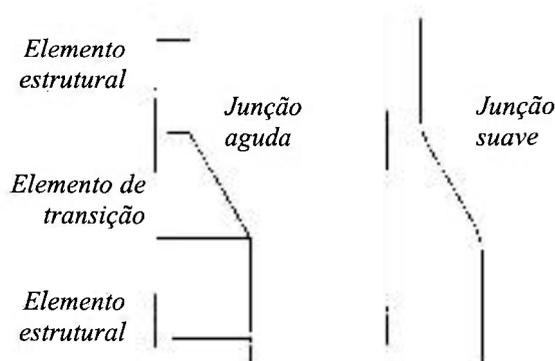


Figura 3.2 – Tipos de elementos

- **Recomendação 4:** Para a avaliação das tensões de membrana primárias (P_m e P_L), a determinação da intensidade de tensão deve ser feita usando as médias dos três componentes de tensões normais e dos três componentes de tensões de cisalhamento ao longo da seção.

- **Recomendação 5:** Para avaliações das tensões primárias de membrana + flexão ($P_L + P_b$) e primárias + secundárias ($P + Q$), a decisão sobre qual componente dever ser linearizado é ainda uma questão aberta e requer maiores estudos. Os procedimentos mais fundamentados são:

- Linearizar todos os seis componentes;
- Linearizar os três componentes normais e usar as médias de cisalhamento;
- Linearizar os três componentes normais e usar o cisalhamento na superfície.

- Recomendação 6: As tensões podem ser linearizadas usando o método de tensões ao longo de uma linha ou tensões num plano. O método de tensões ao longo de uma linha é usado em análises de EF axissimétricas, por definição, e na maioria das análise 3D de EF, por necessidade. Entretanto, quando se puder identificar planos apropriados em geometrias 3D, é aceitável usar o método de tensões num plano.

As Considerações de Médio Prazo (Fase 2) foram divididas em quatro itens de trabalho:

- Primeiro item: Mecanismos de falha relacionados com as categorias de tensões (P_m , P_L , P_b e Q). Os limites de P_m , P_L e P_b são relacionados com o colapso plástico e a deformação plástica excessiva; $(P + Q)$ é relacionado à fadiga, tendo também uma relação secundária com o acúmulo de deformações plásticas. São necessárias diretrizes para estimar os limites de $(P_L + P_b)$ e $(P + Q)$ em geometrias 2D e 3D. Isto significa relacionar certas geometrias e condições de carregamentos específicos com os mecanismos de falha. Para tanto, devem ser exploradas a utilização de *análise elasto-plástica ou análise de carga limite*.

- Segundo item: Localizações para a determinação das categorias de tensões. São necessárias diretrizes para auxiliar o analista na escolha da localização e orientação aplicável. Este item de trabalho inclui definir quais são os planos de classificação de tensões adequados a certas geometrias e carregamentos específicos, com ênfase nas condições 3D. Inclui, porém, um pequeno número de exemplos de condições axissimétricas.

- Terceiro item: Determinar os componentes de tensão adequados para cada categoria de tensão. É preciso definir uma diretriz técnica para a determinação das tensões adequadas para cada uma das categorias, ou seja, para fazer a separação das tensões calculadas em P_m , P_L , P_b , Q e F . Deve ser dada ênfase a distribuições de tensões complexas e as avaliações devem incluir exemplos numéricos.

- Quarto item: Obter tensões linearizadas. Devem ser feitos trabalhos e apresentadas recomendações sobre quais componentes de tensões devem ser linearizados, incluindo relações com a geometria e o carregamento. São também necessárias equações exemplo para obtenção das tensões linearizadas, especialmente para as condições 3D.

As Considerações de Longo Prazo são as seguintes:

- Desenvolvimento de formas de verificações da categorização de tensões, o que está relacionado com o terceiro item de trabalho das considerações de médio prazo e estabeleceria a exatidão das diretrizes apresentadas.
- Desenvolvimento de novas regras e/ou métodos para determinar o mecanismo de falha relacionado com $(P_L + P_b)$ em geometrias 3D, sem levar a conservadorismos indevidos no projeto e a escolhas incorretas por parte do projetista.
- Desenvolvimento de pesquisa analítica e experimental no estabelecimento dos limites das tensões $(P + Q)$; desenvolvimento de um procedimento mais apropriado que a linearização de tensões.
- Investigação do uso da tensão SI média através da espessura como alternativa para os limites de tensões de flexão.
- Estudo do uso das tensões efetivas de von Mises obtidas de análises elasto-plásticas como alternativa para as análises elásticas.
- Identificação de cada modo de falha a ser evitado pelo Código e dos valores específicos requeridos em cada um deles.
- **Hechmer e Hollinger, 1991 [20], 1994 [21]:** Em [20] apresenta-se um resumo do trabalho até então desenvolvido. Em [21] foi feito um relatório do estado de desenvolvimento encontrado até aquela data no projeto do PVRC. A referência também descreve o início dos trabalhos da Fase 2 (Considerações de Médio Prazo), onde os itens de trabalho foram organizados nas seguintes quatro áreas de desenvolvimento de diretrizes:
 - Área I: Relações entre os mecanismos de falha e as categorias de tensões;
 - Área II: Tensões apropriadas a cada categoria de tensão;
 - Área III: Locais adequados para determinação das categorias de tensões;
 - Área IV: Métodos para calcular as tensões de membrana + flexão (linearizadas).

O plano de tal projeto inclui a discussão das dez geometrias apresentadas na Tabela 3.3 abaixo. Para estas geometrias, estão sendo feitas análises exemplo pelo MEF e levantadas as relações entre os resultados e as quatro áreas definidas acima.

Tabela 3.3 - Geometrias exemplo do projeto do PVRC

Exemplo	Geometria
1	Casca Cilíndrica sob Flexão Devida a Momentos e Cargas Transversais
2	Anel Parafusado; Modelo Tridimensional com Orifícios
3	Interseção Bocal Radial - Esfera (ou Cilindro) com Cargas Externas e Pressão
4	Cilindro com Gradiente Térmico Não Simétrico
5	Suportes em Cascas Cilíndricas com Cargas Mecânicas e Térmicas
6	Tubulação em U de Trocadores de Calor e Cascas com Cargas Térmicas
7	Placa com Poucas Penetrações, com Carregamentos de Pressão e Térmicos
8	Casca Cilíndrica com Múltiplas Penetrações Radiais
9	Bocais Reforçados Não Radiais
10	Interseção de Cilindros com Alta Relação D/D; Cargas de Pressão e Térmicas

Na referência [21] é apresentado o primeiro exemplo da tabela acima. A geometria escolhida foi a saia-suporte de um vaso, de forma cilíndrica, conectada a um cone e sujeita a carregamento axial (conexão com ângulo de 18°). O modelo em EF foi feito com elementos sólidos axissimétricos. Os resultados de cálculos manuais das tensões foram confrontados com resultados de análises elásticas (onde foram feitas as separações das tensões em sete linhas) e com os resultados de análises limite (elasto-plásticas).

As conclusões obtidas foram as seguintes:

- Em geometrias simples, as tensões primárias podem ser calculadas por fórmulas, com 10% de diferença em relação aos resultados de carga limite;
- As tensões de membrana e de flexão estão relacionadas com o modo de falha de colapso plástico, uma vez que pelo menos um de seus efeitos é evidente na análise da carga limite;
- O uso de cálculos manuais para P_m é apropriado para casos de geometrias e carregamentos simples.

- **Pastor e Hechmer, 1994 [22]:** Em [22] apresenta-se um relatório sobre o trabalho do Grupo Tarefa em Tensões Primárias, criado pelo ASME. O objetivo do grupo é o desenvolvimento de uma melhor compreensão das tensões primárias e de como elas podem ser calculadas. Foram discutidos os métodos para cálculos das tensões, os seus limites e significado, o uso da tabela de classificações de tensões do ASME no projeto de vasos de

pressão e as técnicas usadas em projeto para satisfazer os limites de tensões. Foram apresentados uma nova definição de tensão primária e exemplos de determinação de tensões primárias em algumas geometrias simples, usando diferentes técnicas de análise.

As conclusões do trabalho foram:

- Uma nova definição para as tensões primárias seria: são aquelas que podem causar ruptura dúctil ou a perda total da capacidade de suportaçãõ de carga devido a colapso plástico da estrutura perante uma simples aplicação de carregamento. O objetivo dos limites do código sobre tensões primárias é evitar a deformação plástica generalizada e fornecer um fator nominal de segurança sobre a ruptura dúctil por pressão;
- As diferentes técnicas que podem ser usadas para demonstrar a satisfação dos limites de tensões primárias são:
 1. Análise elasto-plástica com carga limite;
 2. Soluções elasto-plásticas incluindo o encruamento do material;
 3. Análise elástica de equilíbrio;
 4. Análise de elementos finitos;
 5. Análises limites aproximadas (Método da Compensação Elástica - Mackenzie et al, 1992 [23] - e Método Gloss (*Generalized Local Stress Strain*) - Seshadri,1991 [24]);
 6. Regras do Código ASME (por exemplo, a espessura mínima requerida).
- O limite do Código para P_m estabelece, para geometrias específicas, uma espessura mínima que não pode ser violada, exceto em condições localizadas. Para tais condições, qualquer uma das técnicas acima pode ser utilizada para demonstrar que os limites de tensões primárias são satisfeitos.
- Não há garantia de que a satisfação dos limites de tensões primárias por meio de uma análise elástica levará a uma solução otimizada. Uma solução otimizada só será garantida se for empregada uma análise inelástica.

- **Hollinger e Hechmer, 1995 [25]:** Em [25] relatam-se os progressos no projeto do PVRC, particularmente com relação às quatro áreas de trabalho da Fase 2. Foram incluídos dois exemplos, escolhidos dentre os dez listados pelo PVRC [21], a saber: modelo axissimétrico 2D de uma interseção cilindro-cone e modelo 3D de uma conexão de bocal em casca fina. Para o estabelecimento de um plano de flexão válido, são feitas as seguintes recomendações com relação às localizações para as avaliações de tensões:

- Definição da linha de tensões nas áreas de máximas tensões, aproximadamente perpendicular à semi-espessura e, quando possível, perpendicular a uma ou ambas as superfícies externas;
- Escolher linhas em “elementos estruturais” e não nos “elementos de transição”;
- Garantir que as distribuições de tensões de flexão exibam uma tendência totalmente linear, ou linear pelo menos na parte correspondente às forças e momentos internos significativos.

3.1.3. A Situação Atual do Trabalho do PVRC

Está sendo preparado pelo PVRC um relatório final da Fase 2 do projeto de critérios de tensões 3D, que consiste em diretrizes aplicáveis. Em [26] - **Hechmer e Hollinger, 1997** - foi publicada a revisão 2a deste documento. No relatório final serão apresentados os resultados da investigação das quatro áreas de trabalho (Áreas I a IV) aplicadas às geometrias definidas pelo PVRC, que são aquelas dez mostradas na Tabela 3.3, acrescidas de mais uma: Tambo Torisférico com Pressão.

Na revisão 2a [26], foi apresentado um *critério para localização de linha e planos de tensões* baseado nos seis seguintes passos, apresentados em ordem de importância:

1. Apenas nos elementos estruturais e nunca nos elementos de transição;
2. Perpendicular ao fluxo de tensão (o que pode ser difícil de aplicar);
3. Perpendicular à linha média (o que é considerado similar ao passo 2);
4. A distribuição dos componentes de tensões circunferenciais e meridionais deve ser linear, exceto para efeitos de concentrações de tensões e para tensões de pico térmicas. Se isto não for satisfeito, possivelmente um dos passos anteriores deve ter sido violado;
5. A distribuição de tensão radial ao longo da espessura deve ser linear, sendo a tensão na superfície igual à pressão aplicada. Este requisito não será satisfeito se a linha for não perpendicular às superfícies;
6. As tensões de cisalhamento devem ter uma distribuição parabólica e com um nível baixo comparado com as tensões normais circunferenciais e meridionais. Pode existir combinações de geometria e carregamentos onde os critérios 4, 5 e 6 não sejam satisfeitos na região de interesse. Para esta condições, o critério 3 é o controlador.

3.1.4. Os Trabalhos de Outros Autores

Muitos outros trabalhos alternativos ao projeto do PVRC vêm sendo desenvolvidos. Salientam-se aqui alguns deles:

- **Roche, 1989 [27]**: Apresenta-se um estudo sobre o significado das tensões primárias e secundárias e propostas de como separá-las.
- **Hsu e Mckinley, 1990 [28]**: É proposto um método computacional para o cálculo das tensões linearizadas em planos para modelos 3D de EF.
- **Boyle, 1989 [29]; Boyle e Mackenzie, 1991 [30]; Mackenzie e Boyle, 1993 [31]**: Apresentam-se estudos sobre a determinação de tensões primárias e secundárias do ASME.
- **Mackenzie et al, 1992 [23]**: É proposto um método alternativo para a determinação da carga limite em estruturas complexas, com base em análises elásticas sucessivas, o já mencionado Método da Compensação Elástica.
- **Porowsky et al, 1993 [32]; Porowsky et al, 1997 [33]**: Apresentam-se análises inelásticas de EF.
- **Mattar Neto et al, 1995 [34]**: Apresenta-se um estudo da região de ligação de um suporte num vaso cilíndrico.
- **Bezerra et al, 1995 [35]**: Apresenta-se um trabalho que é uma extensão do apresentado por Hechmer e Hollinger, 1994 [25] sobre a avaliação da interação de um cilindro com um cone. Os autores apresentam análises de configurações com diferentes ângulos para a conexão, e também um vaso cilíndrico com tampo cônico.
- Dois trabalhos foram publicados pelo autor desta dissertação. Em **Albuquerque et al, 1995 [36]** foi feito um estudo sobre quais componentes usar para a linearização de tensões. Foi feito um modelo de EF sólidos axissimétricos (com elementos harmônicos) de um vaso de pressão sujeito a cargas não-axissimétricas. Em **Albuquerque e Mattar Neto, 1996 [37]** foram apresentados os primeiros resultados de um dos estudos que serão aqui apresentados sobre a classificação de tensões em modelos de EF sólidos axissimétricos em conexões bocais-cascas esféricas.

4. PROCEDIMENTOS PARA ANÁLISE

4.1. Introdução

Neste capítulo será apresentado como são aplicados os procedimentos de análise de tensões de acordo com o Código ASME. Para a análise elástica serão apresentados o procedimento básico e o procedimento de linearização de tensões de EF, incorporando as recomendações mais atualizadas indicadas nas referências consultadas. Apesar de existirem no ASME dois procedimentos para análise inelástica (análise plástica e análise limite), serão mostradas somente as regras para a análise limite. Como uma análise inelástica requer quase que obrigatoriamente o uso de EF, será feita uma discussão de certas particularidades de uma análise não linear por EF.

4.2. Procedimento Básico do ASME

No procedimento básico do ASME [1] deve ser feita uma análise elástica de tensões nos principais componentes estruturais, com detalhe suficiente para demonstrar que todos os limites de tensões são satisfeitos. O cálculo das intensidades de tensões pode ser resumido como:

- Passo 1: No plano ou seção do componente em consideração, seleciona-se um sistema ortogonal de coordenadas, como por exemplo: tangencial (t), longitudinal (L) e radial (r) – ver Figura 4.1. Os componentes de tensão normais neste sistema de coordenadas (calculados por meio dos esforços de descontinuidade na seção analisada) são designados por σ_t , σ_L e σ_r , e os componentes de cisalhamento por τ_{Lt} , τ_{Lr} e τ_{rt} . Em muitos casos as direções t, L e r podem ser escolhidas como as direções principais, de modo que os componentes de cisalhamento desaparecem.

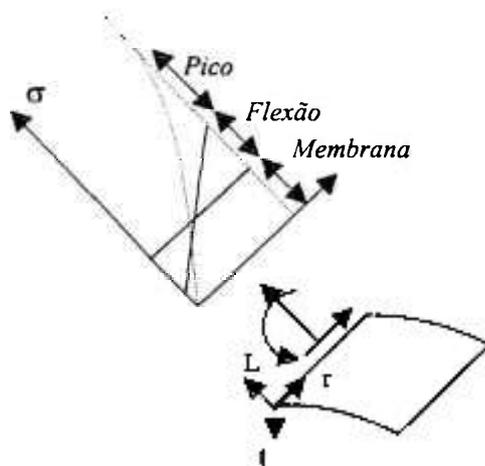


Figura 4.1 - Cálculo de tensões num componente

- **Passo 2:** São calculadas as tensões para cada tipo de carga, e depois elas são separadas e classificadas em um ou mais dos grupos de categorias de tensões: P_m , P_L , P_b , Q e F . As tensões de membrana são calculadas como sendo a média dos componentes de tensão ao longo da espessura. As tensões de flexão provêm da variação linear da tensão ao longo da espessura, sendo nulas na superfície média (ver Figura 4.1). Esta decomposição deve ser feita nesta etapa.
- **Passo 3:** Calcula-se, para cada categoria de tensão, a soma algébrica das tensões que resultam dos diferentes tipos de carregamentos. Certas combinações de categorias de tensões, por exemplo, $(P_L + P_b)$, $(P_L + P_b + Q)$, $(P_L + P_b + Q + F)$, etc., devem ser calculadas nesta etapa.
- **Passo 4:** Se necessário, deve-se fazer a transformação das tensões para as direções t , L e r , e devem ser calculadas as tensões principais σ_1 , σ_2 e σ_3 .
- **Passo 5:** Calculam-se as diferenças de tensões σ_{12} , σ_{23} e σ_{31} , e a intensidade de tensão SI para cada categoria (exemplo: P_m) ou combinações de categorias (exemplo: $(P_L + P_b + Q)$). É comum chamar a intensidade de tensão numa categoria pelo símbolo de tal categoria; por exemplo P_m é a intensidade de tensão para a categoria de tensão de membrana primária generalizada. Esta prática pode levar a confusões; por exemplo, $(P_L + P_b + Q)$ não é a soma das intensidades de tensões primárias de membrana e de flexão com a intensidade de tensão secundária. É a intensidade de tensões calculada a partir das tensões principais obtidas da soma de cada categoria de tensão requerida.

- Passo 6: Finalmente, as intensidades de tensões calculadas para cada categoria ou combinações de categorias são comparadas com os limites básicos de intensidades de tensões do ASME.

4.3. Procedimento de Linearização de Tensões do MEF

Ao longo do tempo tornou-se prática comum linearizar as tensões elásticas de EF calculadas através da espessura, de modo a se obter tensões de membrana e de flexão semelhantes àquelas que aparecem em descontinuidades de casca. A técnica de linearização foi inicialmente sugerida por Kroenke [12] para o caso axissimétrico, como já visto, e foi adotada em muitos pós-processadores de elementos finitos.

Basicamente, identifica-se uma linha de classificação de tensões (ou plano de referência) através da seção. A distribuição de tensões (em geral não linear) ao longo desta linha é linearizada para se poder extrair tensões de membrana e de flexão, como mostra a Figura 4.2.

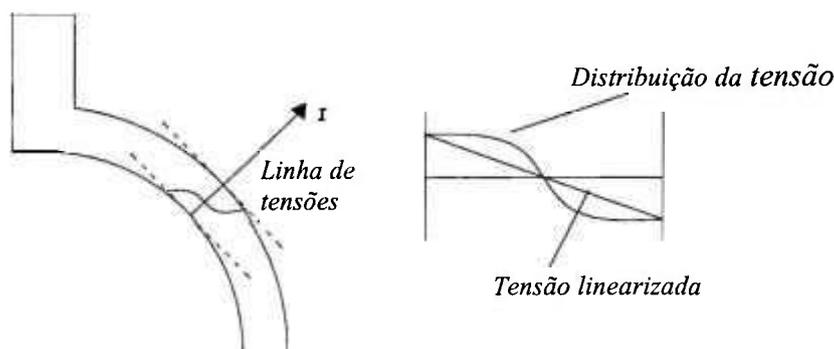


Figura 4.2 – Linearização de tensões ao longo da parede do vaso

As linhas de classificação da Figura 4.3 são definidas do nó N1, na superfície interna, ao nó N2, na superfície externa. O caminho não passa necessariamente por uma linha de nós, podendo sim cortar os elementos. Alguns pós-processadores mais avançados de linearização usam a localização dos nós nas superfícies para definir o caminho ao longo dos elementos, e depois fazem a interpolação das tensões nodais para calcular os valores de tensões ao longo do caminho.

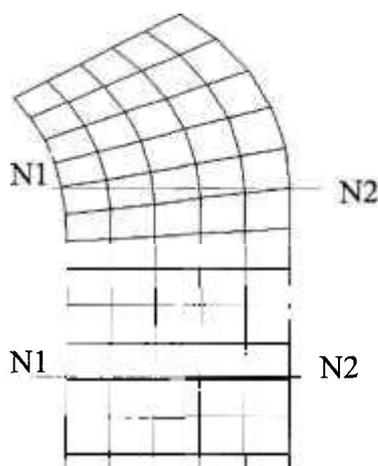


Figura 4.3 – Exemplos de linhas para classificação de tensões

4.3.1. Procedimento de Kroenke

Baseando-se na teoria de flexão de vigas, o procedimento de Kroenke [12] busca a determinação de uma *distribuição de tensões linear equivalente* na linha de classificação; assim, sendo r a coordenada local ao longo da linha, Figura 4.2, a tensão linearizada equivalente (de membrana + flexão) σ_{lin} é:

$$\sigma_{lin} = ar + b \quad (4.1)$$

onde os valores de a e b decorrem dos resultados das tensões de EF ao longo da linha. A tensão linearizada equivalente (de membrana + flexão) σ_{lin} é encontrada por meio da imposição das seguintes condições:

- O momento de flexão da tensão linearizada (M_{lin}) deve ser igual ao momento de flexão da distribuição real de tensão (M), ou seja:

$$M_{lin} = M \quad (4.2)$$

- A força resultante da tensão linearizada (F_{lin}) deve ser igual a força devida à distribuição real de tensão (F):

$$F_{lin} = F \quad (4.3)$$

Para todos os componentes de tensão, a tensão de membrana σ_m é definida como a parte constante da distribuição de tensão e é calculada como sendo a tensão média através

da parede. Assim, sendo F a força resultante na seção devido à distribuição real de tensão σ , e A a área da seção, tem-se:

$$\sigma_m = \frac{F}{A} \quad (4.4)$$

A tensão de flexão σ_b pode ser calculada subtraindo-se as tensões de membrana (σ_m) das tensões linearizadas (σ_{lin}), ou pode ser calculada nas extremidades da linha, através de:

$$\sigma_b = \frac{M_{lin} c}{I} \quad (4.5)$$

onde c é a distância da fibra externa em relação ao eixo neutro de flexão e I é o momento de inércia da seção.

Este procedimento pode ser aplicado a todos os componentes de tensão, pois é apenas um simples exercício matemático de linearização. No entanto, para os componentes de tensão radial (através da espessura) e de cisalhamento, é comum não se proceder ao cálculo da parcela de flexão, uma vez que não há significado físico para um momento de flexão associado a estes componentes.

Finalmente, a tensão de pico é obtida por:

$$\sigma_F = \sigma - \sigma_m \pm \sigma_b \quad (4.6)$$

4.3.2. Procedimento de Linearização usado no Trabalho

Neste trabalho é utilizado o procedimento de linearização de tensões do programa ANSYS [3]. Trata-se de uma modificação do procedimento proposto por Kroenke [12] que se descreve a seguir, sendo dividido em dois casos: 3D geral e axissimétrico.

4.3.2.1. Caso 3D Geral

Considere-se a Figura 4.4, que mostra uma distribuição de tensão numa linha típica.

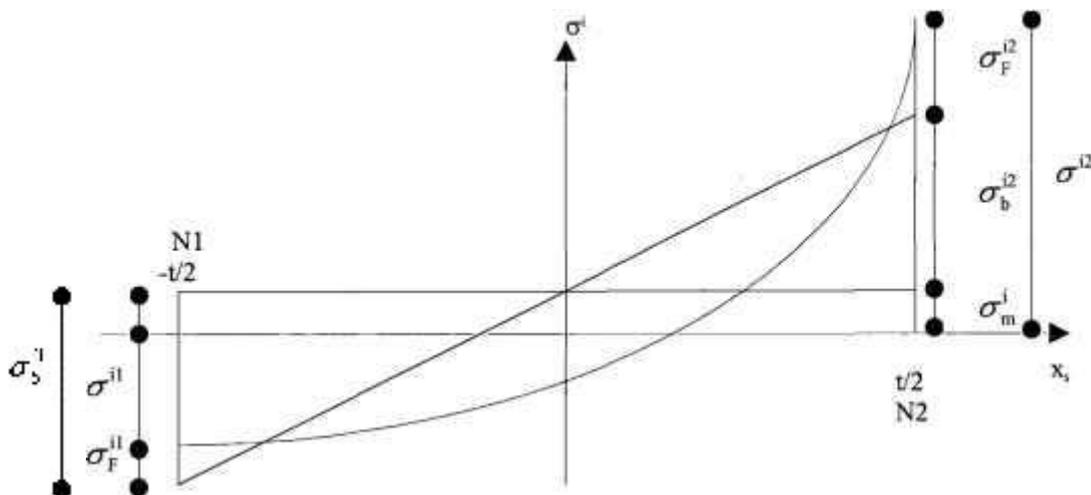


Figura 4.4 – Distribuição de tensão típica

O valor de membrana de cada um dos componentes de tensão é calculado por:

$$\sigma_m^i = \frac{1}{t} \int_{-t/2}^{t/2} \sigma^i dx_s \quad (4.7)$$

onde: σ^i = componente de tensão i ao longo da linha;

t = espessura da seção;

σ_m^i = valor de membrana do componente de tensão i

x_s = coordenada ao longo da linha.

