



FACULDADE DE TECNOLOGIA SENAI CIMATEC

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO STRICTO SENSU EM
MODELAGEM COMPUTACIONAL E TECNOLOGIA INDUSTRIAL

ROBERTO LUIZ KRÜGER

**ANÁLISE DE TENSÕES EM BOCAIS DE VASOS DE
PRESSÃO CILÍNDRICOS: COMPARAÇÃO ENTRE O
MÉTODO DO BOLETIM WRC 297 E O MÉTODO DE
ELEMENTOS FINITOS**

SALVADOR

2014

ROBERTO LUIZ KRÜGER

**ANÁLISE DE TENSÕES EM BOCAIS DE VASOS DE
PRESSÃO CILÍNDRICOS: COMPARAÇÃO ENTRE O
MÉTODO DO BOLETIM WRC 297 E O MÉTODO DE
ELEMENTOS FINITOS**

Dissertação de mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação Stricto Sensu da Faculdade Tecnologia SENAI CIMATEC como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Modelagem Computacional e Tecnologia Industrial.

Orientador: Prof. Dr. Alex Álisson Bandeira Santos

Coorientador: Prof. Dr. Valter Estevão Beal

SALVADOR

2014

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca da Faculdade de Tecnologia SENAI-CIMATEC

K94a Krüger, Roberto Luiz

Análise de tensões em bocais de vasos de pressão cilíndricos: comparação entre o método do boletim WRC 297 e o método de elementos finitos / Roberto Luiz Krüger. – Salvador, 2014.

125 f. : il. color.

Orientador: Prof.º Dr. Alex Alisson Bandeira Santos.

Coorientador: Prof.º Dr. Valter Estevão Beal

Dissertação (Mestrado em Modelagem Computacional e Tecnologia Industrial) – Programa de Pós-Graduação, Faculdade de Tecnologia Senai - CIMATEC, Salvador, 2014.

Inclui referências bibliográficas.

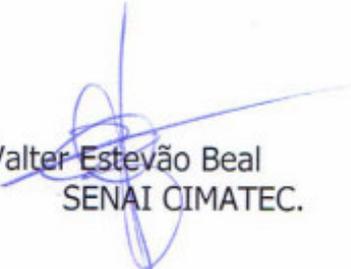
1. Vasos de pressão. 2. Análise de tensão. 3. Elementos finitos. 4. Bocal – Vasos de pressão. I. Faculdade de Tecnologia SENAI – CIMATEC. II. Santos, Alex Alisson Bandeira. III. Beal, Valter Estevão. IV. Título.

CDD: 621.8

Mestrado Acadêmico em Modelagem Computacional e Tecnologia Industrial

A Banca Examinadora, constituída pelos professores abaixo listados, aprova a Defesa de Mestrado, intitulada "**Análise de tensões em bocais de vasos de pressão cilíndricos: comparação entre o método do boletim WRC 297 e o método de elementos finitos**", apresentada no dia 28 de abril de 2014, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de Mestre em Modelagem Computacional e Tecnologia Industrial.

Orientador: 
Prof. Dr. Alex Álisson Bandeira Santos
SENAI CIMATEC

Coorientador: 
Prof. Dr. Valter Estevão Beal
SENAI CIMATEC.

Membro Interno: 
Prof.ª Dr.ª Valéria Loureiro da Silva
SENAI CIMATEC

Membro Externo: 
Prof. Dr. Armando Sá Ribeiro Junior
UFBA

Dedico esse trabalho a todos que me incentivaram durante a jornada e que me fizeram prosseguir, mesmo diante de vários obstáculos que surgiram ao longo do caminho.

AGRADECIMENTOS

Agradeço imensamente àqueles que acreditaram em mim e me deram oportunidade de aprimorar meus conhecimentos durante todo o percurso da minha vida, e que me fizeram progredir, não somente como estudante ou profissional, mas também como ser humano.

RESUMO

Os vasos de pressão são equipamentos muito utilizados na indústria para conter ou processar fluídos sob pressão e podem armazenar grande quantidade de energia, o que implica em possibilidade de explosão no caso de ruptura do casco. Assim, é importante seu correto dimensionamento, de forma a obter equipamentos seguros, porém, sem superdimensioná-los de forma a não elevar os custos. Esses equipamentos são dotados de bocais para permitir entrada e saída de produto, inspeção, limpeza, etc. Devido à concentração de tensões, a possibilidade de falha nessas aberturas é maior. Portanto, um dos itens mais importantes no dimensionamento dos vasos de pressão é a determinação das tensões atuantes na região da abertura dos bocais. Dois métodos são normalmente utilizados para investigar as tensões em bocais: o Boletim 297 do WRC e o método de análise de tensões por elementos finitos. O foco desse trabalho é comparar esses dois métodos em modelos computacionais e mostrar ao leitor se existe alguma vantagem em utilizar um ou outro método.

Palavras chave: vaso de pressão, bocal, análise de tensões, elementos finitos, WRC 297.