O índice i varia de 1 a 6, representando os componentes de tensão σ_x , σ_y , σ_z , τ_{xy} , τ_{yz} e τ_{xz} . Estas tensões estão no sistema de coordenadas cartesianas. Os valores de flexão de cada componente de tensão no nó N1 são calculados por:

$$\sigma_b^i1 = \frac{-6}{t^2} \int_{-t/2}^{t/2} \sigma^i x_s dx_s \quad (4.8)$$

O valor de flexão dos componentes de tensão no nó N2 da outra extremidade da linha é:

$$\sigma_b^i2 = -\sigma_b^i1 \quad (4.9)$$

O valor da tensão de pico num ponto é a diferença entre a tensão total e a soma das parcelas de membrana e flexão (Equação 4.6).

4.3.2.2. Caso Axissimétrico

O caso axissimétrico é, em princípio, igual ao cartesiano. Neste caso, no entanto, é preciso considerar que, na parte da seção compreendida num raio maior, há mais material que na de raio menor. Dessa forma, o eixo neutro é deslocado radialmente de uma distância x_r , como mostra a Figura 4.5. Os eixos mostrados nesta figura são cartesianos, ou seja, a lógica presente aqui só é válida para estruturas axissimétricas no sistema cilíndrico global.

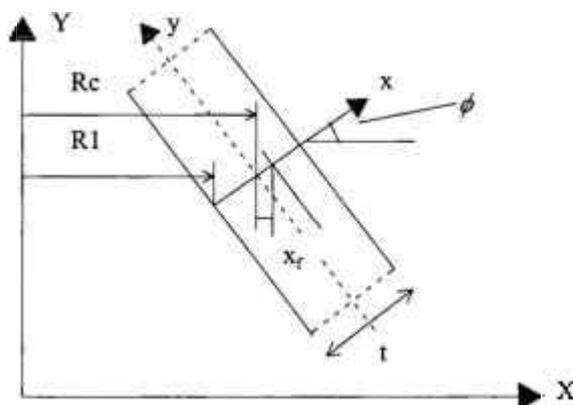


Figura 4.5 – Seção transversal axissimétrica

No programa ANSYS [3], o caso axissimétrico é selecionado fazendo-se o raio de curvatura ρ da superfície média no plano XY diferente de zero. Como mostra a Figura 4.6, um ponto da linha média do toro representado é definido pelo raio ρ e pela posição radial R_c . No caso de seção axissimétrica reta (como num cilindro ou cone), a curvatura ρ é infinita ($\rho = \infty$).

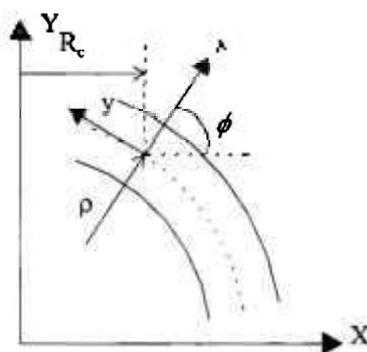


Figura 4.6 – Geometria para avaliações axissimétricas

No caso axissimétrico, cada um dos componentes de tensão precisa ser tratado separadamente, como se mostra a seguir. Os componentes de tensão são girados

(transformados) para o sistema de coordenadas da seção, de modo que as tensões em x sejam paralelas à linha e as tensões em y sejam normais a ela.

a) Direção y (meridional)

A força que age num pequeno setor $\Delta\theta$ (circunferencial), é:

$$F_y = \int_{-t/2}^{t/2} \sigma_y R \Delta\theta dx \quad (4.10)$$

onde: F_y = força total no setor $\Delta\theta$,

σ_y = tensão na direção y;

R = raio no ponto de integração;

$\Delta\theta$ = ângulo do pequeno setor na direção circunferencial;

t = espessura da seção (distância entre os nós N1 e N2).

A área sobre a qual age a força F_y é:

$$A_y = R_c \Delta\theta t \quad (4.11)$$

onde: $R_c = (R1 + R2)/2$;

R1 = raio no nó N1;

R2 = raio no nó N2.

Assim, a tensão de membrana na direção meridional é:

$$\sigma_{ym} = \frac{F_y}{A_y} = \frac{\int_{-t/2}^{t/2} \sigma_y R dx}{R_c t} \quad (4.12)$$

Para calcular a tensão de flexão, é preciso usar a distância do centro da superfície ao eixo neutro. Esta distância, mostrada na Figura 4.5, é:

$$x_f = \frac{t^2 \cos \phi}{12R_c} \quad (4.13)$$

Assim, o momento de flexão pode ser calculado por:

$$M = \int_{-t/2}^{t/2} (x - x_f) dF_y \quad (4.14)$$

logo:

$$M = \int_{-t/2}^{t/2} (x - x_f) \sigma_y R \Delta \theta dx \quad (4.15)$$

O momento de inércia da seção é:

$$I = \frac{1}{12} R_c \Delta \theta t^3 - R_c \Delta \theta t x_f^2 \quad (4.16)$$

As tensões de flexão são dadas por:

$$\sigma_b = \frac{Mc}{I} \quad (4.17)$$

onde: c = distância do eixo neutro à fibra externa.

Combinando as Equações 4.15, 4.16 e 4.17, a tensão de flexão no nó N1, na direção y , é:

$$\sigma_b^{y1} = \frac{M(x_1 - x_f)}{I} \quad (4.18)$$

logo:

$$\sigma_b^{y1} = \frac{(x_1 - x_f)}{R_c t \left(\frac{t^2}{12} - x_f^2 \right)} \int_{-t/2}^{t/2} (x - x_f) \sigma_y R dx \quad (4.19)$$

E a tensão de flexão no nó N2, na direção y , é:

$$\sigma_b^{y2} = \frac{(x_2 - x_f)}{R_c t \left(\frac{t^2}{12} - x_f^2 \right)} \int_{-t/2}^{t/2} (x - x_f) \sigma_y R dx \quad (4.20)$$

b) Direção x (radial, ao longo da espessura)

As tensões σ_{x1} e σ_{x2} representam os valores negativos da pressão (se houver) nas superfícies livres, nos nós N1 e N2.

A tensão de membrana é calculada por:

$$\sigma_m^x = \frac{1}{t} \int_{-t/2}^{t/2} \sigma_x dx \quad (4.21)$$

A tensão de flexão pode ser tomada como zero, ou calculada como a diferença entre a tensão total e a tensão de membrana.

c) Direção h (circunferencial)

A tensão de membrana é:

$$\sigma_m^h = \frac{F_h}{A_h} = \frac{\Delta \phi \int_{-t/2}^{t/2} \sigma_h (\rho + x) dx}{\Delta \phi \rho t} \quad (4.22)$$

onde: F_h = força total num pequeno setor $\Delta \phi$,

$\Delta \phi$ = ângulo do pequeno setor na direção meridional (y);

σ_h = tensão circunferencial;

A_h = área de um pequeno setor no plano x-y;

ρ = raio de curvatura da superfície média da seção;

x = coordenada ao longo da seção transversal;

t = espessura da seção transversal.

A expressão para a tensão de membrana pode ser reduzida para:

$$\sigma_m^h = \frac{1}{t} \int_{-t/2}^{t/2} \sigma_h \left(1 + \frac{x}{\rho} \right) dx \quad (4.23)$$

Usando a mesma lógica presente nas Equações 4.19 e 4.20, a tensão de flexão é:

$$\text{- nó N1: } \sigma_b^{h1} = \frac{(x_1 - x_h)}{t \left(\frac{t^2}{12} - x_h^2 \right)} \int_{-t/2}^{t/2} (x - x_f) \sigma_h \left(1 + \frac{x}{\rho} \right) dx \quad (4.24)$$

$$\text{- nó N2: } \sigma_b^{h2} = \frac{(x_2 - x_h)}{t \left(\frac{t^2}{12} - x_h^2 \right)} \int_{-t/2}^{t/2} (x - x_f) \sigma_h \left(1 + \frac{x}{\rho} \right) dx \quad (4.25)$$

$$\text{onde: } x_h = \frac{t^2}{12\rho} \quad (4.26)$$

d) Cisalhamento (xy)

A tensão de membrana relativa ao cisalhamento é calculada por:

$$\sigma_m^{xy} = \frac{1}{R_c t} \int_{-t/2}^{t/2} \tau_{xy} R dx \quad (4.27)$$

Sendo a distribuição de tensão de cisalhamento considerada como parabólica e nula nas extremidades, a tensão de flexão devida ao cisalhamento τ_{xy} é imposta como igual a 0. As outras duas tensões de cisalhamento são nulas.

Todas as tensões de pico σ_F^i (valor da tensão de pico do componente i) são calculadas como:

$$\sigma_F^i = \sigma^i - \sigma_m^i - \sigma_b^i \quad (4.28)$$

4.4. Procedimento de Análise Limite

As regras da Divisão 2 do ASME VIII para análise inelástica são dadas no Apêndice 4-136 – Aplicações de Análise Plástica [9]. Podem ser usados dois tipos de análises para calcular cargas admissíveis para deformação plástica generalizada: *análise limite* e *análise plástica*.

A *análise limite* é usada para calcular a *carga limite* de um vaso. Por definição, a análise é baseada na teoria de pequenas deformações e num modelo elástico perfeitamente plástico (ou rígido perfeitamente plástico) para o material.

A *análise plástica* é usada para determinar a *carga de colapso plástico* de um vaso e se baseia no modelo material real (incluindo encruamento), podendo adotar a teoria de pequenas ou grandes deformações.

As regras para Análise Limite do ASME estabelecem que: “Os limites sobre a intensidade de tensão primária de membrana generalizada ... intensidade de tensão primária de membrana localizada ... e intensidade de tensão primária de membrana + flexão ... não precisam ser satisfeitos numa determinada localização se puder ser mostrado por análise limite que as cargas especificadas não excedem a 2/3 da carga de colapso de limite inferior. O limite de escoamento a ser usado nestes cálculos é 1,5Sm.”

Assim, a carga admissível P_a é

$$P_a = \frac{2}{3} P_{lim} \quad (4.29)$$

onde P_{lim} é a carga limite do vaso.

Obviamente, se a carga limite puder ser calculada, este procedimento é muito mais simples de aplicar que o procedimento de categorização de tensões de análise elástica. Há, ainda, dois requisitos adicionais que devem ser satisfeitos quando da aplicação de análise limite. Primeiro, os efeitos das concentrações de deformações plásticas em áreas localizadas da estrutura devem ser avaliados à luz da possibilidade de falha por fadiga, não acomodação e flambagem. Segundo, o projeto deve satisfazer os requisitos de espessura mínima de parede dados na seção de *projeto por norma* do Código.

4.5. Análise Não Linear por Elementos Finitos

Utilizar o procedimento de análise inelástica do Código poderia ser vantajoso para os projetos de vasos de pressão, pois evitaria o problema associado com a linearização de tensões inerente ao procedimento de projeto por análise elástica. Entretanto, este procedimento tem desvantagens significativas pois as análises inelásticas por EF são bem mais complexas que as análises elásticas.

Os problemas não lineares não podem ser resolvidos num procedimento de um único passo, como no caso linear. É preciso recorrer a uma solução iterativa mais complexa, normalmente baseada num método incremental. Para tanto, nas soluções não lineares, é requerido que se defina um número de parâmetros de solução que afetam a exatidão da resposta (deve-se definir um número apropriado de passos de carga, um número máximo de iterações de equilíbrio e uma tolerância de convergência). Uma má escolha de qualquer um destes parâmetros (além das características teóricas da análise de EF) pode levar a uma falha de convergência, ou melhor dizendo, à convergência para uma resposta errada.

Como o procedimento de solução iterativa da análise inelástica de EF requer recursos computacionais consideravelmente maiores que a análise elástica, existem alguns procedimentos de análise relativamente simples que usam as regras de projeto inelásticas, sem se envolver muito em análises não lineares complexas. Citam-se como exemplo os já mencionados Método da Compensação Elástica, proposto em [23] (que se baseia no teorema da carga limite inferior e em análises elásticas iterativas de EF), e o método Gloss, proposto em [24].

5.0. RESULTADOS E COMPARAÇÕES

5.1. Introdução

Neste trabalho foram feitos dois estudos, selecionados dentre as geometrias de interesse indicadas no Capítulo 3. São eles:

- Bocais cilíndricos radiais em cascas esféricas sob carregamento de pressão interna. Foram desenvolvidos modelos sólidos axissimétricos de EF;
- Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica sob carregamento de pressão interna, carregamentos concentrados no bocal e combinações destes carregamentos com pressão. Foram desenvolvidos modelos sólidos tridimensionais de EF.

Os carregamentos admissíveis foram determinados por meio da aplicação de três procedimentos distintos, a saber:

- Fórmulas aplicáveis a geometrias básicas simples;
- Análise limite com elementos finitos, usando as regras do código ASME;
- Análise elástica com elementos finitos, por meio da imposição dos limites elásticos às categorias de tensões do código ASME.

Os resultados obtidos nestes três procedimentos são discutidos e comparados entre si. As propriedades elásticas dos materiais usadas foram: módulo de Young, $E = 2,0091 \times 10^5$ MPa; coeficiente de Poisson, $\nu = 0,3$ e limite de projeto conforme o ASME, $S_m = 174,67$ MPa. Nas análises limite de EF, desenvolvidas por meio da utilização do programa ANSYS [3], foram adotados: material elástico perfeitamente plástico com limite de escoamento, $S_y = 1,5S_m = 262$ MPa, procedimento de Newton-Raphson Modificado, número de iterações de equilíbrio igual a 25 para a solução não linear e tolerância de convergência igual 0,1%. Os carregamentos foram incrementados até se atingir o valor de colapso, caracterizado pela não convergência da solução de EF e pelo comportamento

assimptótico observado nas curvas carga aplicada versus deslocamento de um ponto significativo para colapso da estrutura.

Quanto aos cálculos efetuados por meio de análise elástica por EF, é conveniente fazer um comentário. O Código ASME impõe limites às seguintes categorias de tensões primárias e secundárias calculadas elasticamente: P_m , P_L , $(P_L + P_b)$ e $(P + Q)$. Quando se usa EF, o procedimento adotado para determinação das parcelas de membrana e membrana + flexão é o da obtenção de tensões linearizadas em linhas. Os valores das tensões linearizadas foram determinados, para um carregamento de referência, por meio da rotina de linearização do programa ANSYS [3]. No caso do modelo sólido axissimétrico, foi adotado o procedimento normal que considera nulas as parcelas de flexão das tensões de cisalhamento e radial (através da espessura). No caso do modelo sólido 3D, foi utilizado o caso geral de linearização de todos os componentes de tensões. Determinadas as tensões de membrana e de membrana + flexão, é necessário proceder às suas categorizações. Esta etapa foi feita com base nas recomendações do código ASME, como aquelas da Tabela NB-3217-1 [1] - baseadas na localização, origem e tipo da tensão - e, também, usando-se as recomendações indicadas no Capítulo 3. Foi também feita a verificação da validade de linhas de tensões escolhidas nos modelos desenvolvidos, usando-se os critérios apresentados na referência [26].

Vale salientar que, além dos limites básicos às categorias de tensões, o código ASME fornece uma regra adicional quanto à extensão da região de tensões de membrana primária localizada. Portanto, antes de se efetuar a categorização das tensões, foi feita uma investigação das suas distribuições ao longo dos modelos desenvolvidos para o carregamento de pressão.

5.2. Bocais Cilíndricos Radiais em Cascas Esféricas Sob Pressão Interna

Este estudo mostra as análises efetuadas numa região de interface entre vasos esféricos e bocais radiais cilíndricos, sob pressão interna. Visando verificar a influência das dimensões, foram desenvolvidos três modelos onde se fizeram variações no raio interno da esfera e na sua espessura, com reforços calculados com base apenas na reposição da área das aberturas, conforme [1].

5.2.1. Descrição da Geometria e dos Modelos de Elementos Finitos

A Figura 5.1 mostra um esquema da geometria das regiões de interface bocal-esfera analisadas. As interseções definidas receberam aqui os nomes mnemônicos de R500, R990 e R3000, correspondendo aos vasos cujos raios internos (R_{vas}) são, respectivamente, 500 mm, 990,25 mm e 3000 mm. A Tabela 5.1 mostra as dimensões gerais, sendo: R_{boc} o raio interno do bocal; t_{vas} , t_{ref} e t_{boc} as espessuras do vaso, reforço e bocal, respectivamente.

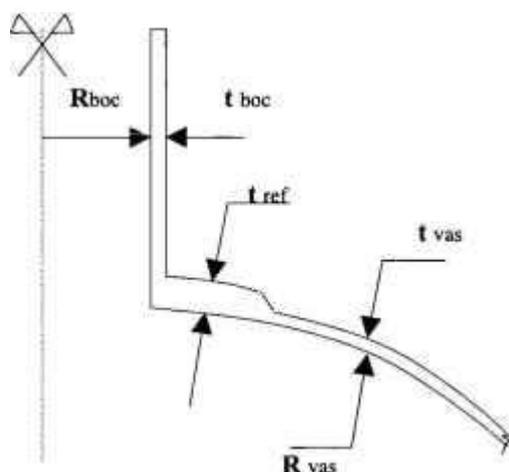


Figura 5.1 - Geometria dos bocais cilíndricos radiais em cascas esféricas

Tabela 5.1 - Dimensões (em mm) dos bocais cilíndricos radiais em cascas esféricas

Vaso	R_{vas} (R)	R_{boc}	t_{vas} (t_v)	t_{ref}	t_{boc}
R500	500	48	5	15	6
R990	990,25	48	9,5	19	6
R3000	3000	48	30	45	6

Para proceder às análises elásticas e limites foi feito um modelo de EF axissimétrico parametrizado. O vaso foi representado até uma distância no entorno de $3\sqrt{Rt_v}$; foi usado o elemento sólido axissimétrico PLANE42 da biblioteca de elementos do programa ANSYS [3], com 4 nós e 2 graus de liberdade por nó (deslocamentos de translação U_x e U_y). As Figuras 5.2 a 5.4 mostram os modelos gerados, com a indicação do sistema de coordenadas X, Y e Z. Foram aplicadas, nos nós da extremidade truncada do

vaso, as restrições $U_x = U_y = 0$, e nos nós da extremidade do bocal, as forças de fechamento decorrentes da pressão interna.

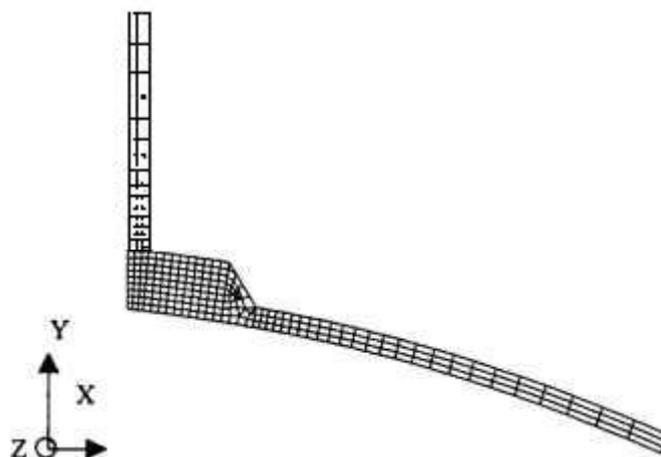


Figura 5.2 - Modelo de EF para o vaso R500

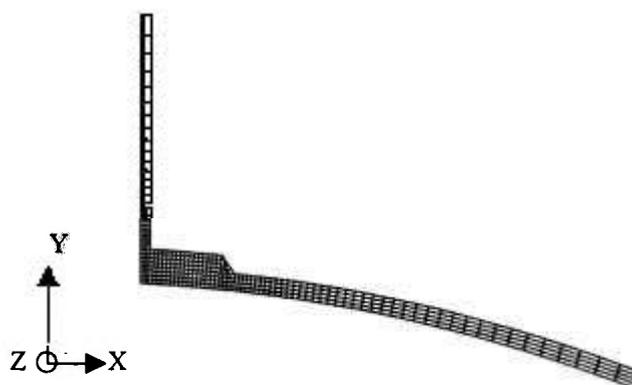


Figura 5.3 - Modelo de EF para o vaso R990



Figura 5.4 - Modelo de EF para o vaso R3000

5.2.2. Resultados Obtidos por Fórmulas

Admitindo-se que ocorrerá colapso na casca esférica e usando-se as fórmulas de cálculo de tensões, as pressões de colapso (p_c) foram obtidas da seguinte forma:

$$p_c = \frac{2t_v S_y}{R + t_v}; \quad (5.1)$$

onde R e t_v são o raio interno e a espessura do vaso esférico. Os valores encontrados para os três casos sob avaliação são mostrados na Tabela 5.2. Usando um coeficiente de segurança de 2/3 de acordo com [1], foram determinadas as pressões admissíveis (p_{adm}) que também são apresentadas na tabela citada.

Tabela 5.2 - Pressão (MPa) por fórmula - Bocais cilíndricos radiais em cascas esféricas

Vaso	p_c	p_{adm}
R500	5,188	3,459
R990	4,979	3,320
R3000	5,188	3,459

5.2.3. Resultados Obtidos nas Análises Limite com Elementos Finitos

Dos resultados das análises limite, as pressões de colapso (p_c) são mostradas na Tabela 5.3, as distribuições de tensões equivalentes de acordo com o critério de von Mises (SEQV) e as curvas pressão (p) versus deslocamentos (δ) são mostradas nas Figuras 5.5 a 5.7. As pressões admissíveis (p_{adm}) são iguais às pressões de colapso multiplicadas pelo coeficiente de segurança de 2/3 [1].

Tabela 5.3 - Pressões (MPa): análises limite com EF - Bocais cilíndricos radiais em cascas esféricas

Vaso	p_c	p_{adm}
R500	5,205	3,470
R990	4,950	3,300
R3000	5,190	3,460

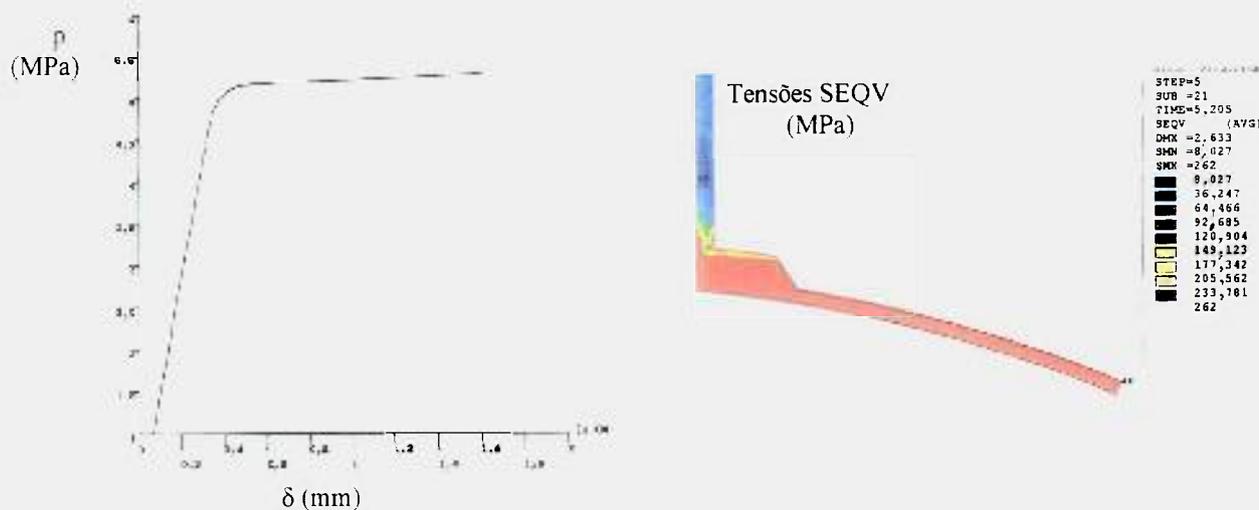


Figura 5.5 - Curva $p \times \delta$ e tensões SEQV (MPa) no vaso R500

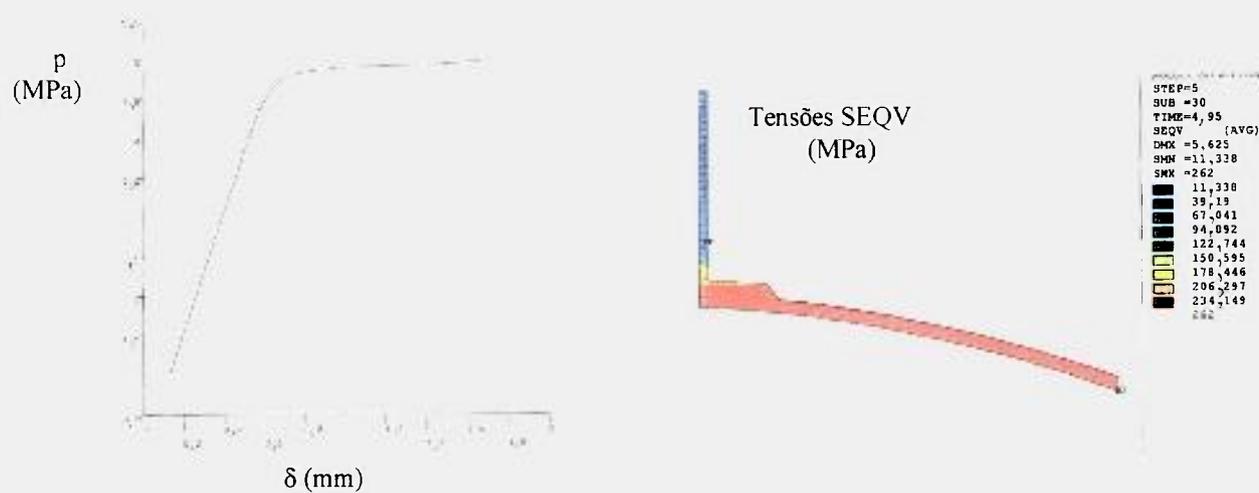


Figura 5.6 - Curva $p \times \delta$ e tensões SEQV (MPa) no vaso R990

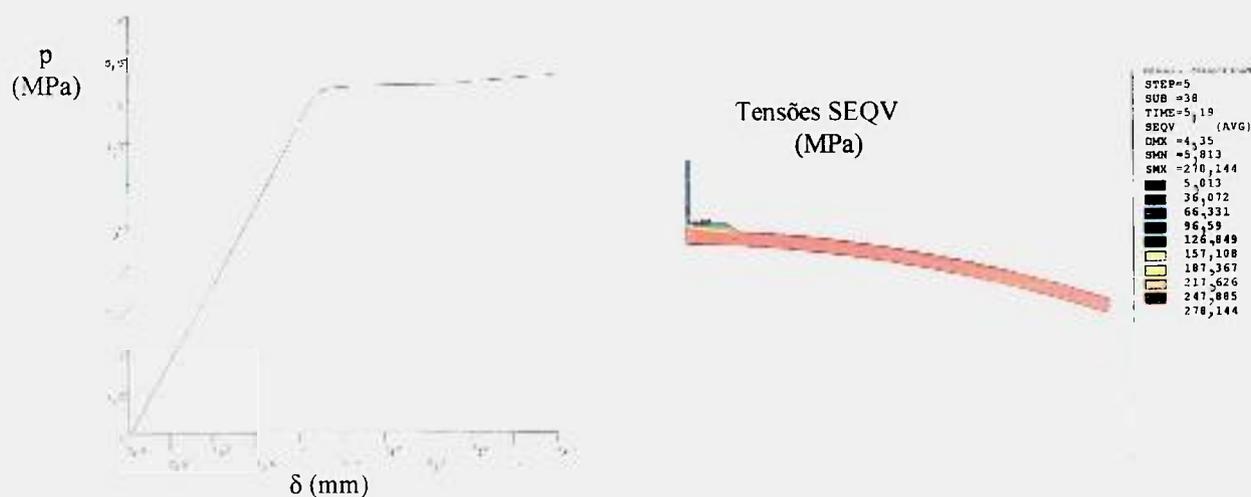


Figura 5.7 - Curva $p \times \delta$ e tensões SEQV (MPa) no vaso R3000

5.2.4. Resultados Obtidos nas Análises Elásticas com Elementos Finitos

Aplicando a pressão de 1 MPa aos modelos de EF, foram obtidas as tensões de membrana (σ_m) e membrana + flexão (σ_{m+b}) nas linhas, listadas na Tabela A.1 do Apêndice A. A tabela apresenta, também, as suas distâncias d em relação à parede externa do bocal. As categorizações das tensões obtidas foram feitas da seguinte forma:

- Tensão de membrana primária fora da descontinuidade é $P_m \leq S_m = 174,67$ MPa;
- Tensão de membrana primária próxima da descontinuidade é P_L . Neste caso, foi também aplicada a recomendação do parágrafo NB-3213-10 do ASME [1] de que a extensão da região de tensões de membrana primárias localizadas maiores que $1,1S_m = 192,14$ MPa deve ser limitada a $\sqrt{Rt_v}$;
- De acordo com o ASME, a tensão de flexão na descontinuidade deve ser considerada como secundária (Q). No entanto, é reconhecido que parte desta tensão pode ser primária (P_b). Como numa análise por elementos finitos é impossível separar estas duas parcelas, foi então feita a categorização destas tensões como $(P_L + P_b) \leq 1,5S_m = 262$ MPa e como $(P + Q) \leq 3S_m = 524$ MPa, para comparações posteriores;
- Tensão de membrana + flexão no bocal, próximo à descontinuidade bocal-esfera, é tensão de membrana primária, $P_m \leq S_m = 174,67$ MPa.

Apresenta-se a seguir, para o vaso R500, um resumo dos estudos efetuados; a Figura 5.8 mostra as linhas escolhidas em tal vaso.

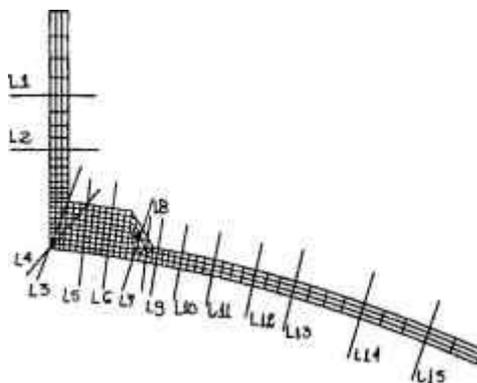


Figura 5.8 - Linhas de classificação de tensões no vaso R500

Usando as tensões nas linhas mostradas na Tabela A.1 do Apêndice 1, para a pressão de 1 MPa, encontrou-se, para o vaso R500, que ao se fazer a tensão de membrana na linha L15 (distante da descontinuidade bocal-esfera, $\sigma_m = 50,32$ MPa) igual ao valor limite de P_m ($S_m = 174,67$ MPa), seria encontrada uma pressão equivalente $p = 174,67/50,32 = 3,471$ MPa. A Tabela A.2 do Apêndice A mostra as tensões nas linhas para este valor de pressão. Uma verificação dos resultados encontrados mostrou que:

- No vaso:

- A máxima tensão de membrana localizada acontece na linha L10, e é igual a $P_L = 209,61$ MPa $< 1,5S_m = 262$ MPa;
- Usando a Figura 5.9(a), que mostra as distribuições de tensões de membrana e a reta que define o limite de $1,1S_m = 192,14$ MPa, foi encontrado que a região de tensões maiores que $1,1S_m$ é de 50 mm, e é praticamente igual a $\sqrt{Rt_v} = 50,2$ mm;
- A tensão de membrana na linha mais distante, L15, é $P_m = 174,67$ MPa $= S_m$;
- O valor máximo de $\sigma_{m+b} = 274,14$ MPa é $5\% > 1,5S_m$ (limite de $P_L + P_b$) e $48\% < 3S_m = 524$ MPa (limite de $P + Q$). A Figura 5.9(b) mostra a distribuição de tensões de membrana + flexão, com a reta que define o limite de $P_L + P_b$.

- No bocal:

- A máxima tensão de membrana ocorre na linha L1, e é igual a $P_m = 22,58$ MPa $< S_m = 174,67$ MPa;
- A tensão de membrana + flexão na linha L2 deve ser classificada como P_m , e é igual a $50,82$ MPa $< S_m$.

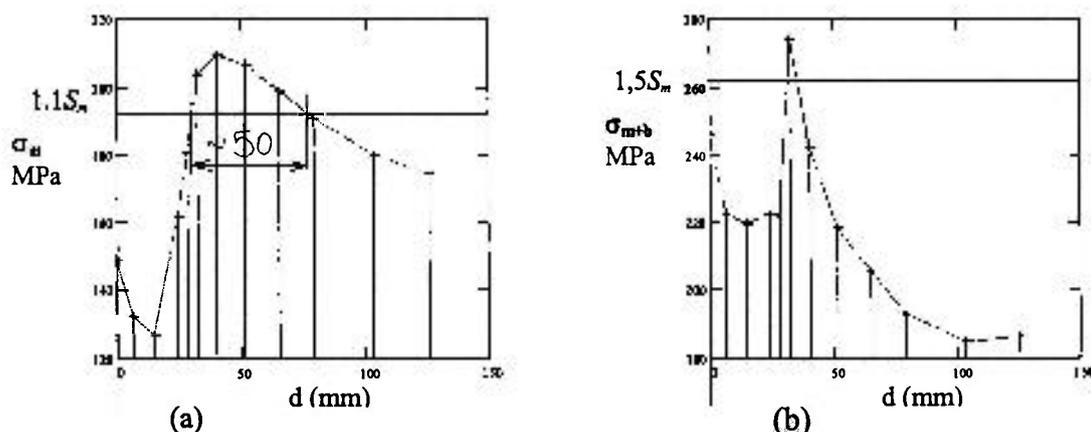


Figura 5.9 - Tensões de membrana e de membrana + flexão; vaso R500: $p = 3,471$ MPa

A Figura 5.10 mostra as linhas escolhidas para o vaso R990, cuja pressão admissível encontrada, utilizando o mesmo procedimento usado no vaso R500, é $p = 3,326$ MPa.

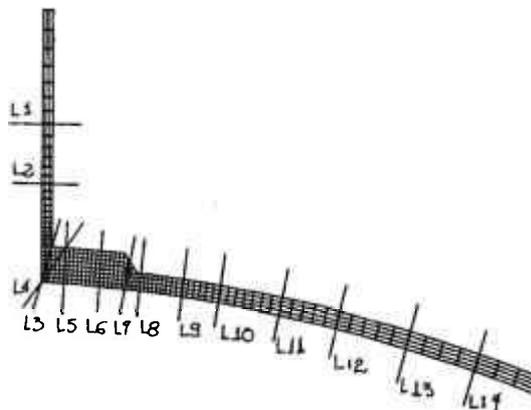


Figura 5.10 - Linhas de classificação de tensões no vaso R990

No Apêndice A, os valores encontrados para as tensões nas linhas para esta pressão admissível são mostrados na Tabela A.2. A Figura A.1 mostra as distribuições de tensões. Adotando-se o valor de pressão $p = 3,326$ MPa, foram feitas as verificações dos limites de tensões no vaso R990, encontrando-se:

- No vaso:

- A máxima tensão de membrana localizada acontece na linha L9, e é igual a $P_L = 196,20$ MPa $< 1,5S_m = 262$ MPa;
- A região de tensões maiores que $1,1S_m$ é de 50 mm, e é menor que $\sqrt{Rt_v} = 97$ mm (ver Figura A.1(a) do Apêndice A);
- A tensão de membrana na linha mais distante, L14, é $P_m = 174,67$ MPa $= S_m$;
- O valor máximo de $\sigma_{m+b} = 298,97$ MPa é $14\% > 1,5S_m$ (limite de $P_L + P_b$) e $43\% < 3S_m = 524$ MPa (limite de $P + Q$). Ver Figura A.1(b) do Apêndice A.

- No bocal:

- A máxima tensão de membrana ocorre na linha L1, e é igual a $P_m = 28,70$ MPa $< S_m = 174,67$ MPa;
- A tensão de membrana + flexão na linha L2 deve ser classificada como P_m , e é igual a $24,46$ MPa $< S_m$.

A Figura 5.11 mostra as linhas escolhidas para o vaso R3000, onde a pressão admissível encontrada é $p = 3,473$ MPa. As tensões obtidas nas linhas para esta pressão são mostradas na Tabela A.2 (Apêndice A), e a Figura A.2 mostra as suas distribuições. Foram feitas as verificações dos limites de tensões, encontrando-se:

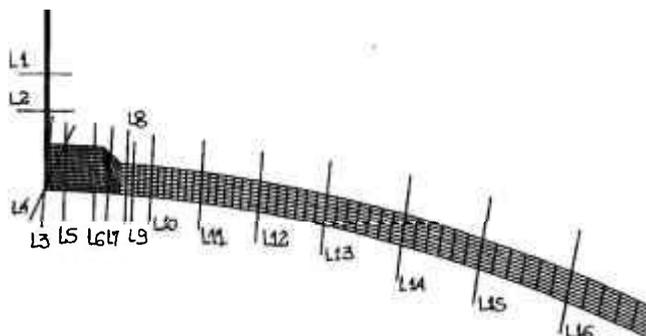


Figura 5.11 - Linhas de classificações de tensões no vaso R3000

- No vaso:

- A tensão de membrana na linha mais distante, L16, é $P_m = 174,67$ MPa = S_m ;
- A máxima tensão de membrana localizada acontece na linha L3, e é igual a $P_L = 223,94$ MPa < $1,5S_m = 262$ MPa;
- A região de tensões maiores que $1,1S_m$ é de 15 mm, e é menor que $\sqrt{Rt_v} = 300$ mm (ver Figura A.2(a) do Apêndice A);
- O valor máximo de $\sigma_{m+b} = 383,07$ MPa é $46\% > 1,5S_m$ (limite de $P_L + P_b$) e $27\% < 3S_m = 524$ MPa (limite de $P + Q$). Ver Figura A.2(b) do Apêndice A.

- No bocal:

- A máxima tensão de membrana ocorre na linha L1, e é igual a $P_m = 29,64$ MPa < $S_m = 174,67$ MPa;
- A tensão de membrana + flexão na linha L2 deve ser classificada como P_m , e é igual a $29,51$ MPa < S_m .

A Tabela 5.4 apresenta as pressões admissíveis encontradas nas análises elásticas de EF em cada vaso.

Tabela 5.4 - Pressões (MPa): análises elásticas com EF - Bocais cilíndricos radiais em cascas esféricas

Vaso	Pressão (MPa)
R500	3,471
R990	3,326
R3000	3,473

5.2.4.1. Verificação da Validade das Linhas

Foi feita uma verificação da validade das linhas escolhidas neste exemplo com relação aos critérios para localização das linhas de classificações de tensões descritos no Capítulo 3. A maioria das linhas, e principalmente aquelas que levaram à definição das pressões admissíveis, foram localizadas em elementos estruturais e orientadas de modo perpendicular às superfícies das seções analisadas. Apesar de não ter sido feita uma verificação da distribuição dos componentes de tensão, com o atendimento dos critérios de localização pode-se esperar que as distribuições das tensões normais sejam aproximadamente lineares, e que as distribuições das tensões de cisalhamento sejam aproximadamente parabólicas. Assim, as linhas utilizadas são válidas.

5.2.4.2. Comparação dos Resultados das Análises Efetuadas

A Tabela 5.5 resume os valores de pressões encontrados nos três procedimentos de análises efetuados.

Tabela 5.5 - Pressões (MPa) obtidas pelos três procedimentos de análise - Bocais cilíndricos radiais em cascas esféricas

Vaso	Fórmula	Análise limite com EF	Análise elástica com EF
R500	3,459	3,470	3,471
R990	3,320	3,300	3,326
R3000	3,459	3,460	3,473

5.3. Bocal Cilíndrico Radial em Casca Cilíndrica sob Pressão Interna e Carregamentos Concentrados

Neste estudo foram aplicados os carregamentos de pressão interna, carregamentos concentrados no bocal - esforços cortantes, momentos fletores e momento de torção - e algumas combinações entre pressão e estes carregamentos concentrados.

5.3.1. Descrição da Geometria e do Modelo de Elementos Finitos

A Figura 5.12 mostra um esquema da geometria analisada, e a Tabela 5.6 mostra as suas dimensões. Para proceder às análises elásticas e limite foi feito um modelo sólido 3D de EF usando-se o elemento SOLID95 do programa ANSYS [3], com 20 nós e 3 graus de liberdade por nó (deslocamentos de translação U_x , U_y e U_z). Como se procurou utilizar as condições de simetria da estrutura e dos carregamentos, o modelo básico para tal estudo foi de $\frac{1}{4}$ do total. As Figuras 5.13 e 5.14 mostram alguns detalhes do modelo básico, a representação dos carregamentos no bocal, o sistema de coordenadas X, Y, Z e as posições angulares escolhidas para linearização das tensões. Nos casos de combinações de carregamento simétrico (pressão) com carregamentos anti-simétricos (no bocal), fez-se necessário duplicar este modelo básico.

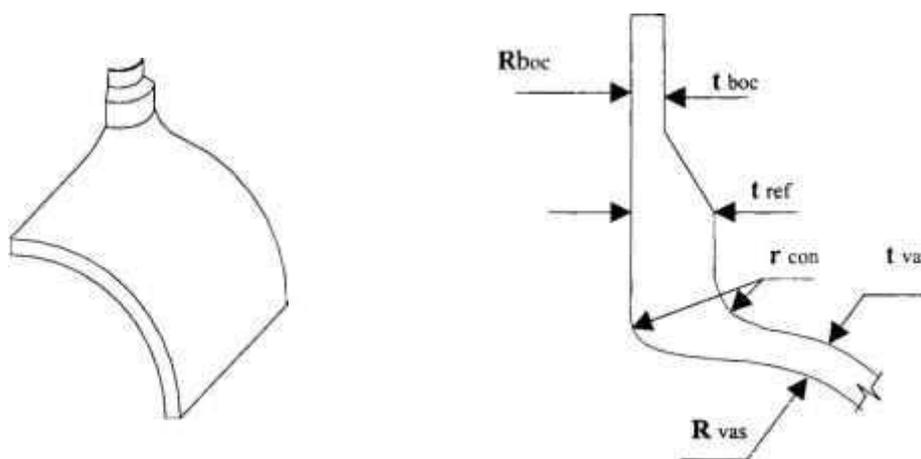


Figura 5.12 - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

Tabela 5.6 - Dimensões (mm) da geometria do bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

raio interno do vaso, R_{vas} (R)	1016
espessura do vaso, t_{vas} (t_v)	98
raio interno do bocal, R_{boc} (r_2)	130
espessura do bocal, t_{boc} (t)	16
espessura do reforço do bocal, t_{ref}	55
Raio de concordância, r_{con}	50

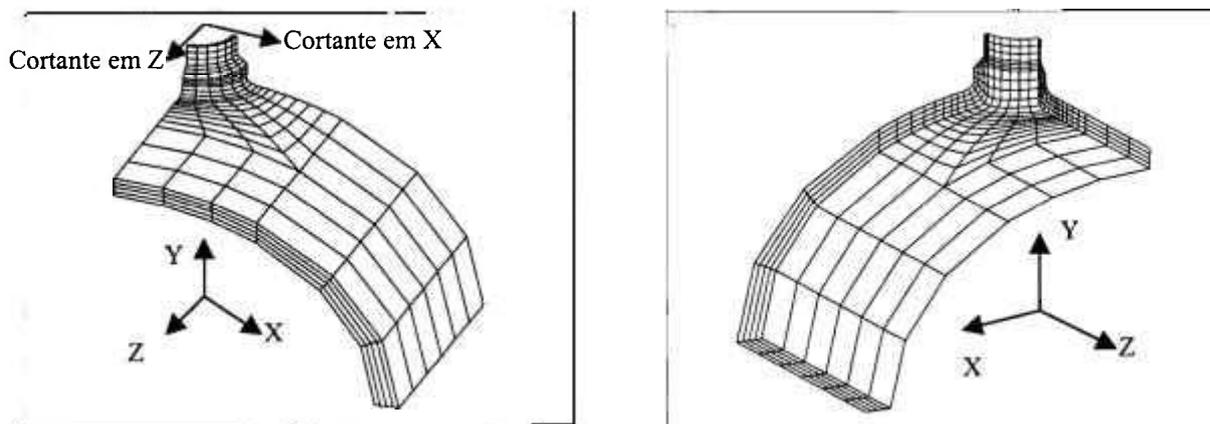


Figura 5.13 - Modelo de EF: Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

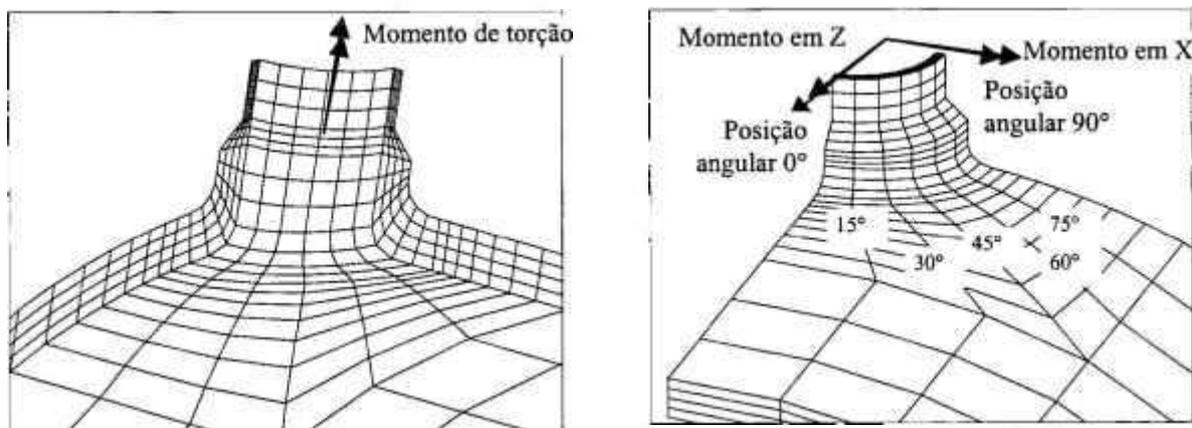


Figura 5.14 - Detalhes dos modelo de EF: Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

5.3.2. Carregamento de Pressão Interna

Este carregamento é simétrico e, sendo assim, nas análise de EF, foi usado o modelo de $\frac{1}{4}$, já mostrado. Nas extremidades truncadas do vaso e do bocal foram aplicadas as forças de fechamento decorrentes da pressão interna.

5.3.2.1. Resultado Obtido por Fórmula

Admitindo-se que ocorrerá colapso na casca e usando-se a fórmula de cálculo de tensões em cascas cilíndricas, a pressão de colapso (p_c) foi obtida da seguinte forma:

$$p_c = \frac{t_v S_y}{R + 0,5 t_v} \quad (5.2)$$

onde R e t_v são o raio interno e a espessura do vaso. Logo, $p_c = 24,11$ MPa. Usando um coeficiente de segurança de $2/3$ [1], a pressão admissível é $p_{adm} = 16,07$ MPa.

5.3.2.2. Resultado Obtido na Análise Limite com Elementos Finitos

A Figura 5.15 mostra a distribuição de tensões SEQV e a curva $p \times \delta$. A pressão encontrada é $p_c = 23,75$ MPa; aplicando o coeficiente de segurança de $2/3$, encontra-se $p_{adm} = 15,83$ MPa.

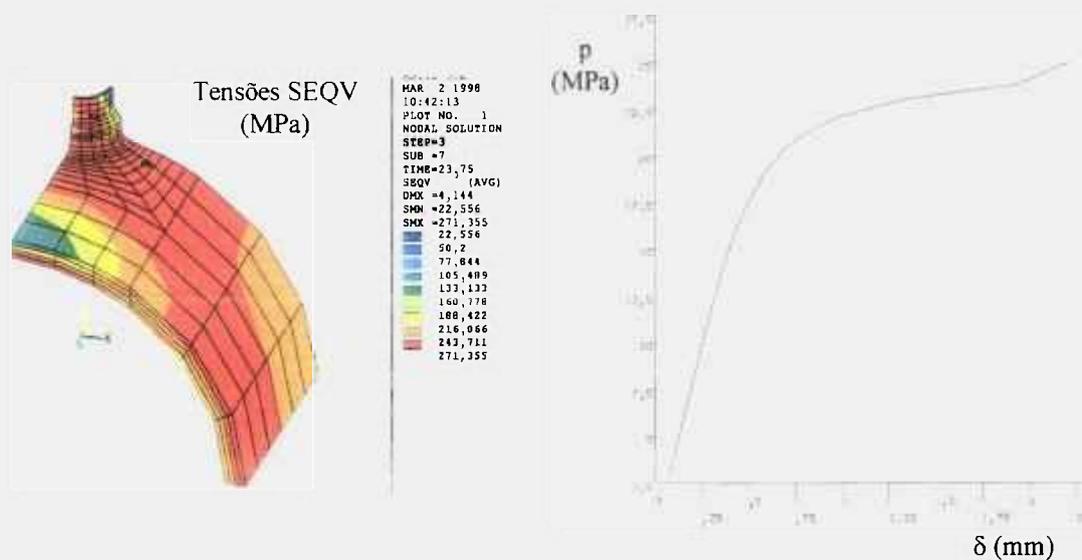


Figura 5.15 - Tensões SEQV (MPa) e curva $p \times \delta$ de EF - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

5.3.2.3. Resultado Obtido na Análise Elástica com Elementos Finitos

Foram escolhidas algumas linhas, ao longo das posições angulares de 0° , 15° , 30° , 45° , 60° , 75° e 90° (medidas do eixo Z para o eixo X, ver Figuras 5.13 e 5.14), onde foram calculadas as tensões de membrana (σ_m) e membrana + flexão (σ_{m+b}), usando a rotina de linearização de tensões do programa ANSYS [3]. A Figura 5.14 mostra as posições angulares mencionadas, e as Figuras 5.16 e 5.17 mostram, a título de ilustração, as linhas selecionadas nas posições 0° e 90° . Inicialmente, foi aplicada uma pressão interna de 1,0 MPa. As distribuições das tensões encontradas na geometria são mostradas na Tabela A.6 do Apêndice A.