ABSTRACT

Pressure vessels are equipments commonly used in the industry to contain or process fluids under pressure, which can store large amounts of energy and explode if a shell rupture occurs. Therefore, proper sizing is important to obtain a reliable equipment and not increase costs due to oversizing. This type of equipment is equipped with nozzles to enable fluid inlet and outlet, inspection, cleaning, etc. Because of the stress concentration, the possibility of failure is increased in these openings. Thus, one of the most important aspects of the pressure vessel design is the evaluation of working stresses in the region of the nozzle opening. Two methods are commonly used to investigate the stresses in nozzles: Bulletin 297 of WRC and the method of stress analysis by finite element analysis (FEA). The focus of this work is to compare these two methods through computational models and show the reader the advantage of using either method.

Keywords: pressure vessel, nozzle, stress analysis, finite element, WRC 297.

LISTA DE TABELAS

- Tabela 1 – Seções do ASME Boiler and Pressure Vessel Code
- Tabela 2 – Divisões do ASME Boiler and Pressure Vessel Code Seção VIII
- Tabela 3 – Principais Diferenças Entre as Divisões do Código ASME Seção VIII
- Tabela 4 – Classificação das Tensões em Vasos de Pressão
- Tabela 5 – Eficiência da Junta Soldada em Função do Tipo de Solda e da Inspeção Radiográfica
- Tabela 6 – Verificação da Necessidade de Reforço em Bocais de Vasos de Pressão
- Tabela 7 – Espessura do Pescoço dos Bocais
- Tabela 8 – Dimensões da Chapa de Reforço dos Bocais
- Tabela 9 – Resumo das Informações Necessárias para Entrada nos Programas de Computador para Análise de Tensões
- Tabela 10 – Propriedades Físicas dos Materiais de Construção Adotados
- Tabela 11 – Esforços Externos Aplicados aos Bocais
- Tabela 12 – Resumo das Tensões Máximas Calculadas – MEF & WRC 297 – Bocal Sem Chapa de Reforço
- Tabela 13 – Resumo das Tensões Máximas Calculadas – MEF & WRC 297 – Bocal Com Chapa de Reforço
- Tabela 14 – Tensões Calculadas nos Oito Pontos Definidos pelo Boletim WRC 107 – MEF & WRC 297 – Bocal Sem Chapa de Reforço
- Tabela 15 – Tensões Calculadas nos Oito Pontos Definidos pelo Boletim WRC 107 – MEF & WRC 297 – Bocal Com Chapa de Reforço
- Tabela 16 – Tensões Primárias + Secundárias Máximas – MEF & WRC 297 – Bocal Sem Chapa de Reforço

Tabela 17 – Tensões Primárias + Secundárias Máximas – MEF & WRC 297 – Bocal
Com Chapa de Reforço

LISTA DE FIGURAS

- Figura 1 – Vaso de pressão vertical
- Figura 2 – Exemplo de bocal conectado a tubulação
- Figura 3 – Vaso de pressão esférico
- Figura 4 – Vaso de pressão cilíndrico horizontal com tampos torisféricos
- Figura 5 – Vaso de pressão cilíndrico vertical com transição cônica
- Figura 6 – Vaso de pressão horizontal suportado por selas
- Figura 7 – Vaso de pressão vertical suportado por pernas
- Figura 8 – Vaso de pressão vertical suportado por saia
- Figura 9 – Exemplo de bocais em vaso de pressão
- Figura 10 – Bocais com válvula de alívio
- Figura 11 – Boca de visita em vaso de pressão
- Figura 12 – Aplicabilidade das divisões 1, 2 & 3 do Código ASME Seção VIII em função da relação entre a espessura / raio interno e a pressão de projeto
- Figura 13 – Gráfico Tensão X Deformação do aço com indicação da tensão admissível pelo Código ASME Seção VIII, Divisões 1 e 2
- Figura 14 – Exemplo de tabela com tensões admissíveis em função da temperatura, retirada do Código ASME Seção II, Parte D
- Figura 15 – Modelo de casca fina cilíndrica
- Figura 16 – Estado triaxial geral de tensões
- Figura 17 – Estado triaxial de tensões – tensões principais
- Figura 18 – Estado plano de tensões
- Figura 19 – Categorias das tensões e limites de tensões equivalentes

Figura 20 – Casco cilíndrico

Figura 21 – Tampo hemisférico

Figura 22 – Tampo elíptico

Figura 23 – Seção cônica

Figura 24 – Tensões radial e tangencial em uma placa com furo carregada uniaxialmente

Figura 25 – Tensões tangenciais devido a furo em casco cilindro pressurizado internamente

Figura 26 – Fator de Concentração de Tensões (SCF) aproximado para um bocal em casco cilíndrico