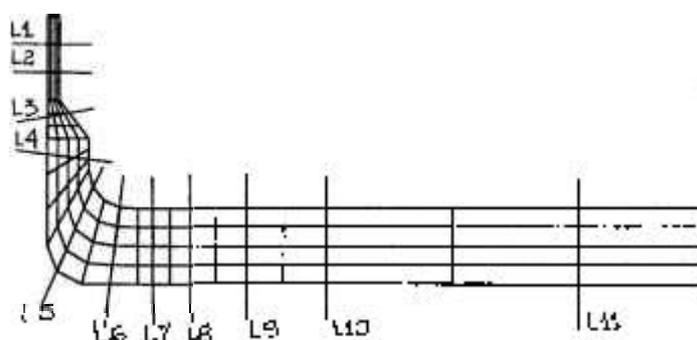


Figura 5.16 - Linhas de tensões: posição 0° - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

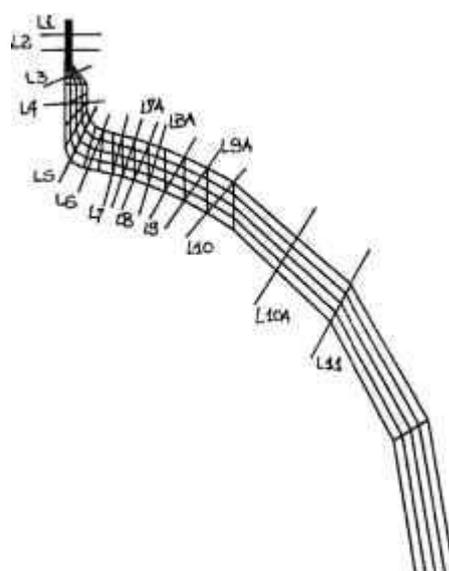


Figura 5.17 - Linhas de tensões: posição 90° - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

Em cada uma das posições angulares selecionadas foi feito um estudo, onde foram encontradas as distribuições de tensões ao longo do vaso. Tais tensões são representadas por meio de tabelas e gráficos que as relacionam com a distância relativa ao bocal. Convém salientar que uma verificação da validade das linhas escolhidas, com relação aos critérios indicados em [26] e descritos no Capítulo 3, mostrou que há algumas linhas que não obedecem aos requisitos de localização. Em particular a linha L5, que se localiza em elemento de transição. Desta forma, devem ser desprezados os resultados encontrados nesta linha. Apresenta-se a seguir a avaliação efetuada na posição 90°.

As tensões encontradas nas linhas para a posição 90° e pressão de 1 MPa são mostradas na Tabela 5.7. Apresentam-se também as distâncias das linhas que se localizam na casca com relação à parede externa do bocal, e as tensões para a pressão admissível (15,526 MPa), calculada como explicado a seguir:

Tabela 5.7 - Tensões nas linhas (MPa) x d (mm): posição 90° -
Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

Linha	d	Pressão de 1 MPa		Pressão de 15,526 MPa	
		σ_m	σ_{m+b}	σ_m	σ_{m+b}
L1	-	9,033	10,92	140,25	169,54
L2	-	8,349	9,260	129,63	143,77
L3	-	5,256	6,124	81,60	95,08
L4	-	5,552	7,310	86,20	113,50
L5	0	6,669	9,267	103,54	143,88
L6	20	7,061	9,813	109,63	152,36
L7	75	7,342	10,53	113,99	163,49
L7A	100	7,984	10,47	123,96	162,56
L8	132	8,791	10,64	136,49	165,20
L8A	170	9,292	10,52	144,27	163,33
L9	214	9,886	10,58	153,49	164,27
L9A	268	10,29	10,50	159,76	163,02
L10	333	10,66	10,83	165,51	168,15
L10A	571	10,49	11,26	162,87	174,82
L11	731	11,25	12,23	174,67	189,88

Fazendo a tensão de membrana na linha L11 igual ao limite de P_m , $S_m = 174,67$ MPa, encontra-se $p = 15,526$ MPa. Para tal pressão, foram feitas figuras das distribuições de tensões. A Figura 5.18(a) mostra a distribuição das tensões de membrana, com a reta que representa o limite de $1,1S_m = 192,14$ MPa, e a Figura 5.18(b) mostra a distribuição de tensões de membrana + flexão, com a reta que representa o valor de $1,5S_m = 262$ MPa.

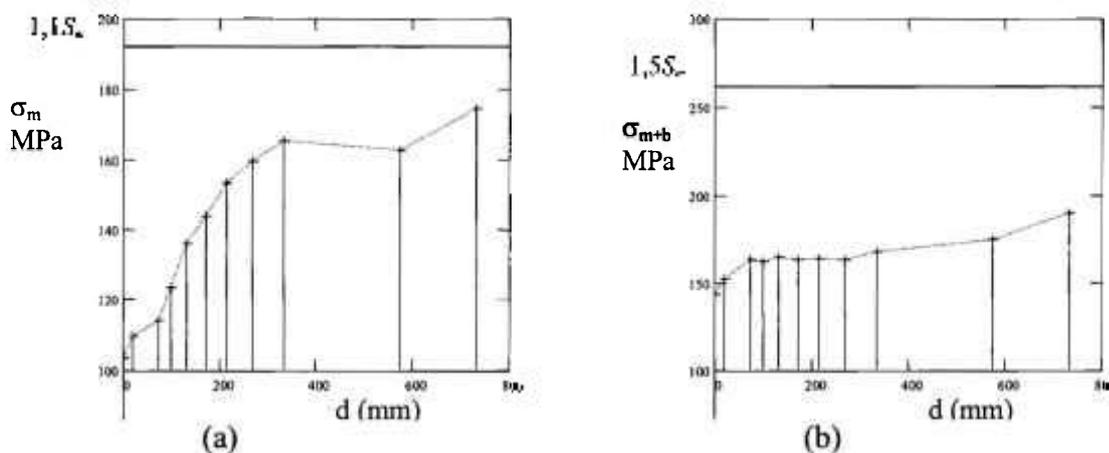


Figura 5.18 - Tensões de membrana e de membrana + flexão, em 90° : $p = 15,526$ MPa - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

Para todas as outras posições angulares foi seguido um procedimento semelhante a este, encontrando-se a pressão admissível. As tensões encontradas e as suas distribuições foram apresentadas, por meio das Tabelas A.3 a A.5 e das Figuras A.3 a A.8, no Apêndice A. Convém salientar que estas figuras foram feitas considerando os resultados encontrados na linha L5, apesar deles terem sido desprezados na definição da pressão admissível. A Tabela 5.8 abaixo faz um resumo dos resultados encontrados.

Tabela 5.8 - Resultados e verificações em cada posição angular - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

Posição	0°	15°	30°	45°	60°	75°	90°
Pressão, MPa	14,963	15,512	16,069	15,894	16,651	15,666	15,526
P_m , MPa	161,60	167,99	174,67	174,67	174,67	174,67	174,67
P_L , MPa	262	262	243,93	214,41	193,15	168,25	165,51
$P_L > 1,1S_m$ (*)	135 mm	180 mm	230 mm	190 mm	60 mm	0	0
σ_{m+b} , MPa	434,08	443,64	395,94	299,76	218,46	188,62	189,88
Figura	A.3	A.4	A.5	A.6	A.7	A.8	5.18

(*) Extensão da região onde $P_L > 1,1S_m$, que sempre é menor que $\sqrt{Rt_v} = 315$ mm

Convém notar que foi observado que os resultados na linha L5 exercem maior influência nas pressões obtidas para as posições 0° e 15°. Como esta linha deve ser desconsiderada, resultou das análises efetuadas que a pressão admissível é 15,526 MPa. Esta pressão decorre da limitação da tensão P_m na linha L11, relacionando-se com o modo de falha de colapso plástico.

A Tabela A.7 (Apêndice A) mostra as tensões encontrados em todas as linhas para a pressão de 15,526 MPa, para a qual se pode garantir que:

- A máxima tensão de membrana na casca, longe da descontinuidade, é $P_m = 174,67$ MPa $= S_m$ (L11, 90°);
- A máxima tensão de membrana localizada que ocorre é $P_L = 238,17$ MPa $< 1,5S_m$ (L6, 15°);
- Quando se atinge a distância de $\sqrt{Rt_v} = 315$ mm do bocal, todas as tensões de membrana estão num nível inferior a $1,1S_m = 192,14$ MPa, como se observa pelo valor máximo de tensão encontrado na linha L10 (30°), $P_L = 179,79$ MPa;
- A máxima tensão de membrana + flexão no bocal (linha L4, 0°), que deve ser classificada como de membrana generalizada, é $P_m = 164,11$ MPa $< S_m$;
- A maior tensão de membrana generalizada no bocal (linha L1, 90°) é $P_m = 140,25$ MPa $< S_m$;
- A máxima tensão de membrana + flexão próxima à descontinuidade bocal-casca é 344,37 MPa (L6, 15°). Este valor é superior ao limite de $P_L + P_b$. No entanto, nesta localização o resultado deve ser comparado com o limite de $P + Q = 3S_m = 524$ MPa, de acordo com o Código ASME.

É interessante observar que se não tivesse sido desprezada a linha L5, a pressão admissível decorreria de se fazer a sua tensão de membrana na posição 0° igual ao limite de P_L , $1,5S_m = 262$ MPa. Com isto, seria encontrada uma pressão equivalente a 14,963 MPa. Além de levar a uma pressão admissível 3,8% menor do que aquela obtida desconsiderando a linha L5, sairia desta avaliação a conclusão errada de que o modo de falha crítico seria a deformação plástica excessiva.

5.3.2.4. Comparação dos Resultados das Análises Efetuadas

A Tabela 5.9 mostra os valores de pressões admissíveis nas análises efetuadas.

Tabela 5.9 - Pressões (MPa) obtidas pelos três procedimentos -
Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

Análise	p_{adm}
Fórmula	16,07
Limite com EF	15,83
Elástica com EF	15,53

5.3.3. Carregamentos Concentrados no Bocal

Seguem-se os resultados para os carregamentos concentrados no bocal.

5.3.3.1. Resultados Obtidos por Fórmulas

Foi admitido que ocorrerá colapso na tubulação, ou seja, na região onde se aplicam os carregamentos no bocal. O colapso foi determinado usando-se o critério de Tresca (tensão máxima de cisalhamento igual a $0,5S_y$). Os carregamentos admissíveis foram definidos aplicando-se o coeficiente de segurança de $2/3$ [1].

a) Cortante C: Neste caso, foram feitas avaliações em duas seções: seção 1, onde foi aplicado o cortante C (verificação para o cisalhamento, apenas); seção 2, onde começa o reforço do bocal, a 110 mm da aplicação do cortante C (além do cisalhamento, existe a flexão decorrente da excentricidade do cortante).

- Verificação da seção 1: A máxima tensão de cisalhamento numa seção circular vazada, devida ao cortante C, é dada por:

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{C}{A_{\text{cis}}} \quad (5.3)$$

onde a área de cisalhamento A_{cis} é: $A_{\text{cis}} = 0,5A$ (5.4)

sendo $A = \pi(r_1^2 - r_2^2)$ a área da seção transversal do tubo; $r_1 = 146$ mm e $r_2 = 130$ mm os raios externo e interno da tubulação. Desta forma, o valor máximo do esforço cortante no tubo é $C = 0,5A\tau_{\text{máx}}$. Fazendo $\tau_{\text{máx}} = 0,5S_y$, e usando o coeficiente de segurança de 2/3, tem-se que o máximo esforço cortante C na tubulação é: $C = 6,06 \times 10^5$ N.

- Verificação da seção 2: Nesta seção, além da tensão de cisalhamento, atua também uma tensão normal devida ao momento fletor originado pela excentricidade do cortante C em relação à seção.

A tensão de cisalhamento τ devida ao cortante C é dada por:

$$\tau = \frac{C}{0,5A} \quad (5.5)$$

A tensão normal σ devida ao momento fletor decorrente do cortante C é dada por:

$$\sigma = \frac{C y D}{2I} \quad (5.6)$$

onde Cy é o momento fletor devido a C ($y = 110$ mm é a excentricidade de C em relação à seção 2), I é o momento de inércia da seção transversal do tubo, $I = \pi(D^4 - d^4)/64$ e $D = 292$ mm e $d = 260$ mm são os diâmetros externo e interno do tubo.

Devida a esta flexão, a tensão cisalhamento decorrente é:

$$\tau = 0,5 \frac{C y D}{2I} \quad (5.7)$$

Estes dois valores de tensão acontecem em pontos distintos da seção, de modo que onde o cisalhamento é máximo a flexão é nula, e vice-versa. Assim, limitando a tensão de cisalhamento a $0,5S_y$, e aplicando o coeficiente de segurança de 2/3, decorre da Equação 5.5 que o cortante máximo é $C = 6,06 \times 10^5$ N, e da Equação 5.7, $C = 1,44 \times 10^6$ N. Portanto, o valor máximo do esforço cortante é $C = 6,06 \times 10^5$ N.

b) Momento de flexão M: Foi considerado que ocorre colapso na seção onde se aplica o momento (seção 1). A máxima tensão que ocorre na tubulação devida a um momento de flexão aplicado, M, é:

$$\sigma = \frac{MD}{2I} \quad (5.8)$$

onde D é o diâmetro externo da tubulação e I é o seu momento de inércia.

Considerando que o momento M cause na parede da tubulação uma distribuição de tensão de membrana, o valor limite de σ é S_y . (Convém salientar que, como as demais tensões são nulas, a máxima diferença de tensões é σ , e a máxima tensão de cisalhamento é $0,5\sigma$; portanto, limitar σ a S_y equivale a limitar o cisalhamento a $0,5S_y$). O valor de M que leva ao colapso é:

$$M = \frac{2IS_y}{D} \quad (5.9)$$

Usando o coeficiente de segurança de 2/3 [1], o momento admissível é $M = 1,59 \times 10^8 \text{ N mm}$.

c) Momento de torção T: Foi considerado que ocorre colapso na seção onde se aplica o momento (seção 1). Neste caso, acontece cisalhamento puro na seção, e a máxima tensão de cisalhamento deve ser limitada a $0,6S_m$ (de acordo com o NB-3227-2(a) [1]). Devido ao momento de torção T, a máxima tensão de cisalhamento na tubulação é:

$$\tau_{\max} = \frac{T}{w_t} \quad (5.10)$$

onde w_t é o momento polar da seção transversal do tubo, $w_t = \pi (D^4 - d^4)/16D$.

Portanto, o valor de T que causa o colapso na tubulação é $T = 0,6S_m w_t$; logo, $T = 1,90 \times 10^8 \text{ N mm}$.

A Tabela 5.10 resume os valores dos carregamentos concentrados, individualmente aplicados no bocal, calculados por fórmulas que consideram que ocorrerá colapso na tubulação.

Tabela 5.10 - Esforços máximos no bocal: análise por fórmulas -
Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

Esforço	Valor de colapso
Cortante	$6,06 \times 10^5$ N
Momento de flexão	$1,59 \times 10^8$ N mm
Momento de torção	$1,90 \times 10^8$ N mm

5.3.3.2. Resultados Obtidos nas Análises Limite com Elementos Finitos

Foi utilizado o modelo de $\frac{1}{4}$ da estrutura, já mostrado, mudando em cada caso as condições de contorno nos eixos, conforme fosse o carregamento simétrico ou anti-simétrico em relação ao eixo em questão. Dos resultados das análises limite, foram calculados os valores admissíveis apresentados na Tabela 5.11, usando o coeficiente de segurança de $\frac{2}{3}$ [1].

Tabela 5.11 - Análises limite com EF de carregamentos individuais -
Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

Eixo (Figura 5.13)	Cortante (N)	Momento (N mm)	Torção (N mm)
X	$6,09 \times 10^5$	$1,64 \times 10^8$	-
Z	$6,22 \times 10^5$	$1,64 \times 10^8$	-
Y	-	-	$1,90 \times 10^8$

5.3.3.3. Resultados Obtidos nas Análises Elásticas com Elementos Finitos

Para as análises elásticas, foram aplicados carregamentos concentrados, com valores de referência pré-escolhidos (cortantes de 1×10^5 N e momentos de 1×10^8 N mm) no modelo de EF. Foram obtidas as tensões nas linhas, mostradas nas Tabelas A.8 a A.12 (Apêndice A). As linhas usadas foram as mesmas já apresentadas na análise do carregamento de pressão.

Utilizando-se os limites de tensões do ASME, foram feitos alguns estudos para a determinação dos valores admissíveis para os carregamentos. As Tabelas A.15 a A.19 (Apêndice A) mostram os valores de tensões nas linhas para os carregamentos resultantes.

Deve-se ressaltar que foi considerado que as linhas localizadas na região onde se aplicou os carregamentos, L1 e L2, são válidas. Além disso, considerou-se que as tensões de membrana em tais linhas podem levar ao colapso da tubulação, sendo portanto classificadas como P_m . Em suma, foram feitas as seguintes hipóteses para a classificação das tensões:

a) Bocal (fora do reforço) - Linhas L1, L2 e L3:

$$\sigma_m: P_m$$

$$\sigma_m + \sigma_b: P_m + P_b$$

b) Reforço (no bocal) - Linha L4:

$$\sigma_m: P_m$$

$$\sigma_m + \sigma_b: P_m + P_b$$

c) Casca/descontinuidade (até $\sqrt{Rt_v}$ do bocal) - Linhas L5 a L10:

$$\sigma_m: P_L$$

$$\sigma_m + \sigma_b: P_L + P_b$$

d) Casca (longe da descontinuidade): de 0 a 60 graus - Linha L11; 75 graus - Linhas L10A, L10B e L11; 90 graus - Linhas L10A e L11:

$$\sigma_m: P_m$$

$$\sigma_m + \sigma_b: P_m + P_b$$

Os resultados obtidos, por análise elástica de EF, para os carregamentos admissíveis são mostrados na Tabela 5.12. Apresentam-se no Apêndice B, as verificações de tensões correspondentes.

Tabela 5.12 - Carregamentos admissíveis nos bocais: análise elástica de EF - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

Eixo (Figura 5.13)	Cortante (N)	Momento (N mm)	Torção (N mm)
X	$5,39 \times 10^5$	$1,43 \times 10^8$	-
Z	$5,39 \times 10^5$	$1,43 \times 10^8$	-
Y	-	-	$1,64 \times 10^8$

5.3.3.4. Comparação dos Resultados das Análises Efetuadas

A Tabela 5.13 mostra um resumo dos carregamentos admissíveis obtidas pelos três tipos de análises efetuadas.

Tabela 5.13 - Carregamentos admissíveis dos três procedimentos - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

Análise	Fórmula	Limite com EF	Elástica com EF
Cortante em X (N)	$6,06 \times 10^5$	$6,09 \times 10^5$	$5,39 \times 10^5$
Cortante em Z (N)	$6,06 \times 10^5$	$6,22 \times 10^5$	$5,39 \times 10^5$
Momento em X (N mm)	$1,59 \times 10^8$	$1,64 \times 10^8$	$1,43 \times 10^8$
Momento em Z (N mm)	$1,59 \times 10^8$	$1,64 \times 10^8$	$1,43 \times 10^8$
Torção (N mm)	$1,90 \times 10^8$	$1,90 \times 10^8$	$1,64 \times 10^8$

Os eixos X e Z são mostrados na Figura 5.13

5.3.4. Combinações da Pressão Interna com Carregamentos no Bocal

Nas combinações aqui efetuadas, admitiu-se que primeiro foi aplicada a pressão e depois os carregamentos concentrados. Foram aplicadas a pressão de 12,3 MPa, correspondente à pressão de projeto, e a pressão de 10 MPa, que corresponde ao valor de pressão individualmente aplicada na análise limite em que ainda não há nenhuma plastificação do material em qualquer região do modelo de EF.

5.3.4.1. Resultados Obtidos por Fórmulas

a) Combinação da pressão com cortante: No caso de cortante (C) combinado com pressão (p), a máxima tensão de cisalhamento é dada por:

$$\tau_{\max} = \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{pD}{4t}\right)^2 + 4\left(\frac{C}{0.5A}\right)^2} \quad (5.11)$$

onde, D é o diâmetro externo; t a espessura e A a área da seção transversal do tubo.

Fazendo $\tau_{\max} = 0,5S_y$, usando o coeficiente de segurança de 2/3 e as devidas substituições na Equação 5.11, encontram-se os seguintes valores de cortante limite, C:

$$C = 5,85 \times 10^5 \text{ N, para } p = 10 \text{ MPa;}$$

$$C = 5,74 \times 10^5 \text{ N, para } p = 12,3 \text{ MPa.}$$

b) Combinação da pressão com momento de flexão: No caso da combinação de momento de flexão (M) aplicado na tubulação com pressão interna (p), a máxima intensidade da tensão σ no tubo pode ser calculada por:

$$\sigma = 0,5 \frac{pD}{2t} + \frac{MD}{2I} \quad (5.12)$$

sendo D, t e I o diâmetro externo, a espessura e o momento de inércia da tubulação.

Considerando que esta tensão tenha uma distribuição de membrana, o colapso se dará quando ela atingir S_y . Aplicando o coeficiente de segurança de 2/3, encontram-se:

$$M = 1,17 \times 10^8 \text{ N mm para } p = 10 \text{ MPa;}$$

$$M = 1,08 \times 10^8 \text{ N mm para } p = 12,3 \text{ MPa.}$$

Se, ao invés disso, se considerar que ocorra colapso por flexão (o que parece ser mais provável em tal combinação), este irá acontecer quando a tensão atingir fS_y , onde f é o fator de forma da seção transversal. Para a seção de um tubo, tem-se:

$$f = \frac{16r_1 r_1^3 - r_2^3}{3\pi r_1^4 - r_2^4} \quad (5.13)$$

onde, $r_1 = 146 \text{ mm}$ e $r_2 = 130 \text{ mm}$ são os raios externo e interno da tubulação.

Logo, $f = 1,34$ e o limite da tensão de membrana + flexão é $1,34S_y$. Entrando com os valores de pressão de 10 e 12,3 MPa na Equação 5.12, e aplicando o coeficiente de segurança de 2/3, foram encontrados os seguintes momentos limites M:

$$M = 1,71 \times 10^8 \text{ N mm, para } p = 10 \text{ MPa;}$$

$$M = 1,62 \times 10^8 \text{ N mm, para } p = 12,3 \text{ MPa.}$$

c) Combinação da pressão com momento de torção: No caso da torção (T) combinada com pressão (p), a máxima tensão de cisalhamento é dada por:

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{pD}{8t}\right)^2 + \left(\frac{T}{w_t}\right)^2} \quad (5.14)$$

onde, D é o diâmetro externo; t a espessura e w_t o momento polar.

Fazendo $\tau_{\max} = 0,5S_y$, usando o coeficiente de segurança de 2/3 e as devidas substituições na Equação 5.14, encontram-se os seguintes valores de torção limite, T:

$$T = 1,53 \times 10^8 \text{ N mm, para } p = 10 \text{ MPa;}$$

$$T = 1,50 \times 10^8 \text{ N mm, para } p = 12,3 \text{ MPa.}$$

5.3.4.2. Resultados Obtidos nas Análises Limite com Elementos Finitos

Para cada um dos valores de pressão interna aplicados (10,0 e 12,3 MPa), os carregamentos concentrados foram incrementados até se encontrar o colapso. Considerando o sistema de referência X, Y, Z mostrado nas Figuras 5.13 e 5.14, pode ser visto que nestes casos são feitas combinações do carregamento de pressão, simétrico nos eixos X e Z, com carregamentos concentrados, que são simétricos num destes eixos e anti-simétricos no outro. Deste modo, fez-se necessário duplicar o modelo original de ¼, dependendo da simetria da combinação.

Para as combinações de carregamentos simétricas no eixo X (cortante em X e momento em torno de X) foi usado o modelo da Figura 5.19(a), e para as combinações simétricas em Z (cortante em Z e momento em torno de Z) foi usado o modelo da Figura 5.19(b). Convém salientar que o carregamento de torção, como é sempre anti-simétrico, ao ser combinado com o carregamento simétrico de pressão, deveria ser analisado por meio de

um modelo integral da região da conexão casca-bocal. Pelas limitações dos recursos computacionais disponíveis frente ao tamanho do modelo necessário, tal análise não foi feita. Apresentam-se na Tabela 5.14 os valores de colapso para as combinações efetuadas, usando-se coeficiente de segurança de 2/3 [1].

Tabela 5.14 - Análises limite com EF de carregamentos combinados -
Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

Pressão	10 MPa	12,3 MPa
Cortante em X (N)	$5,12 \times 10^5$	$4,83 \times 10^5$
Cortante em Z (N)	$5,12 \times 10^5$	$4,83 \times 10^5$
Momento em X (N mm)	$1,59 \times 10^8$	$1,52 \times 10^8$
Momento em Z (N mm)	$1,60 \times 10^8$	$1,55 \times 10^8$

Os eixos X e Z são mostrados na Figura 5.19

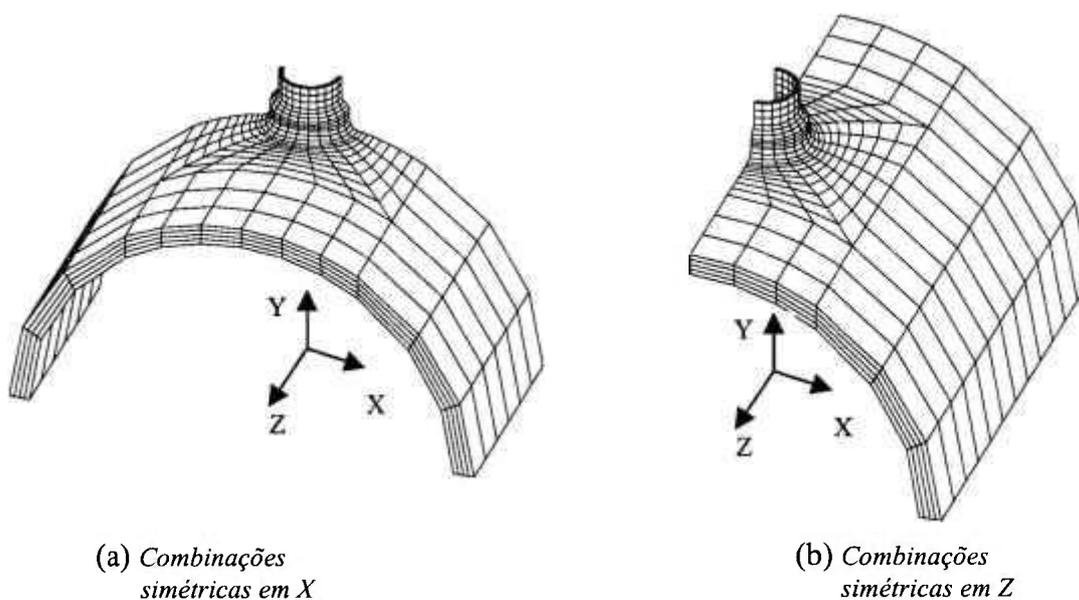


Figura 5.19 - Modelo de EF: combinações de carregamentos concentrados com pressão -
Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

5.3.4.3. Resultados Obtidos nas Análises Elásticas com Elementos Finitos

Usando os limites de tensões do ASME, foram definidos os valores máximos dos carregamentos no bocal combinados com as pressões de 10,0 e 12,3 MPa, a partir dos

resultados de tensões nas linhas para os carregamentos concentrados individuais (mostradas nas Tabelas A.8 a A.12 do Apêndice A). As tensões nas linhas, para as pressões de 10,0 e 12,4 MPa, são apresentadas nas Tabelas A.13 e A.14 do Apêndice A. Deve-se ressaltar que, nas combinações de pressão com carregamentos no bocal, considerou-se que o efeito das tensões de membrana na região de aplicação dos carregamentos concentrados torna-se mais localizado e, portanto, tais tensões foram classificadas como P_L , sendo considerados válidos os resultados das linhas L1 e L2. Em suma, foram feitas as seguintes hipóteses para a classificação das tensões nas linhas:

a) Bocal (fora do reforço) - Linhas L1, L2 e L3:

$$\sigma_m: P_L$$

$$\sigma_m + \sigma_b: P + Q$$

b) Reforço (no bocal) - Linha L4:

$$\sigma_m: P_m$$

$$\sigma_m + \sigma_b: P + Q$$

c) Casca/descontinuidade (até $\sqrt{Rt_v}$ do bocal) - Linhas L5 a L10:

$$\sigma_m: P_L$$

$$\sigma_m + \sigma_b: P + Q$$

d) Casca (longe da descontinuidade): de 0 a 60 graus - Linha L11; 75 graus - Linhas L10A, L10B e L11; 90 graus - Linhas L10A e L11:

$$\sigma_m: P_m$$

$$\sigma_m + \sigma_b: P + Q$$

Os valores determinados através da análise elástica de EF para os carregamentos concentrados combinados com as pressões são mostrados na Tabela 5.15. As verificações das tensões correspondentes são apresentadas no Apêndice B.

Adicionalmente, foram feitas as verificações das tensões primárias em tubulações para as combinações de pressão com momentos fletores, dadas pela Equação 9 do NB-3652 [1], que é:

$$B_1 \frac{PD}{2t} + B_2 \frac{MD}{2I} \leq 1,5S_m \quad (5.14)$$

onde $B_1 = 0,5$ e $B_2 = 1,0$ são os índices de tensões primárias para trechos retos de tubulações distantes de descontinuidades, retirados da Tabela NB-3681(a)-1 [1].

Como mostra a Tabela 5.16, esta equação é atendida.

Tabela 5.15 - Carregamentos admissíveis no bocal combinados com pressão: análise elástica de EF - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

Carregamento	Pressão de 10 MPa	Pressão de 12,3 MPa
Cortante em X (N)	$5,41 \times 10^5$	$4,79 \times 10^5$
Cortante em Z (N)	$5,30 \times 10^5$	$4,66 \times 10^5$
Momento em X (N mm)	$1,43 \times 10^8$	$1,27 \times 10^8$
Momento em Z (N mm)	$1,40 \times 10^8$	$1,23 \times 10^8$
Torção (N mm)	$1,61 \times 10^8$	$1,42 \times 10^8$

Os eixos X e Z são mostrados na Figura 5.19

Tabela 5.16 - Verificação do limite de tensões primárias em tubulações - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

Pressão, P (MPa)	Momento (N mm)	$B_1 \frac{PD}{2t} + B_2 \frac{MD}{2I}$ (MPa)
10	em X = $1,43 \times 10^8$	$203,47 < 1,5S_m$
	em Z = $1,40 \times 10^8$	$200,37 < 1,5S_m$
12,3	em X = $1,27 \times 10^8$	$196,00 < 1,5S_m$
	em Z = $1,23 \times 10^8$	$192,06 < 1,5S_m$

5.3.4.4. Comparação dos Resultados das Análises Efetuadas

A Tabela 5.17 resume os resultados encontrados, nas análises efetuadas, para as combinações de pressões com carregamentos concentrados no bocal.

Tabela 5.17 - Carregamentos admissíveis nos bocais combinados com pressão -
Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

Carregamento	Pressão, MPa	Fórmula	Limite	Elástica
Cortante em X (N)	10	$5,85 \times 10^5$	$5,12 \times 10^5$	$5,41 \times 10^5$
	12,3	$5,74 \times 10^5$	$4,83 \times 10^5$	$4,79 \times 10^5$
Cortante em Z (N)	10	$5,85 \times 10^5$	$5,12 \times 10^5$	$5,30 \times 10^5$
	12,3	$5,74 \times 10^5$	$4,83 \times 10^5$	$4,66 \times 10^5$
Momento em X (N mm)	10	$1,71 \times 10^8$	$1,59 \times 10^8$	$1,43 \times 10^8$
	12,3	$1,62 \times 10^8$	$1,52 \times 10^8$	$1,27 \times 10^8$
Momento em Z (N mm)	10	$1,71 \times 10^8$	$1,60 \times 10^8$	$1,40 \times 10^8$
	12,3	$1,62 \times 10^8$	$1,55 \times 10^8$	$1,23 \times 10^8$
Torção (N mm)	10	$1,53 \times 10^8$	(*)	$1,61 \times 10^8$
	12,3	$1,50 \times 10^8$	(*)	$1,42 \times 10^8$

(*) Como já mencionado, as análises limite de EF para as combinações de torção com pressão exigiriam um modelo integral da região da conexão casca-bocal que, por motivos de limitações computacionais não foi possível fazer.

6.0. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Neste trabalho foram feitas comparações dos resultados de cálculos obtidos para os carregamentos admissíveis em duas geometrias típicas de conexão bocal-vaso de pressão. Os cálculos foram efetuados de três modos diferentes: através da aplicação de fórmulas, por análise limite com EF e por análise elástica com EF. Como a base para o impedimento dos modos de falha do ASME é a teoria da análise limite, os carregamentos assim determinados foram tomados como referência para a comparação de resultados.

O escopo das investigações efetuadas é a busca do estabelecimento, através das comparações mencionadas, de relações para a avaliação de tensões 3D quando se usa a metodologia de EF. Em particular, foram investigadas duas áreas de trabalho da Fase 2 do projeto do PVRC [19]: Área I - As relações entre os mecanismos de falha e as categorias de tensões e Área III - Os locais adequados para determinação das categorias de tensões.

Apresenta-se a seguir um resumo das comparações de resultados nos dois modelos desenvolvidos e as conclusões e recomendações decorrentes.

6.1. Bocais cilíndricos radiais em cascas esféricas com carregamento de pressão

A Tabela 6.1 resume os resultados encontrados.

Tabela 6.1 - Pressões admissíveis (MPa) obtidas nos três procedimentos de análise - Bocais cilíndricos radiais em cascas esféricas

Vaso	Fórmula	Análise limite com EF	Análise elástica com EF
R500	3,476	3,470	3,471
R990	3,335	3,300	3,326
R3000	3,476	3,460	3,473

- Fórmula: O resultado obtido por meio da análise por fórmulas é praticamente igual (em média 0,6% maior) aos obtidos pela análise limite com EF. A concordância destes resultados indica que a suposição de colapso plástico na casca esférica é verdadeira. Ao mesmo tempo, como esta fórmula corresponde ao cálculo da tensão de membrana longe da descontinuidade, classificada como P_m , comprova-se o bom uso de fórmulas em casos de geometrias simples e a relação de P_m com o *modo de falha de colapso plástico*.

- Análise elástica com EF: Os resultados obtidos por análise elástica de EF têm boa aproximação (em média 0,4% maior) com os resultados das análises limite com EF.

Os resultados obtidos pela análise elástica por EF estão de acordo com a ocorrência de colapso plástico na casca esférica. Pode ser observado que as tensões que levaram à determinação das pressões admissíveis foram as tensões de membrana nas linhas localizadas longe das descontinuidades (na casca esférica, propriamente dita). Estas tensões são classificadas como P_m . Ao mesmo tempo, comprova-se a relação entre o *modo de falha de colapso plástico* e o limite de P_m .

Nos vasos analisados é possível observar a presença de duas descontinuidades estruturais: uma que se refere à região de conexão do bocal com a casca esférica e outra referente à variação da espessura na casca devida ao reforço. A recomendação do ASME para a categorização de tensões de membrana devidas a carregamento de pressão em região de descontinuidade geométrica é de que as tensões de membrana devem ser colocadas na categoria primária, P_L , cujo limite é $1,5S_m$. Além disso, a extensão da região de tensões localizadas maiores que $1,1S_m$ deve ser menor que $\sqrt{Rt_v}$. Com o estudo das distribuições de tensões linearizadas ao longo da casca esférica, foi possível verificar o limite de extensão de tal região.

Observa-se também nas análises elásticas com EF que, com o atendimento do limite de P_m , houve o atendimento do limite de P_L e da sua extensão, o que comprova que os reforços adotados com base na reposição de áreas estão adequados. Dessa forma, houve também o impedimento do *modo de falha de deformação plástica excessiva*.

Nas análises elásticas com EF observou-se, nas descontinuidades, uma pequena região com tensões de membrana + flexão superiores ao limite de $P_L + P_b$. Como foi atendido o limite de P_L , a tensão excedente corresponde à parcela de flexão. De acordo

com as recomendações do ASME, as tensões de flexão em descontinuidade são secundárias (Q), apesar de se poder supor que ao menos uma fração desta flexão seja primária (P_b). De qualquer modo, as tensões de membrana + flexão são bem inferiores ao limite de $P + Q$. Sendo assim, foi também atingido o impedimento do *modo de falha de acúmulo de deformações em ciclos de carregamentos*, onde os ciclos correspondem às variações da pressão, até o valor admissível, durante a operação dos vasos.

Em suma, foi possível confirmar que o colapso está realmente relacionado com as tensões P_m na casca esférica. A verificação de validade das linhas, feita por meio do critério apresentado em [25] confirma que linhas posicionadas em elementos estruturais básicos e perpendiculares às superfícies externas e média da seção são realmente indicadas para capturar o modo de falha ligado a P_m (colapso plástico). Por fim, observa-se que os resultados das análises elásticas com EF aproximam-se bastante dos resultados das análises limite com EF, o que indica, neste caso, que análises elásticas com EF em projeto são adequadas.

6.2. Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica com carregamentos concentrados no bocal e pressão interna

a) Carregamento de pressão

A Tabela 6.2 resume os resultados encontrados.

Tabela 6.2 - Pressões obtidas nos três procedimentos de análise -
Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

Análise	p_{adm} (MPa)
Fórmula	16,07
Limite com EF	15,83
Elástica com EF	15,53

- Fórmula: O resultado obtido por meio da análise por fórmulas é 1,5% maior que o obtida pela análise limite com EF. A concordância de resultados indica a ocorrência de colapso na casca cilíndrica, inferido por meio da aplicação da fórmula apresentada na Equação 5.2. Ao mesmo tempo, como esta fórmula corresponde ao cálculo da tensão P_m na casca, comprova-se também a boa utilização deste tipo de formulação em geometrias simples (estando de acordo com as recomendações feitas na Fase 1 do projeto do PVRC [18]), e a relação da limitação de P_m com o *modo de falha por colapso plástico*.

- Análise elástica com EF: A pressão admissível encontrada foi de 15,53 MPa, ou seja, 98,1% da pressão obtida por análise limite com EF, e decorreu da tensão de membrana P_m na linha L11, posição 90°. Portanto, a análise elástica de EF captura o *modo de falha de colapso plástico*. Ao mesmo tempo, há ainda o impedimento dos modos de falha de *deformação plástica excessiva* (uma vez que são atendidos os limites de tensão e extensão para P_L) e de *acúmulo de deformação plástica em ciclos de carregamentos* (uma vez que as tensões de membrana + flexão são menores que o limite de $P + Q$). Estes resultados indicam que, neste caso, o reforço adotado para o bocal está adequado.

A verificação de validade das linhas, feita por meio do critério apresentado em [25], confirma que as linhas posicionadas em elementos estruturais e perpendiculares às superfícies externas e média da seção são realmente indicadas para capturar o modo de falha ligado a P_m (colapso plástico). Por outro lado, se se tivesse considerado válida a linha L5, o valor da pressão admissível seria 3,8% menor, decorreria da tensão de membrana P_L em tal linha (na posição 0°) e indicaria erroneamente como crítico o *modo de falha de deformação plástica excessiva*. Este resultado evidencia como a consideração de resultados numa linha inválida pode mascarar a avaliação feita por análise elástica de EF.

Em suma, também neste estudo foi possível confirmar que o colapso está realmente relacionado com as tensões P_m na casca. Também neste caso, houve uma indicação de que a análise elástica de EF em projeto é adequada.

b) Carregamentos concentrados no bocal

A Tabela 6.3 resume os resultados encontrados.

Tabela 6.3 - Resultados obtidos para carregamentos no bocal -
Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

Análise	Fórmula	Limite com EF	Elástica com EF
Cortante X (N)	$6,06 \times 10^5$	$6,09 \times 10^5$	$5,39 \times 10^5$
Cortante Z (N)	$6,06 \times 10^5$	$6,22 \times 10^5$	$5,39 \times 10^5$
Momento X (N mm)	$1,59 \times 10^8$	$1,64 \times 10^8$	$1,43 \times 10^8$
Momento Z (N mm)	$1,59 \times 10^8$	$1,64 \times 10^8$	$1,43 \times 10^8$
Torção (N mm)	$1,90 \times 10^8$	$1,90 \times 10^8$	$1,64 \times 10^8$

Os eixos X, Y, Z são mostrados nas Figuras 5.14 e 5.17 do capítulo 5.

- Fórmulas: Para os esforços cortantes foram obtidos, por meio da aplicação de fórmulas, resultados ligeiramente menores que o da análise limite com EF (0,5% em X e 2,6% em Z). Para os momentos fletores encontraram-se valores que são 97,0% dos valores obtidos nas análises limite com EF (ou seja, 3,0% menores), e para a torção os resultados são iguais. A boa aproximação entre estes resultados mostra que, nestes casos, as fórmulas para cálculo da carga de colapso da tubulação são adequadas para avaliação.

- Análise elástica com EF: Considerando a inclusão das linhas que se localizam nas proximidades do ponto de aplicação dos carregamentos, os resultados de análise elástica com EF para o cortante foram em média 12,4% menores que aqueles obtidos na análise limite com EF (88,5% e 86,6% dos valores limite em X e Z, respectivamente). Para os momentos fletores os resultados encontrados por análise elástica de EF são 87,1% dos valores limite, e para a torção 86,3% (ou, em média, 13,2% menores). Estes resultados demonstram, portanto, um conservadorismo de, em média, 13% em relação à análise limite. O modo de falha capturado como crítico foi o *colapso plástico*, e decorreu da classificação da tensão de membrana como P_m na região de aplicação do carregamento. Como consequência, houve o impedimento dos modos de falha de *deformação plástica excessiva* e de *acúmulo de deformação plástica em ciclos de carregamento*.

Um resultado importante encontrado é que, desprezando as linhas localizadas na região dos carregamentos concentrados (L1 e L2), ao se aplicar as cargas obtidas pelas fórmulas, encontram-se, nas demais linhas, tensões na análise elástica com EF que atendem aos limites do ASME para P_m , P_L , $P_L + P_b$ e $P + Q$ (a verificação de tensões

decorrentes é apresentada no Apêndice B). Sendo assim, nestes casos de carregamentos concentrados, as cargas admissíveis na tubulação não causam tensões que provoquem falha por *colapso plástico, por deformação plástica excessiva* nem por *acúmulo de deformações em ciclos de carregamentos* em outras regiões da conexão bocal-vaso.

Estes resultados comprovam que o reforço adotado para o bocal foi bem dimensionado. Além disso, pela aderência entre os resultados, pode-se considerar aceitável a utilização da análise elástica com EF em projeto.

c) Combinação da pressão com carregamentos concentrados no bocal

A Tabela 6.4 resume os resultados encontrados.

Tabela 6.4 - Carregamentos admissíveis nos bocais combinados com pressão -
Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

Carregamento	Pressão, MPa	Fórmula	Limite	Elástica
Cortante X (N)	10,0	$5,85 \times 10^5$	$5,12 \times 10^5$	$5,41 \times 10^5$
	12,3	$5,74 \times 10^5$	$4,83 \times 10^5$	$4,79 \times 10^5$
Cortante Z (N)	10,0	$5,85 \times 10^5$	$5,12 \times 10^5$	$5,30 \times 10^5$
	12,3	$5,74 \times 10^5$	$4,83 \times 10^5$	$4,66 \times 10^5$
Momento X (N mm)	10,0	$1,71 \times 10^8$	$1,59 \times 10^8$	$1,43 \times 10^8$
	12,3	$1,62 \times 10^8$	$1,55 \times 10^8$	$1,27 \times 10^8$
Momento Z (N mm)	10,0	$1,71 \times 10^8$	$1,60 \times 10^8$	$1,40 \times 10^8$
	12,3	$1,62 \times 10^8$	$1,55 \times 10^8$	$1,23 \times 10^8$
Torção (N mm)	10,0	$1,69 \times 10^8$	(*)	$1,61 \times 10^8$
	12,3	$1,67 \times 10^8$	(*)	$1,42 \times 10^8$

Não se procedeu às análises limite com EF nas combinações que envolvem torção devido a limitações computacionais (tamanho do modelo)

- Fórmulas: Nas combinações que envolvem o cortante, encontraram-se, por meio da aplicação de fórmulas de colapso da tubulação, valores que são 13,7% e 18,8% maiores para as pressões de 10,0 e 12,3 MPa, respectivamente. Para os momentos fletores encontraram-se, pelas fórmulas, valores em média 7,2% e 4,5% maiores que o valor limite, para as pressões de 10,0 e 12,3 MPa, respectivamente. Apesar do desvio maior para as combinações com o cortante, a aproximação entre estes resultados mostra que as fórmulas de cálculo dos carregamentos de colapso da tubulação podem ser usadas para avaliação das cargas nos bocais.

- Análise elástica de EF: Comparando os resultados das análises elásticas com os obtidos pelas análises limite, obteve-se:

Cortante em X:

com pressão de 10,0 MPa: 5,7% maior
com pressão de 12,3 MPa: 0,8% menor

Cortante em Z:

com pressão de 10,0 MPa: 3,5% maior
com pressão de 12,3 MPa: 3,5% menor

Momento em X:

com pressão de 10,0 MPa: 10,0% menor
com pressão de 12,3 MPa: 18,0% menor

Momento em Z:

com pressão de 10,0 MPa: 12,5% menor
com pressão de 12,3 MPa: 20,6% menor

Para os carregamentos de cortante combinados com as pressões, obtiveram-se resultados praticamente iguais para as análises elástica e limite (diferença máxima de 5,7%). Esta aderência entre os resultados recomenda a utilização da análise elástica com EF em projetos.

Nos casos dos momentos, observa-se que os valores da análise elástica são aproximadamente 10% menores que os da análise limite, quando se aplica a pressão de 10,0 MPa. Quando se aumenta a pressão para 12,3 MPa, a análise elástica dá resultados aproximadamente 20% menores que os das análises limite. Saliente-se que foi verificado o

limite de tensões primárias em tubulações (por meio da Equação 9 do NB-3652) para as combinações de pressão e momento, e os valores aqui calculados atendem a este limite.

Por limitações computacionais, não foi feita a análise limite para as combinações que envolvem torção. Sendo assim, os resultados obtidos por fórmulas de colapso da tubulação foram utilizados como base de comparação com a análise elástica, encontrando-se os resultados das análises elásticas 4,7% e 15,0% menores que os obtidos pelas fórmulas para as pressões de 10,0 e 12,3 MPa, respectivamente.

Foi observado que a aplicação individual de pressão leva ao colapso na casca (vaso), enquanto a aplicação de um carregamento concentrado leva ao colapso da tubulação (na região de aplicação dos carregamentos). Portanto, em ambos os casos o modo de falha crítico é o de *colapso plástico*. Quando se combinam estes carregamentos, a análise elástica de EF captura como modo de falha crítico a *deformação plástica excessiva*, expressa pelo valor das tensões de membrana localizadas na região de aplicação dos carregamentos concentrados.

A Tabela 6.5 abaixo mostra as proporções entre os valores admissíveis dos carregamentos concentrados combinados com a pressão, obtidos por análise elástica de EF, e os carregamentos obtidos por fórmulas considerando que a sua aplicação individual provoque o colapso da tubulação (resultados apresentados na segunda coluna da Tabela 6.3 e que são praticamente iguais - em média, 98,2% menor - aos resultados das análises limite de EF; a pressão obtida por fórmula também é aproximadamente igual - apenas 1,5% maior - à pressão limite de EF).

Tabela 6.5 - Proporção dos carregamentos admissíveis (individuais) da análise elástica de EF e os calculados por fórmula - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

Pressão (MPa)	10,0	12,3
Cortante em X (N)	89,3%	79,0%
Cortante em Z (N)	87,5%	76,9%
Momento em X (N mm)	89,9%	79,9%
Momento em Z (N mm)	88,1%	77,4%
Torção (N mm)	84,7%	74,7%

Mediante esta tabela pode ser visto que se se aplicar uma pressão de 10,0 MPa, equivalente a 62,2% da pressão que provoca colapso na casca, podem ser aplicados, individualmente, carregamentos concentrados de valores entre 84,7% e 89,9% dos carregamentos que provocam colapso na tubulação. Se a pressão aplicada for de 12,3 MPa, 76,5% da pressão de colapso da casca, os carregamentos concentrados variam de 74,7% a 79,0% dos carregamentos de colapso da tubulação. Em suma, uma forma de se proceder ao projeto seria, inicialmente, calcular a pressão para colapso da casca e os carregamentos individuais de colapso da tubulação (bocal) por fórmulas. A partir destes carregamentos individuais podem ser feitas combinações dos seguintes tipos:

Aplicando 60% da pressão de colapso da casca, podem ser aplicados carregamentos individuais no bocal da ordem de 90% do valor de colapso da tubulação.

Se a pressão aplicada for de 75% da pressão de colapso da casca, os carregamentos individuais no bocal podem ser da ordem de 80% do valor de colapso da tubulação.

De maneira geral, encontrou-se que a análise elástica com EF apresenta resultados conservadores com relação à análise limite. Este conservadorismo torna-se maior quando se combinam carregamentos de pressão e carregamentos concentrados no bocal.

O *conservadorismo* encontrado na análise elástica com EF é benquisto nesta fase de projeto, pois, na verdade, todos os carregamentos no bocal (cortantes, momentos de flexão e de torção) devem ser combinados com a pressão, e não individualmente aplicados como nas avaliações aqui efetuadas. Desta forma, o conservadorismo pode ser encarado como uma margem de segurança tranquilizadora. Por outro lado, quando se faz combinações de carregamentos, a análise limite depende das determinações das *superfícies limite*, definidas pelas combinações de cargas que causam o colapso, fato que aumenta ainda mais a complexidade das análises limite de EF. Sendo assim, a análise elástica com EF se mostra como uma boa ferramenta, pois, além de garantir uma margem de segurança, diminui os custos e as dificuldades na fase de projeto. Num caso mais específico, quando se mostrar necessário otimizar o projeto, poderão ser ainda utilizadas as análises limite com EF ou até mesmo as análises plásticas com EF.

APÊNDICE A

TABELAS E FIGURAS DAS TENSÕES NAS LINHAS

A.1. Bocais Cilíndricos Radiais em Cascas Esféricas

Tabela A.1 - Tensões (MPa) nas linhas x d (mm): p = 1 MPa -
Bocais cilíndricos radiais em cascas esféricas

Vaso	R500			R990			R3000		
Linha	d	σ_m	σ_{m+b}	d	σ_m	σ_{m+b}	d	σ_m	σ_{m+b}
L1		6,505	7,070		8,629	9,610		8,534	9,507
L2		4,904	14,64		6,700	7,353		7,239	8,497
L3	0	43,06	71,04	0	53,97	89,89	0	64,48	110,3
L4		40,74	69,24		50,14	88,34		55,65	107,8
L5	6,5	38,19	64,25	11	45,30	75,07	31	45,54	76,61
L6	15	36,58	63,32	29	41,39	70,02	70	41,53	68,39
L7	24	46,77	64,12	46	52,63	65,14	88	47,20	63,96
L8	28	52,13	63,99	53	56,96	74,79	112	50,53	61,27
L9	32	58,76	78,98	74	58,99	65,60	121	51,33	59,89
L10	40	60,39	69,75	97	58,33	60,14	149	51,60	57,55
L11	51	59,60	63,02	131	56,52	57,30	221	51,73	53,80
L12	65	57,40	59,13	171	54,53	54,73	305	51,57	51,81
L13	79	55,06	55,52	204	53,34	54,25	403	51,22	51,55
L14	103	51,92	53,24	244	52,51	54,45	518	50,81	51,34
L15	126	50,32	53,67	-	-	-	653	50,46	51,19
L16	-	-	-	-	-	-	763	50,30	51,29

NOTA: Convém lembrar que nas tabelas aqui apresentadas “d” é a distância das linhas em relação ao bocal.

Tabela A.2 - Tensões (MPa) nas linhas x d (mm): pressão admissível -
Bocais cilíndricos radiais em cascas esféricas

Vaso	R500, p = 3,471 MPa			R990, p = 3,326 MPa			R3000, p = 3,473 MPa		
Linha	d	σ_m	σ_{m+b}	d	σ_m	σ_{m+b}	d	σ_m	σ_{m+b}
L1		22,58	24,54		28,70	31,96		29,64	33,02
L2		17,02	50,82		22,28	24,46		25,14	29,51
L3	0	149,46	246,58	0	179,50	298,97	0	223,94	383,07
L4		141,41	240,33		166,77	293,82		193,27	374,39
L5	6,5	132,56	223,01	11	150,67	249,68	31	158,16	266,07
L6	15	126,97	219,78	29	137,66	232,89	70	144,23	237,52
L7	24	162,34	222,56	46	175,05	216,66	88	163,93	222,13
L8	28	180,94	222,11	53	189,45	248,75	112	175,49	212,79
L9	32	203,96	274,14	74	196,20	218,19	121	178,27	208,00
L10	40	209,61	242,10	97	194,01	200,03	149	179,21	199,87
L11	51	206,87	218,74	131	187,99	190,58	221	179,66	186,85
L12	65	199,24	205,24	171	181,37	182,03	305	179,10	179,94
L13	79	191,11	192,71	204	177,41	180,44	403	177,89	179,03
L14	103	180,21	184,80	244	174,67	181,10	518	176,46	178,30
L15	126	174,67	186,29	-	-	-	653	175,25	177,78
L16	-	-	-	-	-	-	763	174,67	178,13

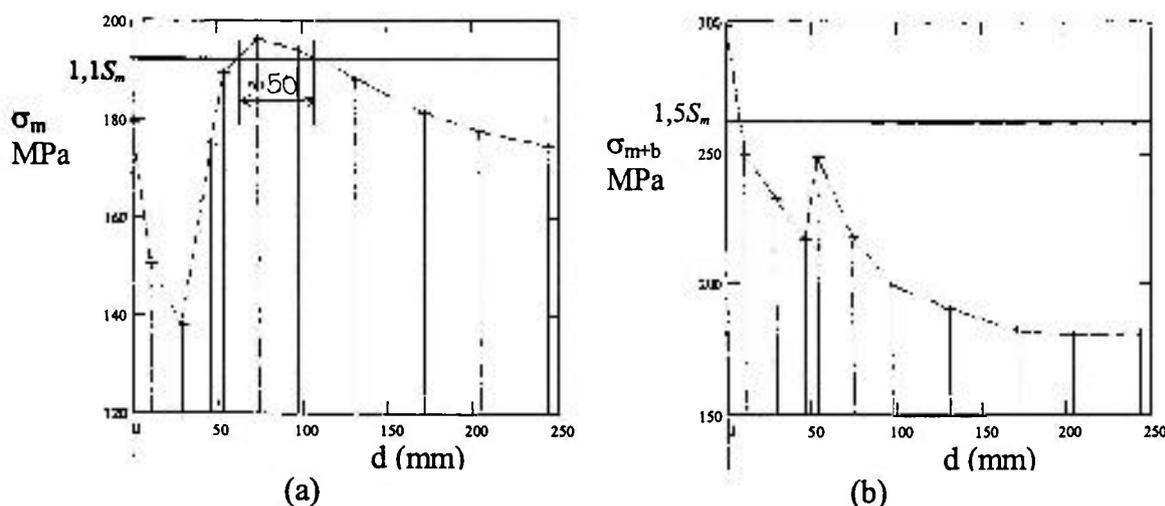


Figura A.1 - Tensões de membrana e de membrana + flexão, vaso R990: p = 3,326 MPa

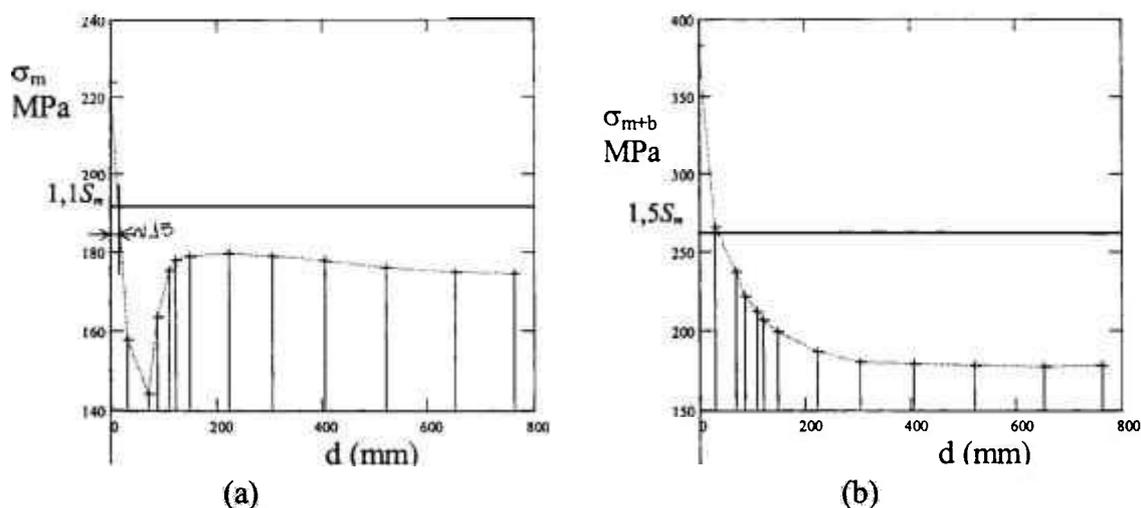


Figura A.2 - Tensões de membrana e de membrana + flexão, vaso R3000: $p = 3,473$ MPa

A.2. Bocal Cilíndrico Radial em Casca Cilíndrica

Tabela A.3 - Tensões nas linhas (MPa) x d (mm): posições 0° e 15° -
Bocal cilíndrico radial em cascas cilíndrica

Linha	0° , pressão de 14,963 MPa			15° , pressão de 15,512 MPa		
	d	σ_m	σ_{m+b}	d	σ_m	σ_{m+b}
L1	-	129,79	132,14	-	134,94	136,24
L2	-	113,34	116,38	-	118,37	122,39
L3	-	52,67	123,22	-	57,67	122,47
L4	-	78,35	158,16	-	78,10	157,45
L5	0	262,00	434,08	0	262,00	443,64
L6	35	229,53	313,77	18	245,09	344,06
L7	85	205,74	267,54	72	217,79	280,92
L8	135	191,83	245,39	120	203,05	254,86
L9	209	179,71	226,09	190	190,02	232,99
L10	315	170,58	210,08	327	178,39	212,05
L11	648	161,60	189,13	678	167,99	194,68

Tabela A.4 - Tensões nas linhas (MPa) x d (mm): posições 30° e 45° -
Bocal cilíndrico radial em cascas cilíndrica

30°, pressão de 16,609 MPa				45°, pressão de 15,894 MPa		
Linha	d	σ_m	σ_{m+b}	d	σ_m	σ_{m+b}
L1	-	140,84	147,56	-	140,76	155,71
L2	-	125,02	131,49	-	126,77	136,04
L3	-	63,91	120,65	-	68,31	110,27
L4	-	81,05	145,99	-	80,52	120,68
L5	0	243,93	395,94	0	204,08	299,76
L6	18	241,04	312,86	18	214,41	241,59
L7	53	225,13	274,46	89	204,40	214,57
L8	134	205,52	237,18	181	190,73	199,79
L9	227	191,70	217,09	244	185,01	195,18
L10	289	186,08	209,54	320	180,24	191,84
L11	742	174,67	197,49	707	174,67	189,14

Tabela A.5 - Tensões nas linhas (MPa) X d (mm): posições 60° e 75° -
Bocal cilíndrico radial em cascas cilíndrica

60°, pressão de 16,651 MPa				75°, pressão de 15,666 MPa		
Linha	d	σ_m	σ_{m+b}	d	σ_m	σ_{m+b}
L1	-	148,94	172,67	-	141,15	168,88
L2	-	135,97	148,46	-	130,03	143,64
L3	-	76,73	105,22	-	81,10	99,49
L4	-	92,83	113,11	-	88,06	110,70
L5	0	170,17	218,13	0	122,66	143,38
L6	36	190,15	218,46	36	140,49	187,68
L6A	-	-	-	72	148,31	188,62
L7	104	193,15	212,13	101	152,85	187,05
L8	193	189,65	197,81	175	160,89	179,85
L9	251	186,82	187,82	252	165,75	173,74
L10	319	184,99	189,16	315	168,25	169,66
L10A	-	-	-	430	172,95	182,04
L10B	-	-	-	588	164,65	176,56
L11	640	174,67	186,99	788	174,67	187,68

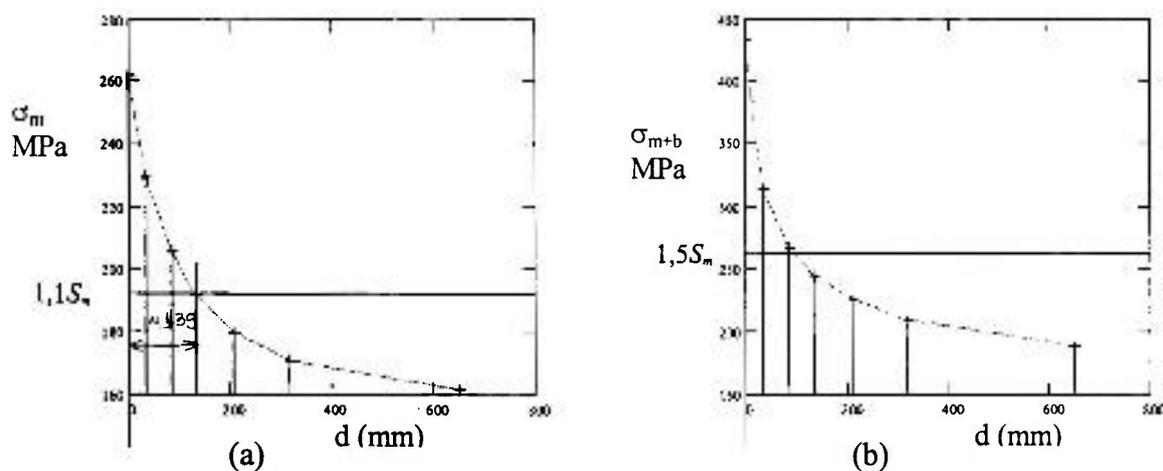


Figura A.3 - Tensões de membrana e de membrana + flexão em 0° : $p = 14,963$ MPa - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

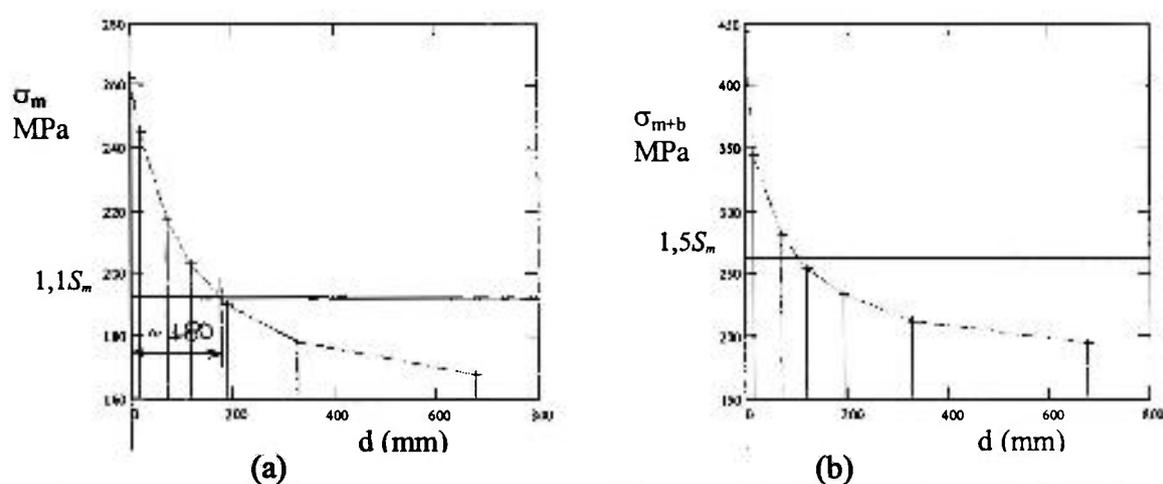


Figura A.4 - Tensões de membrana e de membrana + flexão em 15° : $p = 15,512$ MPa - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

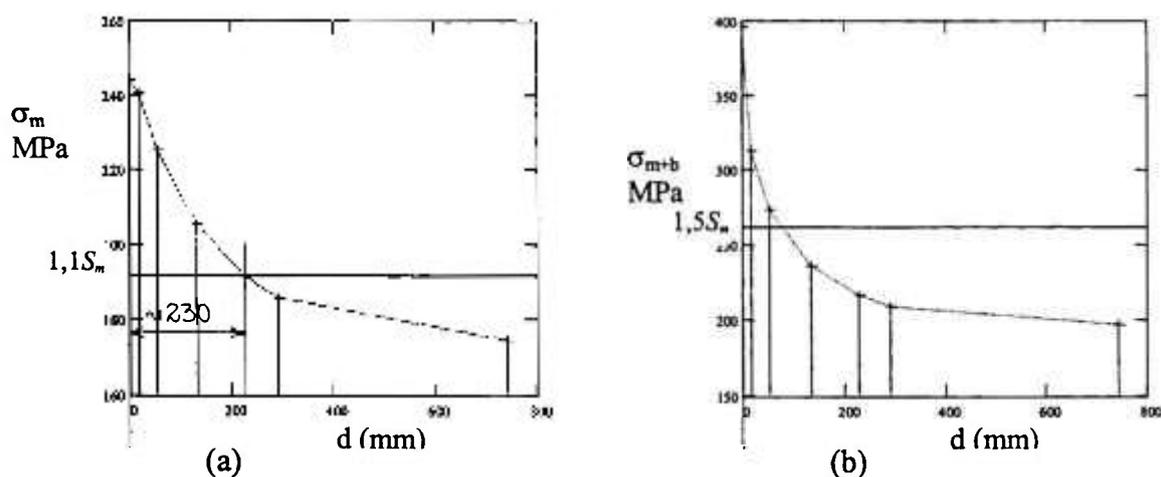


Figura A.5 - Tensões de membrana e de membrana + flexão em 30° : $p = 16,609$ MPa - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

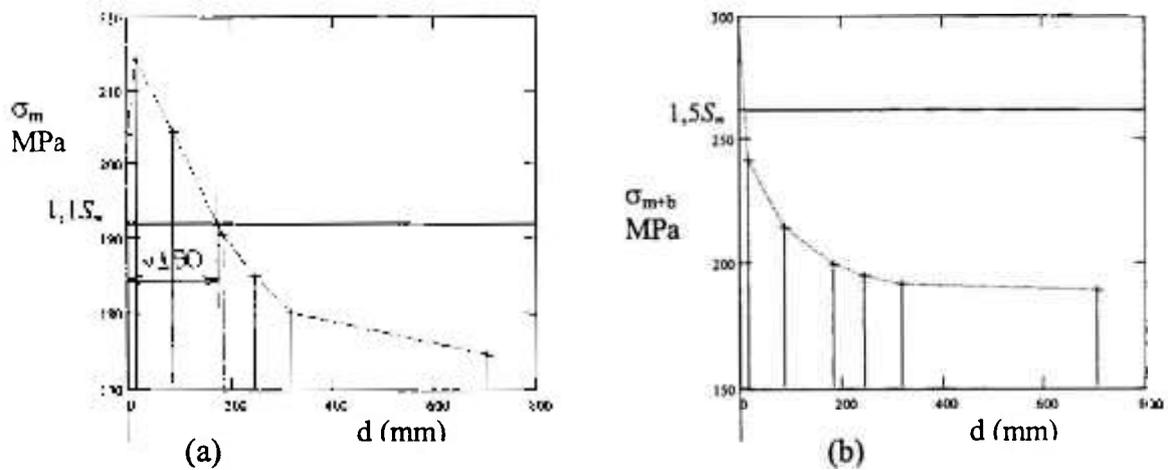


Figura A.6 - Tensões de membrana e de membrana + flexão em 45°: $p = 15,894 \text{ MPa}$ - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

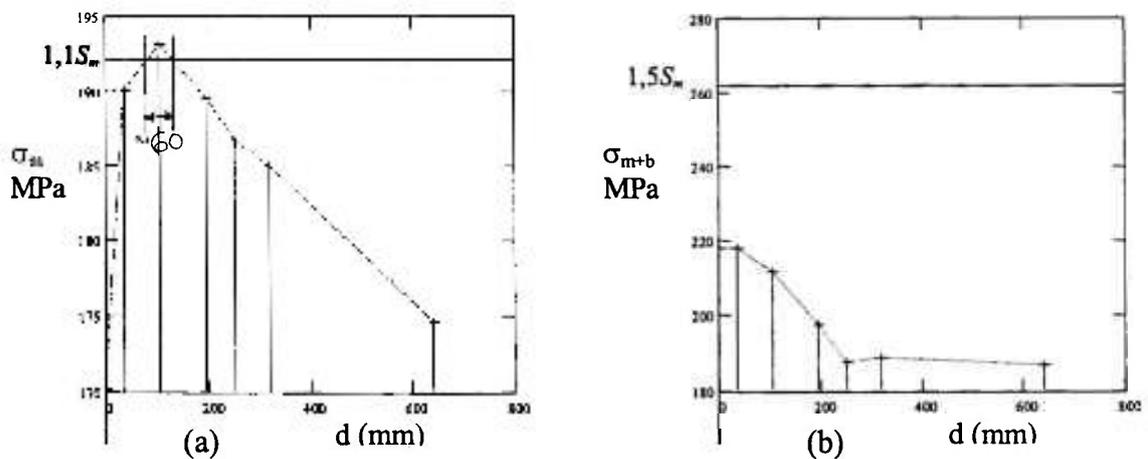


Figura A.7 - Tensões de membrana e de membrana + flexão em 60°: $p = 16,651 \text{ MPa}$ - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

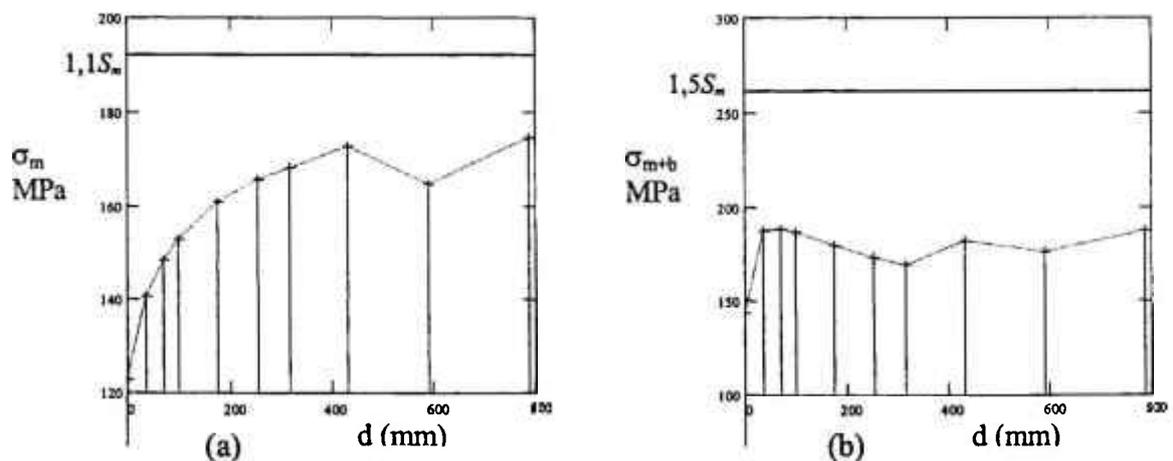


Figura A.8 - Tensões de membrana e de membrana + flexão em 75°: $p = 15,666 \text{ MPa}$ - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

Tabela A.6 - Tensões nas linhas (MPa) para a pressão de 1 MPa - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

15°		30°		45°		60°		75°		90°	
σ_{m+b}	σ_m										
8,831	8,699	8,783	8,765	9,183	8,856	9,797	8,945	10,37	9,010	10,78	9,033
7,778	7,631	7,890	7,780	8,183	7,976	8,559	8,166	8,916	8,300	9,169	8,349
8,235	3,718	7,895	3,977	7,508	4,298	6,938	4,608	6,319	5,177	6,351	5,256
10,57	5,035	10,15	5,044	9,085	5,066	7,593	5,575	6,793	5,621	7,066	5,552
29,01	16,89	28,60	15,18	24,64	12,84	18,86	10,22	13,10	7,830	9,152	6,669
20,97	15,80	22,18	15,00	19,47	13,49	15,20	11,42	13,12	8,968	11,98	7,061
									9,467	12,04	
17,88	14,04	18,11	14,01	17,08	12,86	13,50	11,60	12,74	9,757	11,94	7,342
											7,984
16,40	13,09	16,43	12,79	14,76	12,00	12,57	11,39	11,88	10,27	11,48	8,791
											9,292
15,11	12,25	15,02	11,93	13,51	11,64	12,28	11,22	11,28	10,58	11,09	9,886
											10,29
14,04	11,50	13,67	11,58	13,04	11,34	12,07	11,11	11,36	10,74	10,83	10,66
									11,04	11,62	10,49
									10,51	11,27	
12,64	10,83	12,55	10,87	12,29	10,99	11,90	10,49	11,23	11,15	11,98	11,25

Tabela A.7 - Tensões nas linhas (MPa) para pressão de 15,526 MPa - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

15°		30°		45°		60°		75°		90°	
σ_{m+b}	σ_m										
137,11	135,06	136,36	136,09	142,58	137,50	152,11	138,88	161,00	139,89	167,37	140,25
120,76	118,48	122,50	120,79	127,05	123,84	132,89	126,79	138,43	128,87	142,36	129,63
127,86	57,73	122,58	61,75	116,57	66,73	107,72	71,54	98,11	80,38	98,61	81,60
164,11	78,17	157,59	78,31	141,05	78,65	117,89	86,56	105,47	87,27	109,71	86,20
450,41	262,23	444,04	235,68	382,56	199,35	292,82	158,68	203,39	121,57	142,09	103,54
325,58	245,31	344,37	232,89	302,29	209,45	236,00	177,31	203,70	139,24	186,00	109,63
									146,98	186,93	
277,60	217,99	281,18	217,52	265,18	199,66	209,60	180,10	197,80	151,49	185,38	113,99
											123,96
254,63	203,24	255,09	198,58	229,16	186,31	195,16	176,84	184,45	159,45	178,24	136,49
											144,27
234,60	190,19	233,20	185,23	209,76	180,72	190,66	174,20	175,13	164,27	172,18	153,49
											159,76
217,99	178,55	212,24	179,79	202,46	176,06	187,40	172,49	176,38	166,75	168,15	165,51
									171,41	180,41	162,87
									163,18	174,98	
196,25	168,15	194,85	168,77	190,81	170,63	184,76	162,87	174,36	173,11	186,00	174,67

Tabela A.8 - Tensões nas linhas (MPa) para cortante em X de 1×10^5 N - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

15°		30°		45°		60°		75°		90°	
σ_{m+b}	σ_m										
44,30	31,37	42,81	28,56	38,57	24,22	32,27	18,94	30,87	13,94	31,33	12,48
34,99	29,88	33,84	26,78	30,50	21,90	25,30	15,78	21,02	11,24	20,26	7,875
12,65	8,80	9,92	7,96	9,26	6,69	8,21	6,20	8,45	6,79	9,04	6,39
5,18	4,23	5,27	4,30	5,234	4,76	5,37	4,77	7,28	5,07	8,99	5,09
6,39	2,136	6,33	2,00	6,16	1,91	7,64	1,93	9,08	1,93	9,98	1,62
5,25	1,59	5,23	1,61	5,91	1,82	7,26	2,34	8,57	2,53	9,07	2,15
									2,33	7,33	
4,59	1,21	4,75	1,32	5,22	1,52	5,69	1,88	6,12	2,07	6,13	2,29
											2,18
3,86	0,86	4,03	0,87	3,86	0,95	3,53	1,28	3,77	1,54	3,86	1,82
											1,69
2,93	0,55	3,12	0,57	2,78	0,80	2,64	1,01	2,48	1,21	2,39	1,35
											1,14
1,89	0,33	1,98	0,56	2,35	0,78	2,27	0,94	2,13	1,03	1,75	0,89
									0,87	1,57	0,61
									0,67	1,14	
0,66	0,51	0,85	0,52	1,07	0,70	1,38	0,74	1,23	0,63	0,84	0,42

Tabela A.9 - Tensões nas linhas (MPa) para cortante em Z de 1×10^5 N - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

15°		30°		45°		60°		75°		90°	
σ_{m+b}	σ_m										
33,80	13,97	31,16	18,97	30,88	24,24	32,32	28,58	38,63	31,37	42,79	32,40
19,84	11,31	20,31	15,85	20,92	21,95	25,49	26,79	30,59	29,84	33,81	30,88
8,02	6,00	7,87	6,37	8,14	6,68	8,15	7,74	8,95	11,03	12,68	11,37
7,59	5,11	6,84	5,01	6,42	4,65	5,48	3,59	4,67	2,80	3,53	2,72
8,27	1,65	8,49	1,89	7,99	2,05	6,89	2,16	5,33	2,26	5,48	2,34
8,39	1,72	7,86	1,92	7,34	1,99	6,13	1,99	5,19	1,76	5,67	1,73
									1,57	5,51	
6,63	2,19	6,61	2,09	4,28	1,98	4,69	1,75	4,50	1,47	5,26	1,55
											1,51
4,68	1,88	4,59	1,72	3,67	1,44	2,62	1,38	3,45	1,40	4,44	1,54
											1,51
3,50	1,47	3,03	1,23	1,91	1,17	2,10	1,15	2,80	1,36	3,62	1,57
											1,56
2,39	1,16	1,78	1,02	1,39	0,92	1,62	0,96	2,27	1,30	3,04	1,52
									1,14	2,15	1,11
									0,95	1,42	
2,08	0,95	1,67	0,73	0,80	0,34	0,87	0,62	0,99	0,63	0,78	0,88

a A.10 - Tensões nas linhas (MPa) para momento em X de 1×10^8 N mm - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

σ_{m+b}	15°		30°		45°		60°		75°		90°
	σ_m	σ_{m+b}	σ_m								
133,8	110,5	119,7	99,08	107,4	81,02	87,73	57,53	62,14	30,23	32,39	5,968
105,9	100,4	102,2	90,03	91,56	73,50	74,80	52,00	53,21	27,04	28,69	4,198
74,42	40,98	67,32	37,34	61,42	31,59	51,97	24,44	39,81	20,28	30,07	18,99
30,20	26,43	31,17	24,82	29,42	21,89	26,28	17,82	19,93	17,07	18,46	16,85
28,71	8,170	29,55	11,59	28,54	14,71	25,54	16,54	21,01	17,57	21,75	18,15
23,63	6,171	22,47	7,917	21,52	9,753	18,80	10,48	21,01	10,79	23,47	11,21
									8,627	22,34	
17,60	6,467	17,55	7,129	15,23	7,051	15,60	7,034	17,96	7,619	20,67	8,541
											7,879
14,90	5,256	13,77	5,405	10,12	4,844	10,42	5,210	12,87	6,205	16,24	7,165
											6,637
11,21	3,777	9,562	3,616	5,263	3,841	8,157	4,345	10,16	5,365	12,59	6,204
											5,752
7,233	2,416	5,071	2,830	5,230	2,889	6,172	3,603	7,998	4,806	10,21	5,255
									3,886	6,813	3,505
									3,024	4,304	
4,653	1,464	3,672	1,194	1,644	0,6386	2,493	1,995	3,010	1,792	2,342	2,465

a A.11 - Tensões nas linhas (MPa) para momento em Z de 1×10^8 N mm - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

σ_{m+b}	15°		30°		45°		60°		75°		90°
	σ_m	σ_{m+b}	σ_m								
8,21	30,22	32,34	57,59	61,96	81,10	87,52	99,12	107,2	110,40	119,60	122,20
12,35	27,13	29,24	52,14	54,04	73,59	75,43	90,01	91,66	100,30	101,70	103,90
27,09	17,68	27,91	24,53	9,42	31,84	51,91	37,45	61,92	49,01	76,10	50,43
20,17	15,22	19,86	17,80	20,46	21,87	24,15	22,22	27,12	24,23	32,66	24,60
28,76	20,81	28,60	17,53	26,21	13,76	26,44	10,70	32,07	8,74	35,96	7,13
26,41	12,39	25,82	10,33	25,32	8,35	22,86	7,53	28,47	7,99	30,92	7,27
									7,01	25,45	
23,79	8,24	24,37	6,93	24,20	4,85	20,97	5,42	21,52	6,07	21,74	6,92
											6,48
20,25	5,87	20,51	4,10	17,69	3,11	13,78	3,68	14,72	4,45	14,87	5,35
											4,92
15,97	4,24	15,81	2,84	12,33	2,58	10,95	2,99	10,81	3,58	10,38	3,97
											3,40
11,78	2,73	10,37	2,42	9,96	2,23	8,47	2,66	8,22	3,13	7,74	2,64
									2,71	4,37	1,68
									1,81	3,44	
5,46	1,17	4,48	1,00	2,60	1,15	3,91	1,85	4,17	1,74	3,31	0,80

Tabela A.12 - Tensões nas linhas (MPa) para torção de 1×10^8 N mm - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

0°	15°		30°		45°		60°		75°		90°
σ_{m+b}	σ_m										
114,0	105,7	113,2	105,7	113,1	105,7	112,9	105,7	112,7	105,7	112,5	106,5
109,3	104,3	109,2	104,3	109,0	104,2	108,8	104,2	108,5	104,2	108,3	104,2
49,83	40,81	46,93	40,52	46,15	40,20	45,20	39,90	44,29	49,68	54,34	49,63
28,09	24,44	26,89	24,05	26,26	23,48	25,18	21,33	25,16	20,71	24,40	20,53
26,26	11,94	25,22	11,30	23,36	10,55	21,38	9,929	19,91	9,568	19,22	9,375
12,33	7,060	12,37	6,882	11,57	6,753	10,79	6,723	9,803	6,810	9,535	6,908
									5,246	6,147	
5,477	4,633	5,543	4,669	5,357	4,112	4,564	4,164	4,835	4,350	4,856	5,099
											4,524
3,100	3,131	3,369	2,766	3,050	2,224	2,289	2,398	2,830	2,795	3,210	3,561
											3,028
2,485	2,050	2,529	1,613	1,913	1,581	1,859	1,636	1,970	1,859	2,345	2,233
											1,673
2,058	1,280	1,709	1,210	1,465	1,094	1,532	1,161	1,589	1,350	1,874	1,165
									0,805	1,410	0,497
									0,449	0,877	
1,447	0,816	1,192	0,576	0,686	0,362	0,603	0,368	0,655	0,172	0,335	0,088

Tabela A.13 - Tensões nas linhas (MPa) para pressão de 10 MPa - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

0°	15°		30°		45°		60°		75°		90°
σ_{m+b}	σ_m										
88,31	86,99	87,83	87,65	91,83	88,56	97,97	89,45	103,70	90,10	107,80	90,33
77,78	76,31	78,90	77,80	81,83	79,76	85,59	81,66	89,16	83,00	91,69	83,49
82,35	37,18	78,95	39,77	75,08	42,98	69,38	46,08	63,19	51,77	63,51	52,56
105,70	50,35	101,50	50,44	90,85	50,66	75,93	55,75	67,93	56,21	70,66	55,52
290,10	168,90	286,00	151,80	246,40	128,40	188,60	102,20	131,00	78,30	91,52	66,69
209,70	158,00	221,80	150,00	194,70	134,90	152,00	114,20	131,20	89,68	119,80	70,61
									94,67	120,40	
178,80	140,40	181,10	140,10	170,80	128,60	135,00	116,00	127,40	97,57	119,40	73,42
											79,84
164,00	130,90	164,30	127,90	147,60	120,00	125,70	113,90	118,80	102,70	114,80	87,91
											92,92
151,10	122,50	150,20	119,30	135,10	116,40	122,80	112,20	112,80	105,80	110,90	98,86
											102,90
140,40	115,00	136,70	115,80	130,40	113,40	120,70	111,10	113,60	107,40	108,30	106,60
									110,40	116,20	104,90
									105,10	112,70	
126,40	108,30	125,50	108,70	122,90	109,90	119,00	104,90	112,30	111,50	119,80	112,50

Tabela A.14 - Tensões nas linhas (MPa) para pressão de 12,3 MPa - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

0°	15°		30°		45°		60°		75°		90°
σ_{m+b}	σ_m										
108,62	107,00	108,03	107,81	112,95	108,93	120,50	110,02	127,55	110,82	132,59	111,11
95,67	93,86	97,05	95,69	100,65	98,10	105,28	100,44	109,67	102,09	112,78	102,69
101,29	45,73	97,11	48,92	92,35	52,87	85,34	56,68	77,72	63,68	78,12	64,65
130,01	61,93	124,85	62,04	111,75	62,31	93,39	68,57	83,55	69,14	86,91	68,29
356,82	207,75	351,78	186,71	303,07	157,93	231,98	125,71	161,13	96,31	112,57	82,03
257,93	194,34	272,81	184,50	239,48	165,93	186,96	140,47	161,38	110,31	147,35	86,85
									116,44	148,09	
219,92	172,69	222,75	172,32	210,08	158,18	166,05	142,68	156,70	120,01	146,86	90,31
											98,20
201,72	161,01	202,09	157,32	181,55	147,60	154,61	140,10	146,12	126,32	141,20	108,13
											114,29
185,85	150,68	184,75	146,74	166,17	143,17	151,04	138,01	138,74	130,13	136,41	121,60
											126,57
172,69	141,45	168,14	142,43	160,39	139,48	148,46	136,65	139,73	132,10	133,21	131,12
									135,79	142,93	129,03
									129,27	138,62	
155,47	133,21	154,37	133,70	151,17	135,18	146,37	129,03	138,13	137,15	147,35	138,38

Tabela A.15 - Tensões nas linhas (MPa) para cortante em X de $5,39 \times 10^5$ N - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

0°	15°		30°		45°		60°		75°		90°
σ_{m+b}	σ_m										
238,82	169,12	230,79	153,97	207,93	130,57	173,97	102,11	166,42	75,15	168,90	67,28
188,63	161,08	182,43	144,37	164,43	118,06	136,39	85,07	113,32	60,59	109,22	42,45
68,20	47,44	53,48	42,91	49,92	36,07	44,26	33,42	45,55	36,60	48,73	34,45
27,93	22,80	28,41	23,18	28,22	25,66	28,95	25,72	39,25	27,33	48,47	27,44
34,45	11,52	34,13	10,78	33,21	10,30	41,19	10,40	48,95	10,40	53,80	8,73
28,30	8,57	28,19	8,68	31,86	9,81	39,14	12,61	46,20	13,64	48,90	11,59
									12,56	39,52	
24,74	6,52	25,61	7,12	28,14	8,19	30,67	10,14	32,99	11,16	33,05	12,35
											11,75
20,81	4,64	21,73	4,69	20,81	5,12	19,03	6,90	20,32	8,30	20,81	9,81
											9,11
15,80	2,97	16,82	3,07	14,99	4,31	14,23	5,44	13,37	6,52	12,88	7,28
											6,15
10,19	1,78	10,67	3,02	12,67	4,20	12,24	5,07	11,48	5,55	9,43	4,80
									4,69	8,46	3,29
									3,61	6,15	
3,56	2,75	4,58	2,80	5,77	3,77	7,44	3,99	6,63	3,40	4,53	2,26

Tabela A.16 - Tensões nas linhas (MPa) para cortante em Z de $5,39 \times 10^5$ N - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

0°	15°		30°		45°		60°		75°		90°
σ_{m+b}	σ_m										
182,22	75,31	167,98	102,27	166,47	130,68	174,24	154,07	208,25	169,12	230,68	174,67
106,96	60,97	109,49	85,45	112,78	118,33	137,42	144,42	164,91	160,87	182,27	166,47
43,24	32,35	42,43	34,34	43,88	36,01	43,94	41,73	48,25	59,46	68,36	61,30
40,92	27,55	36,87	27,01	34,61	25,07	29,54	19,35	25,18	15,09	19,03	14,66
44,58	8,90	45,77	10,19	43,07	11,05	37,14	11,64	28,73	12,18	29,54	12,61
45,23	9,27	42,37	10,35	39,57	10,73	33,05	10,73	27,98	9,49	30,57	9,33
									8,46	29,70	
35,74	11,81	35,63	11,27	23,07	10,67	25,28	9,43	24,26	7,92	28,36	8,36
											8,14
25,23	10,14	24,74	9,27	19,78	7,76	14,12	7,44	18,60	7,55	23,94	8,30
											8,14
18,87	7,92	16,33	6,63	10,30	6,31	11,32	6,20	15,09	7,33	19,52	8,46
											8,41
12,88	6,25	9,60	5,50	7,49	4,96	8,73	5,18	12,24	7,01	16,39	8,19
									6,15	11,59	5,98
									5,12	7,66	
11,21	5,12	9,00	3,94	4,31	1,83	4,69	3,34	5,34	3,40	4,20	4,74

Tabela A.17 - Tensões nas linhas (MPa) para momento em X de $1,43 \times 10^8$ N mm - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

0°	15°		30°		45°		60°		75°		90°
σ_{m+b}	σ_m										
191,09	157,82	170,96	141,51	153,39	115,71	125,30	82,16	88,75	43,17	46,26	8,52
151,25	143,39	145,96	128,58	130,77	104,97	106,83	74,27	75,99	38,62	40,98	6,00
106,29	58,53	96,15	53,33	87,72	45,12	74,22	34,91	56,86	28,96	42,95	27,12
43,13	37,75	44,52	35,45	42,02	31,26	37,53	25,45	28,46	24,38	26,36	24,07
41,00	11,67	42,20	16,55	40,76	21,01	36,48	23,62	30,01	25,09	31,06	25,92
33,75	8,81	32,09	11,31	30,73	13,93	26,85	14,97	30,01	15,41	33,52	16,01
									12,32	31,91	
25,14	9,24	25,06	10,18	21,75	10,07	22,28	10,05	25,65	10,88	29,52	12,20
											11,25
21,28	7,51	19,67	7,72	14,45	6,92	14,88	7,44	18,38	8,86	23,19	10,23
											9,48
16,01	5,39	13,66	5,16	7,52	5,49	11,65	6,21	14,51	7,66	17,98	8,86
											8,22
10,33	3,45	7,24	4,04	7,47	4,13	8,81	5,15	11,42	6,86	14,58	7,51
									5,55	9,73	5,01
									4,32	6,15	
6,65	2,09	5,24	1,71	2,35	0,91	3,56	2,85	4,30	2,56	3,34	3,52

Tabela A.18 - Tensões nas linhas (MPa) para momento em Z de $1,43 \times 10^8$ N mm - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

θ°	15°		30°		45°		60°		75°		90°	
	σ_{m+b}	σ_m										
	11,74	43,20	46,23	82,32	88,57	115,92	125,10	141,68	153,23	157,81	170,96	174,67
	17,65	38,78	41,80	74,53	77,24	105,19	107,82	128,66	131,02	143,37	145,37	148,51
	38,72	25,27	39,89	35,06	13,46	45,51	74,20	53,53	88,51	70,05	108,78	72,08
	28,83	21,76	28,39	25,44	29,25	31,26	34,52	31,76	38,77	34,63	46,68	35,16
	41,11	29,75	40,88	25,06	37,46	19,67	37,79	15,29	45,84	12,49	51,40	10,19
	37,75	17,71	36,91	14,77	36,19	11,94	32,68	10,76	40,70	11,42	44,20	10,39
										10,02	36,38	
	34,01	11,78	34,83	9,91	34,59	6,93	29,97	7,75	30,76	8,68	31,08	9,89
												9,26
	28,95	8,39	29,32	5,86	25,29	4,45	19,70	5,26	21,04	6,36	21,26	7,65
												7,03
	22,83	6,06	22,60	4,06	17,62	3,69	15,65	4,27	15,45	5,12	14,84	5,67
												4,86
	16,84	3,90	14,82	3,46	14,24	3,19	12,11	3,80	11,75	4,47	11,06	3,77
										3,87	6,25	2,40
										2,59	4,92	
	7,80	1,67	6,40	1,43	3,72	1,64	5,59	2,64	5,96	2,49	4,73	1,14

Tabela A.19 - Tensões nas linhas (MPa) para torção de $1,64 \times 10^8$ N mm - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

θ°	15°		30°		45°		60°		75°		90°	
	σ_{m+b}	σ_m										
	186,97	173,36	185,66	173,36	185,50	173,36	185,17	173,36	184,84	173,36	184,51	174,67
	179,26	171,06	179,10	171,06	178,77	170,90	178,44	170,90	177,95	170,90	177,62	170,90
	81,73	66,93	76,97	66,46	75,69	65,93	74,13	65,44	72,64	81,48	89,12	81,40
	46,07	40,08	44,10	39,44	43,07	38,51	41,30	34,98	41,26	33,97	40,02	33,67
	43,07	19,58	41,36	18,53	38,31	17,30	35,07	16,28	32,65	15,69	31,52	15,38
	20,22	11,58	20,29	11,29	18,98	11,08	17,70	11,03	16,08	11,17	15,64	11,33
										8,60	10,08	
	8,98	7,60	9,09	7,66	8,79	6,74	7,49	6,83	7,93	7,13	7,96	8,36
												7,42
	5,08	5,14	5,53	4,54	5,00	3,65	3,75	3,93	4,64	4,58	5,26	5,84
												4,97
	4,08	3,36	4,15	2,65	3,14	2,59	3,05	2,68	3,23	3,05	3,85	3,66
												2,74
	3,38	2,10	2,80	1,98	2,40	1,79	2,51	1,90	2,61	2,21	3,07	1,91
										1,32	2,31	0,82
										0,74	1,44	
	2,37	1,34	1,95	0,94	1,13	0,59	0,99	0,60	1,07	0,28	0,55	0,14

Tensões nas linhas (MPa) para pressão de 10 MPa + Cortante em X de $5,41 \times 10^5$ N - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

0°	15°		30°		45°		60°		75°		90°
σ_{m+b}	σ_m										
327,94	256,68	319,40	242,14	300,47	219,57	272,53	191,90	270,68	165,51	277,27	157,84
267,05	237,94	261,95	222,66	246,81	198,22	222,44	167,02	202,86	143,80	201,28	126,09
150,78	84,78	132,61	82,83	125,17	79,17	113,79	79,62	108,90	88,50	112,41	87,13
133,72	73,23	130,01	73,70	119,16	76,41	104,98	81,55	107,31	83,63	119,29	83,05
324,67	180,45	320,24	162,62	279,72	138,73	229,93	112,64	180,12	88,74	145,50	75,45
238,10	166,60	250,09	158,71	226,67	144,74	191,27	126,86	177,56	103,37	168,86	82,24
									107,27	160,05	
203,63	146,95	206,79	147,24	199,04	136,82	165,78	126,17	160,50	108,77	152,56	85,81
											91,63
184,88	135,55	186,10	132,61	168,48	125,14	144,79	120,82	139,19	111,03	135,68	97,75
											102,06
166,95	125,48	167,08	122,38	150,14	120,73	137,08	117,66	126,21	112,35	123,83	106,16
											109,07
150,62	116,79	147,41	118,83	143,11	117,62	132,98	116,18	125,12	112,97	117,77	111,41
									115,11	124,69	108,20
									108,72	118,87	
129,97	111,06	130,10	111,51	128,69	113,69	126,46	108,90	118,95	114,91	124,34	114,77

Tensões nas linhas (MPa) para pressão de 12,3 MPa + Cortante em X de $4,79 \times 10^5$ N - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

0°	15°		30°		45°		60°		75°		90°
σ_{m+b}	σ_m										
320,97	257,37	313,24	244,71	297,84	225,03	275,19	200,81	275,53	177,64	282,77	170,93
263,40	237,09	259,26	224,06	246,85	203,08	226,56	176,08	210,43	155,97	209,90	140,44
161,93	87,91	144,66	87,08	136,74	84,94	124,69	86,40	118,23	96,23	121,45	95,28
154,84	82,21	150,11	82,65	136,84	85,13	119,13	91,44	118,45	93,44	130,00	92,69
387,45	217,99	382,12	196,30	332,60	167,09	268,60	134,96	204,66	105,56	160,41	89,80
283,10	201,96	297,88	192,22	267,81	174,65	221,76	151,69	202,46	122,44	190,83	97,16
									127,61	183,23	
241,92	178,49	245,52	178,65	235,10	165,47	193,33	151,69	186,04	129,93	176,24	101,29
											108,65
220,22	165,13	221,41	161,49	200,05	152,15	171,53	146,24	164,19	133,70	159,70	116,85
											122,39
199,90	153,32	199,71	149,47	179,50	147,00	163,69	142,85	150,63	135,93	147,87	128,07
											132,03
181,75	143,03	177,63	145,11	171,65	143,22	159,34	141,16	149,94	137,04	141,60	135,39
									139,96	150,46	131,95
									132,48	144,08	
158,63	135,65	158,44	136,19	156,30	138,54	152,99	132,58	144,03	140,17	151,38	140,39

Tensões nas linhas (MPa) para pressão de 10 MPa + Cortante em Z de $5,30 \times 10^5$ N - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

0°	15°		30°		45°		60°		75°		90°
σ_{m+b}	σ_m										
267,40	161,01	252,93	188,16	255,45	216,99	269,22	240,88	308,38	256,31	334,52	262,00
182,90	136,24	186,51	161,78	192,67	196,06	220,65	223,61	251,24	241,11	270,83	247,11
124,84	68,97	120,65	73,52	118,21	78,37	112,56	87,09	110,61	110,21	130,69	112,80
145,92	77,43	137,74	76,99	124,87	75,30	104,97	74,77	92,67	71,05	89,36	69,93
333,92	177,64	330,98	161,81	288,73	139,26	225,11	113,64	159,24	90,27	120,56	79,09
254,15	167,11	263,45	160,17	233,59	145,44	184,48	124,74	158,70	99,01	149,84	79,78
									102,99	149,59	
213,93	152,00	216,12	151,17	193,48	139,09	159,85	125,27	151,24	105,36	147,27	81,63
											87,84
188,80	140,86	188,62	137,01	167,05	127,63	139,58	121,21	137,08	110,12	138,33	96,07
											100,92
169,64	130,29	166,25	125,82	145,22	122,60	133,93	118,29	127,64	113,01	130,08	107,18
											111,17
153,06	121,15	146,13	121,20	137,76	118,27	129,28	116,19	125,63	114,29	124,41	114,65
									116,44	127,59	110,78
									110,13	120,22	
137,42	113,33	134,35	112,57	127,14	111,70	123,61	108,19	117,55	114,84	123,93	117,16

Tensões nas linhas (MPa) para pressão de 12,3 MPa + Cortante em Z de $4,66 \times 10^5$ N - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

0°	15°		30°		45°		60°		75°		90°
σ_{m+b}	σ_m										
266,03	172,06	253,15	196,16	256,76	221,82	271,02	243,12	307,45	256,91	331,87	262,00
188,07	146,53	191,64	169,51	198,08	200,32	223,99	225,20	252,13	241,06	270,24	246,50
138,64	73,67	133,76	78,59	130,26	83,98	123,30	92,73	119,40	115,05	137,17	117,60
165,36	85,73	156,70	85,37	141,65	83,97	118,91	85,29	105,30	82,18	103,35	80,96
395,33	215,43	391,32	195,51	340,28	167,48	264,07	135,77	185,95	106,84	138,09	92,93
297,00	202,35	309,41	193,44	273,66	175,20	215,51	149,74	185,55	118,51	173,76	94,91
									123,75	173,75	
250,80	182,89	253,53	182,05	230,01	167,40	187,89	150,83	177,66	126,86	171,36	97,53
											105,23
223,52	169,77	223,47	165,33	198,64	154,31	166,81	146,53	162,19	132,84	161,88	115,30
											121,32
202,15	157,53	198,86	152,47	175,07	148,62	160,82	143,37	151,78	136,46	153,27	128,91
											133,84
183,82	146,85	176,43	147,18	166,86	143,76	156,00	141,12	150,30	138,15	147,37	138,20
									141,10	152,94	134,20
									133,69	145,23	
165,16	137,63	162,15	137,10	154,90	136,76	150,42	131,92	142,74	140,08	150,98	142,48

ensões nas linhas (MPa) para pressão de 10 MPa + momento em X de $1,43 \times 10^8$ N mm - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

0°	15°		30°		45°		60°		75°		90°
σ_{m+b}	σ_m										
280,05	245,34	259,36	229,63	245,73	204,66	223,69	171,89	192,75	133,42	154,21	98,88
229,53	220,18	225,35	206,81	213,04	185,09	192,78	156,18	165,41	121,75	132,80	89,51
188,99	95,90	175,42	93,28	163,09	88,25	143,85	81,10	120,24	80,83	106,60	79,77
148,98	88,22	146,17	86,01	133,01	82,03	113,59	81,29	96,49	80,67	97,11	79,67
331,24	180,61	328,35	168,41	287,30	149,48	225,20	125,90	161,11	103,48	122,69	92,70
243,56	166,84	254,00	161,35	225,54	148,88	178,94	129,22	161,31	105,14	153,43	86,67
									107,03	152,41	0,00
204,02	149,67	206,25	150,32	192,62	138,70	157,35	126,08	153,14	108,49	149,02	85,66
											91,13
185,35	138,43	184,03	135,65	162,10	126,94	140,63	121,37	137,24	111,59	138,07	98,18
											102,43
167,16	127,91	163,90	124,48	142,64	121,90	134,49	118,43	127,36	113,49	128,94	107,75
											111,14
150,76	118,46	143,97	119,86	137,89	117,54	129,54	116,26	125,06	114,29	122,93	114,13
									115,97	125,96	109,92
									109,43	118,87	
133,07	110,40	130,76	110,41	125,26	110,82	122,57	107,76	116,61	114,07	123,16	116,03

ensões nas linhas (MPa) para pressão de 12,3 MPa + momento em X de $1,27 \times 10^8$ N mm - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

0°	15°		30°		45°		60°		75°		90°
σ_{m+b}	σ_m										
278,53	247,32	260,04	233,63	249,34	211,82	231,91	183,08	206,46	149,21	173,72	118,69
230,15	221,36	226,83	210,02	216,92	191,44	200,27	166,47	177,24	136,43	149,21	108,02
195,80	97,77	182,60	96,34	170,35	92,99	151,34	87,72	128,27	89,43	116,31	88,77
168,36	95,49	164,43	93,56	149,11	90,11	126,76	91,20	108,86	90,82	110,35	89,69
393,28	218,13	389,31	201,43	339,31	176,61	264,41	146,71	187,81	118,62	140,19	105,08
287,94	202,18	301,34	194,55	266,81	178,32	210,83	153,78	188,06	124,01	177,15	101,09
									127,40	176,46	
242,27	180,90	245,04	181,37	229,42	167,13	185,86	151,61	179,51	129,69	173,11	101,16
											108,21
220,64	167,68	219,58	164,18	194,40	153,75	167,84	146,72	162,46	134,20	161,82	117,23
											122,72
200,09	155,48	196,89	151,33	172,85	148,05	161,40	143,53	151,64	136,94	152,40	129,48
											133,87
181,88	144,52	174,58	146,02	167,03	143,15	156,30	141,23	149,89	138,20	146,18	137,79
									140,72	151,58	133,48
									133,11	144,09	
161,38	135,07	159,03	135,22	153,26	135,99	149,54	131,56	141,95	139,43	150,32	141,51

28 - Tensões nas linhas (MPa) para pressão de 10 MPa + Torção de $1,61 \times 10^8$ N mm - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

0°	15°		30°		45°		60°		75°		90°
σ_{m+b}	σ_m										
272,07	257,37	270,30	258,03	274,14	258,94	279,95	259,83	285,36	260,48	289,14	262,00
253,96	244,43	254,92	245,92	257,53	247,72	260,96	249,62	264,05	250,96	266,26	251,45
162,67	102,96	154,60	105,08	149,47	107,78	142,24	110,39	134,58	131,85	151,10	132,56
150,98	89,74	144,84	89,21	133,18	88,51	116,52	90,13	108,49	89,59	109,99	88,61
332,43	188,15	326,65	170,01	284,05	145,41	223,06	118,20	163,09	93,72	122,50	81,80
229,57	169,38	241,74	161,09	213,35	145,79	169,39	125,04	147,00	100,66	135,17	81,75
									103,13	130,31	
187,63	147,87	190,03	147,63	179,43	135,23	142,36	122,71	135,19	104,58	127,23	81,64
											87,13
169,00	135,95	169,73	132,36	152,52	123,58	129,39	117,77	123,36	107,21	119,97	93,65
											97,80
155,11	125,80	154,28	121,90	138,18	118,95	125,80	114,84	115,98	108,80	114,68	102,46
											105,60
143,72	117,06	139,45	117,75	132,76	115,16	123,17	112,97	116,16	109,58	111,32	108,48
									111,70	118,47	105,70
									105,82	114,11	
128,73	109,62	127,42	109,63	124,01	110,48	119,97	105,49	113,36	111,78	120,34	112,64

29 - Tensões nas linhas (MPa) para pressão de 12,3 MPa + Torção de $1,42 \times 10^8$ N mm - Bocal cilíndrico radial em casca cilíndrica

0°	15°		30°		45°		60°		75°		90°
σ_{m+b}	σ_m										
270,14	256,76	268,41	257,57	273,19	258,69	280,46	259,78	287,22	260,58	291,98	262,00
250,53	241,63	251,76	243,46	255,08	245,73	259,43	248,07	263,39	249,72	266,22	250,32
171,89	103,55	163,60	106,33	157,74	109,83	149,38	113,21	140,47	134,07	155,11	134,97
169,81	96,56	162,95	96,11	148,96	95,58	129,07	98,79	119,20	98,48	121,48	97,38
394,03	224,67	387,51	202,72	336,17	172,88	262,27	139,78	189,34	109,87	139,80	95,31
275,40	204,34	290,34	194,25	255,87	175,50	202,25	150,00	175,27	119,96	160,86	96,64
									123,87	156,80	
227,68	179,25	230,60	178,94	217,67	164,01	172,52	148,58	163,55	126,17	153,74	97,53
											104,61
206,11	165,45	206,86	161,24	185,87	150,75	157,85	143,50	150,13	130,28	145,75	113,18
											118,58
189,37	153,58	188,33	149,03	168,88	145,41	153,67	140,33	141,53	132,76	139,73	124,76
											128,94
175,61	143,26	170,56	144,14	162,47	141,03	150,63	138,29	141,98	134,01	135,87	132,77
									136,93	144,93	129,73
									129,91	139,86	
157,52	134,37	156,06	134,52	152,14	135,69	147,22	129,55	139,06	137,39	147,82	138,50

APÊNDICE B

VERIFICAÇÕES DE TENSÕES: BOCAL CILÍNDRICO RADIAL EM CASCA CILÍNDRICA

B.1 Carregamentos Aplicados Individualmente no Bocal

- Considerando válidos os resultados nas linhas L1 e L2:

Cortante em X de $5,39 \times 10^5$ N. Da Tabela A.15, tem-se:

a) Bocal

$$P_m = 174,67 \text{ MPa} = S_m$$

$$P_m + P_b = 238,82 < 1,5 S_m = 262 \text{ MPa}$$

c) Casca/descontinuidade

$$P_L = 13,64 \text{ MPa} < 1,5 S_m$$

$$P_L + P_b = 53,80 \text{ MPa} < 1,5 S_m$$

b) Reforço

$$P_m = 27,44 \text{ MPa} < S_m$$

$$P_m + P_b = 49,33 \text{ MPa} < 1,5 S_m$$

d) Casca

$$P_m = 4,69 \text{ MPa} < S_m$$

$$P_m + P_b = 8,46 \text{ MPa} < 1,5 S_m$$

Cortante em Z de $5,39 \times 10^5$ N. Da Tabela A.16, tem-se:

a) Bocal

$$P_m = 174,67 \text{ MPa} = S_m$$

$$P_m + P_b = 238,50 < 1,5 S_m = 262 \text{ MPa}$$

c) Casca/descontinuidade

$$P_L = 12,61 \text{ MPa} < 1,5 S_m$$

$$P_L + P_b = 45,77 \text{ MPa} < 1,5 S_m$$

b) Reforço

$$P_m = 28,46 \text{ MPa} < S_m$$

$$P_m + P_b = 40,92 \text{ MPa} < 1,5 S_m$$

d) Casca

$$P_m = 6,15 \text{ MPa} < S_m$$

$$P_m + P_b = 11,59 \text{ MPa} < 1,5 S_m$$

Momento em X de $1,43 \times 10^8$ Nmm. Da Tabela A.17, tem-se:

a) Bocal

$$P_m = 174,67 \text{ MPa} = S_m$$

$$P_m + P_b = 191,09 < 1,5 S_m = 262 \text{ MPa}$$

c) Casca/descontinuidade

$$P_L = 25,92 \text{ MPa} < 1,5 S_m$$

$$P_L + P_b = 42,20 \text{ MPa} < 1,5 S_m$$

b) Reforço

$$P_m = 38,95 \text{ MPa} < S_m$$

$$P_m + P_b = 44,52 \text{ MPa} < 1,5 S_m$$

d) Casca

$$P_m = 5,55 \text{ MPa} < S_m$$

$$P_m + P_b = 9,73 \text{ MPa} < 1,5 S_m$$

Momento em Z de $1,43 \times 10^8$ Nmm. Da Tabela A.18, tem-se:

a) Bocal

$$P_m = 174,67 \text{ MPa} = S_m$$

$$P_m + P_b = 190,54 < 1,5 S_m = 262 \text{ MPa}$$

c) Casca/descontinuidade

$$P_L = 31,79 \text{ MPa} < 1,5 S_m$$

$$P_L + P_b = 51,40 \text{ MPa} < 1,5 S_m$$

b) Reforço

$$P_m = 35,16 \text{ MPa} < S_m$$

$$P_m + P_b = 46,93 \text{ MPa} < 1,5 S_m$$

d) Casca

$$P_m = 3,87 \text{ MPa} < S_m$$

$$P_m + P_b = 7,80 \text{ MPa} < 1,5 S_m$$

Torção de $1,64 \times 10^8$ Nmm. Da Tabela A.19, tem-se:

a) Bocal

$$P_m = 174,67 \text{ MPa} = 1,5 S_m$$

$$P_m + P_b = 186,97 < 1,5 S_m = 262 \text{ MPa}$$

c) Casca/descontinuidade

$$P_L = 19,91 \text{ MPa} < 1,5 S_m$$

$$P_L + P_b = 43,07 \text{ MPa} < 1,5 S_m$$

b) Reforço

$$P_m = 40,61 \text{ MPa} < S_m$$

$$P_m + P_b = 46,07 \text{ MPa} < 1,5 S_m$$

d) Casca

$$P_m = 1,50 \text{ MPa} < S_m$$

$$P_m + P_b = 2,37 \text{ MPa} < 1,5 S_m$$

- Desprezando as linhas L1 e L2 (próximas à região onde se aplica os carregamentos), e tomando como carga aplicável aquela obtida pelas fórmulas simples de colapso na tubulação (Seção 5.3.3.1):

i) Cortante: Da aplicação da fórmula obteve-se $6,06 \times 10^5$ N. Calculando, de forma proporcional, as tensões nas linhas (excluindo L1 e L2), seriam obtidas tensões que atendem aos limites, como se mostra abaixo:

Cortante em X

a) Bocal

$$P_m = 62,46 \text{ MPa} < S_m$$

$$P_m + P_b = 76,63 \text{ MPa} < 1,5 S_m$$

c) Casca/descontinuidade

$$P_L = 15,33 \text{ MPa} < 1,5 S_m$$

$$P_L + P_b = 60,45 \text{ MPa} < 1,5 S_m$$

b) Reforço

$$P_m = 30,83 \text{ MPa} < S_m$$

$$P_m + P_b = 55,43 \text{ MPa} < 1,5 S_m$$

d) Casca

$$P_m = 5,27 \text{ MPa} < S_m$$

$$P_m + P_b = 9,50 \text{ MPa} < 1,5 S_m$$

Cortante em Z

a) Bocal

$$P_m = 68,88 \text{ MPa} < S_m$$

$$P_m + P_b = 79,55 \text{ MPa} < 1,5 S_m$$

c) Casca/descontinuidade

$$P_L = 14,17 \text{ MPa} < 1,5 S_m$$

$$P_L + P_b = 51,43 \text{ MPa} < 1,5 S_m$$

b) Reforço

$$P_m = 31,98 \text{ MPa} < S_m$$

$$P_m + P_b = 45,98 \text{ MPa} < 1,5 S_m$$

d) Casca

$$P_m = 6,91 \text{ MPa} < S_m$$

$$P_m + P_b = 13,02 \text{ MPa} < 1,5 S_m$$

ii) **Momento:** Da aplicação da fórmula obteve-se $1,59 \times 10^8$ Nmm. Desprezando os resultados das linhas L1 e L2 e calculando as tensões nas demais linhas, seriam obtidas tensões que atendem aos limites, como se mostra abaixo:

Momento em X

a) Bocal

$$P_m = 70,06 \text{ MPa} < S_m$$

$$P_m + P_b = 118,01 \text{ MPa} < 1,5S_m$$

b) Reforço

$$P_m = 43,25 \text{ MPa} < S_m$$

$$P_m + P_b = 49,43 \text{ MPa} < 1,5S_m$$

c) Casca/descontinuidade

$$P_L = 28,78 \text{ MPa} < 1,5S_m$$

$$P_L + P_b = 46,85 \text{ MPa} < 1,5S_m$$

d) Casca

$$P_m = 6,16 \text{ MPa} < S_m$$

$$P_m + P_b = 10,80 \text{ MPa} < 1,5S_m$$

Momento em Z

a) Bocal

$$P_m = 79,97 \text{ MPa} < S_m$$

$$P_m + P_b = 124,53 < 1,5 S_m = 262 \text{ MPa}$$

b) Reforço

$$P_m = 39,00 \text{ MPa} < S_m$$

$$P_m + P_b = 52,06 \text{ MPa} < 1,5S_m$$

c) Casca/descontinuidade

$$P_L = 35,27 \text{ MPa} < 1,5S_m$$

$$P_L + P_b = 57,02 \text{ MPa} < 1,5S_m$$

d) Casca

$$P_m = 4,29 \text{ MPa} < S_m$$

$$P_m + P_b = 8,65 \text{ MPa} < 1,5S_m$$

iii) **Torção:** Da aplicação da fórmula obteve-se $1,90 \times 10^8$ Nmm. Desprezando os resultados das linhas L1 e L2 e calculando as tensões nas demais linhas, seriam obtidas tensões que atendem aos limites, como se mostra abaixo:

a) Bocal

$$P_m = 94,44 \text{ MPa} < 1,5S_m$$

$$P_m + P_b = 103,40 < 1,5 S_m = 262 \text{ MPa}$$

b) Reforço

$$P_m = 47,12 \text{ MPa} < S_m$$

$$P_m + P_b = 53,45 \text{ MPa} < 1,5S_m$$

c) Casca/descontinuidade

$$P_L = 23,10 \text{ MPa} < 1,5S_m$$

$$P_L + P_b = 49,97 \text{ MPa} < 1,5S_m$$

d) Casca

$$P_m = 1,74 \text{ MPa} < S_m$$

$$P_m + P_b = 2,75 \text{ MPa} < 1,5S_m$$

Momento de $1,27 \times 10^8$ Nmm + P de 12,3 MPa

Da Tabela A.25, tem-se:

a) Bocal

$$P_L = 262 \text{ MPa} = 1,5S_m$$

$$P + Q = 278,53 < 3S_m = 524 \text{ MPa}$$

b) Reforço

$$P_m = 100,14 \text{ MPa} < S_m$$

$$P + Q = 168,36 \text{ MPa} < 3S_m$$

c) Casca/descontinuidade

$$P_L = 223,06 \text{ MPa} < 1,5S_m$$

$$P + Q = 393,28 \text{ MPa} < 1,5S_m$$

d) Casca

$$P_m = 141,51 \text{ MPa} < S_m$$

$$P + Q = 161,38 \text{ MPa} < 1,5S_m$$

iv) Momento em Z**Momento de $1,40 \times 10^8$ Nmm + P de 10 MPa**

Da Tabela A.26, tem-se:

a) Bocal

$$P_L = 262 \text{ MPa} = 1,5S_m$$

$$P + Q = 296,46 < 3S_m = 524 \text{ MPa}$$

b) Reforço

$$P_m = 90,25 \text{ MPa} < S_m$$

$$P + Q = 134,03 \text{ MPa} < 3S_m$$

c) Casca/descontinuidade

$$P_L = 206,34 \text{ MPa} < 1,5S_m$$

$$P + Q = 330,50 \text{ MPa} < 1,5S_m$$

d) Casca

$$P_m = 114,21 \text{ MPa} < S_m$$

$$P + Q = 134,07 \text{ MPa} < 1,5S_m$$

Momento de $1,23 \times 10^8$ Nmm + P de 12,3 MPa

Da Tabela A.27, tem-se:

a) Bocal

$$P_L = 262 \text{ MPa} = 1,5S_m$$

$$P + Q = 298,92 < 3S_m = 524 \text{ MPa}$$

b) Reforço

$$P_m = 99,06 \text{ MPa} < S_m$$

$$P + Q = 154,92 \text{ MPa} < 3S_m$$

c) Casca/descontinuidade

$$P_L = 242,83 \text{ MPa} < 1,5S_m$$

$$P + Q = 392,33 \text{ MPa} < 1,5S_m$$

d) Casca

$$P_m = 139,37 \text{ MPa} < S_m$$

$$P + Q = 162,21 \text{ MPa} < 1,5S_m$$

v) Torção**Torção de $1,61 \times 10^8$ Nmm + P de 10 MPa**

Da Tabela A.28, tem-se:

a) Bocal

$$P_L = 262 \text{ MPa} = 1,5S_m$$

$$P + Q = 291,67 < 3S_m = 524 \text{ MPa}$$

b) Reforço

$$P_m = 93,17 \text{ MPa} < S_m$$

$$P + Q = 150,98 \text{ MPa} < 3S_m$$

c) Casca/descontinuidade

$$P_L = 194,67 \text{ MPa} < 1,5S_m$$

$$P + Q = 332,43 \text{ MPa} < 1,5S_m$$

d) Casca

$$P_m = 112,64 \text{ MPa} < S_m$$

$$P + Q = 128,73 \text{ MPa} < 1,5S_m$$

Torção de $1,42 \times 10^8$ Nmm + P de 12,3 MPa

Da Tabela A.29, tem-se:

a) Bocal

$$P_L = 262 \text{ MPa} = 1,5S_m$$

$$P + Q = 294,70 < 3S_m = 524 \text{ MPa}$$

b) Reforço

$$P_m = 100,59 \text{ MPa} < S_m$$

$$P + Q = 169,81 \text{ MPa} < 3S_m$$

c) Casca/descontinuidade

$$P_L = 232,57 \text{ MPa} < 1,5S_m$$

$$P + Q = 394,03 \text{ MPa} < 1,5S_m$$

d) Casca

$$P_m = 138,50 \text{ MPa} < S_m$$

$$P + Q = 157,52 \text{ MPa} < 1,5S_m$$

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] ASME Boiler and Pressure Vessel Code, *Section III, Division 1, Subsection NB, Class 1 Components*. The American Society of Mechanical Engineers. New York, NY, 1989.
- [2] MACKENZIE, D., BOYLE, J.. *Pressure Vessel Design by Analysis . A Short Course - SIBRAT, Rio de Janeiro*, 1996.
- [3] ANSYS User's Manual for Revision 5.0. *Swanson Analysis System, Inc.* Houston, PA, 1992.
- [4] HOLLINGER, G. L.; HECHMER, J. L., *Phase 1 Report: Three Dimensional Stress Criteria*, PVRC Grants 89-16 and 90-13, New York, NY, 1991.
- [5] ASME, *Criteria-of the ASME Boiler and Pressure Vessel Code for Design by Analysis in Sections III and VIII, Division 2*, The American Society of Mechanical Engineers, New York, NY, 1969.
- [6] TIMOSHENKO, S. P., WOINOWSKY-KRIEGER, S., *Theory of Plates and Shells*. 2th Edition, McGraw-Hill, 1959.
- [7] KRAUS, H., *Thin Elastic Shells*. John Wiley & Sons, Inc., 1967.
- [8] ASME Boiler and Pressure Vessel Code, *Section VIII, Division 1, Pressure Vessel*. The American Society of Mechanical Engineers. New York, NY, 1989.
- [9] ASME Boiler and Pressure Vessel Code, *Section VIII, Division 2, Pressure Vessel – Alternative Rules*. The American Society of Mechanical Engineers. New York, NY, 1989

- [10] GORDON, J. L., FASICZKA, R. J., *Introduction to Finite Element Analysis*, PVP Tutorial Series, New York , NY, 1991.
- [11] ZIENKIEWICZ, O. C., *The Finite Element Method*, 3rd Edition, McGraw-Hill, 1977.
- [12] KROENKE, W. C., *Classification of Finite Element Stresses According to ASME Section III Stress Categories*, PVP, 1974.
- [13] KROENKE, W.C., ADDICOTT, G. W., HINTON, B. M., *Interpretation of Finite Element Stresses According to ASME Section III*, PVP, 1975.
- [14] KRONKE, W.C., HECHMER, J. L.; HOLLINGER, G. L., PEDANI, A. J., *Component Evaluation Using Finite Element Method*, PVP, 1985.
- [15] HOLLINGER, G. L., HECHMER, J. L., *Three-Dimensional Stress Criteria - A Weak Link in Vessel Design and Analysis*, PVP, 1986.
- [16] HECHMER, J. L., HOLLINGER, G. L., *Three Dimensional Stress Criteria - Application of Code Rules*, PVP, 1987.
- [17] HECHMER, J. L., HOLLINGER, G. L., *Considerations in the Calculations of the Primary-Plus-Secondary Stress Intensity Range for Code Stress Classification*, PVP, 1988.
- [18] HECHMER, J. L., HOLLINGER, G. L., *Code Evaluation of 3D Stress on a Plane*, PVP, 1989.
- [19] HECHMER, J. L., HOLLINGER, G. L., *Three Dimensional Stress Criteria*, PVP, 1991.

- [20] HECHMER, J. L., HOLLINGER, G. L., *The ASME Code and 3D Stress Evaluation*, Journal of Pressure Vessel Technology, 1991.
- [21] HECHMER, J. L., HOLLINGER, G. L., *Three Dimensional Stress Evaluation Guidelines Progress Report*, PVP, 1994.
- [22] PASTOR, T. M., HECHMER, J. L., *ASME Task Group Report on Primary Stress*, PVP, 1994.
- [23] MACKENZIE, D., SHI, J., NADARAJAH, C., BOYLE, J. T., *An Interactive Elastic Analysis Procedure for Estimating Lower Bound Limit Loads*, PVP, 1992.
- [24] SESHADRI, R., *The Generalized Local Stress Strain (GLOSS) Analysis – Theory and Applications*, Journal of Pressure Vessel Technology, 1991.
- [25] HOLLINGER, G. L., HECHMER, J. L., *Progress Report on the PVRC 3D Stress Criteria Guidelines Project*, PVP, 1995.
- [26] HECHMER, J. L., HOLLINGER, G. L., *3D Stress Criteria (Phase 2): Guidelines for Application*, PVRC Grant 91-14, Final Report (Rev. 2a), 1997.
- [27] ROCHE, R. L., *Practical Procedure for Stress Classification*, Int. J. Press. Ves. & Piping, England, 1989.
- [28] HSU, K. H., MCKINLEY, D. A., *SOAP - A Computer Program for Classification of 3D Finite Element Stresses on a Plane*, PVP, 1990.
- [29] BOYLE, J. T., *Elastic Follow-up and the Categorization of Secondary Stress*, PVP, 1989.

- [30] BOYLE, J. T., MACKENZIE, D., *An Investigation of a Simple Procedure for Stress Categorization*, PVP, 1991.
- [31] MACKENZIE, D., BOYLE, J. T., *Computational Procedures for Calculating Primary Stress for the ASME B&PV Code*, PVP, 1993.
- [32] POROWSKI, J. S., KASRAIE, B., BIELAWSKI G., O'DONNELL, W. J., BADLANI, M. L., *Primary Stress Evaluations for Redundant Structures*, PVP, 1993.
- [33] POROWSKI, J. S., O'DONNELL, W. J., REID, R. H., *Weight-Saving Plastic Design of Pressure Vessels*, PVP, 1997.
- [34] MATTAR NETO, M., MIRANDA, C. A. J, CRUZ, J. R. B., BEZERRA, L. M, *Stress Assessment of a Component Using 3D Finite Element Models*, 13th SMIRT, RG do Sul, Brasil, 1995.
- [35] BEZERRA, L. M., CRUZ, J. R. B., MIRANDA, C. A. J., MATTAR NETO, M., *Interpreting ASME Limits and Philosophy in FEA of Pressure Vessel Parts*, 13th SMIRT, RG do Sul, Brasil, 1995.
- [36] ALBUQUERQUE, L B., ASSIS, G. M. V., MIRANDA, C. A. J, CRUZ, J. R. B., *PWR Pressure Vessel Stress Analysis with Axisymmetric Model and Harmonic Loading*, 13 th SMIRT, RG do Sul, Brasil, 1995.
- [37] ALBUQUERQUE, L. B., MATTAR NETO, M., *Determinação de Tensões em Conexões Bocal-Esfera Utilizando Modelos de Elementos Finitos*, SIBRAT, Rio de Janeiro, RJ, 1996.