Figura 27 – Princípio da compensação

Figura 28 – Plano Crítico Longitudinal

Figura 29 – Seção através do Plano Crítico Longitudinal

Figura 30 – Cálculo aproximado da área de um círculo por elementos triangulares

Figura 31 – Alguns tipos de elementos utilizados

Figura 32 – Placa com malha de elementos finitos triangulares

Figura 33 – Exemplos de estrutura para análise

Figura 34 – Exemplo – Barra Engastada e o respectivo modelo de elementos finitos

Figura 35 – Exemplo – Elemento 1

Figura 36 – Exemplo – Elemento 2

Figura 37 – Exemplo – Elemento 3

Figura 38 – Modelo geométrico sem chapa de reforço

Figura 39 – Modelo geométrico com chapa de reforço

Figura 40 – Orientação das coordenadas cartesianas em relação ao modelo

- Figura 41 – Direção e sentido dos esforços externos aplicados aos bocais
- Figura 42 – Exemplo de malha de elementos finitos gerada pelo Ansys
- Figura 43 – Exemplo de malha de elementos finitos gerada pelo Nozzle Pro
- Figura 44 – Exemplo de malha de elementos finitos gerada pelo Solidworks Simulation
- Figura 45 – Exemplo de distribuição de tensões gerada pelo Ansys
- Figura 46 – Exemplo de distribuição de tensões gerada pelo Nozzle Pro
- Figura 47 – Exemplo de distribuição de tensões gerada pelo Solidworks Simulation
- Figura 48 – Tensões primárias máximas em função do DN do bocal sem reforço
- Figura 49 – Tensões primárias + secundárias máximas em função do DN do bocal sem reforço
- Figura 50 – Tensões primárias máximas em função do DN do bocal com reforço
- Figura 51 – Tensões primárias + secundárias máximas em função do DN do bocal com reforço
- Figura 52 – Posição dos oito pontos onde a tensão é calculada de acordo com o Boletim WRC 107
- Figura 53 – Tensões Primárias + Secundárias Máximas em função do DN do Bocal Sem Reforço (MPa)
- Figura 54 – Tensões Primárias + Secundárias Máximas em função do DN do Bocal Com Reforço (MPa)

LISTA DE SIGLAS E ABREVIACOES

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
Adm.	Admissível
ASME	American Society of Mechanical Engineers
ASTM	American Society for Testing and Materials
DBA	Design By Analysis
DBF	Design By Formula
DN	Diâmetro Nominal
MEF	Método de Elementos Finitos
FEA	Finite Element Analysis
FEM	Finite Element Method
Pol.	Polegada
SCF	Stress Concentration Factor (Fator de Concentração de Tensões)
WRC	Welding Research Council

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO
 - 1.1. Considerações iniciais
 - 1.2. Justificativa
 - 1.3. Objetivo
 - 1.4. Metodologia

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA
 - 2.1. Introdução
 - 2.2. Códigos de projeto
 - 2.3. Tensões em vasos de pressão – Teoria das Cascas
 - 2.4. Análise de tensões
 - 2.4.1 Tensão primária
 - 2.4.2 Tensão secundária
 - 2.4.3 Tensão de pico
 - 2.5. Fundamentos do dimensionamento de vasos de pressão
 - 2.6. Projeto de aberturas em vasos de pressão
 - 2.6.1 Concentração de tensões em um furo circular em um casco cilíndrico pressurizado internamente
 - 2.6.2 Reforço de aberturas em cascos
 - 2.7. Metodologia de análise de tensões
 - 2.7.1 Métodos de análise de tensões
 - 2.7.2 Os Boletins 107 e 537 do WRC
 - 2.7.3 O Boletim 297 do WRC
 - 2.7.4 O Método de Elementos Finitos (MEF)
 - 2.7.4.1 Como a Análise por Elementos Finitos é feita pelo programa de computador
 - 2.7.4.2 Convergência dos Resultados
 - 2.8. Estado da arte em análise de tensões

3. METODOLOGIA
 - 3.1. Premissas
 - 3.2. Limitações do escopo

- 3.3. Modelos numéricos
 - 3.3.1. Geometria
 - 3.3.2. Materiais utilizados e suas propriedades físicas
 - 3.3.3. Sistema de coordenadas
 - 3.3.4. Cargas aplicadas
 - 3.3.5. Tipos de elementos utilizados para as análises de tensões por elementos finitos
 - 3.3.6. Malhas de elementos finitos geradas
 - 3.3.7. Condições de contorno

4. RESULTADOS

- 4.1. Análise dos resultados com base nas tensões máximas
 - 4.1.1. Comparação entre tensões primárias máximas para os bocais sem chapa de reforço
 - 4.1.2. Comparação entre tensões primárias somadas às tensões secundárias máximas para os bocais sem chapa de reforço
 - 4.1.3. Comparação entre tensões primárias máximas para os bocais com chapa de reforço
 - 4.1.4. Comparação entre tensões primárias somadas às tensões secundárias máximas para os bocais com chapa de reforço
- 4.2. Análise dos resultados com base nas tensões em oito pontos
- 4.3. Discussão

5. CONCLUSÕES

- 5.1. Trabalhos futuros

REFERÊNCIAS

Página deixada intencionalmente em branco.

1. INTRODUÇÃO

1.1. Considerações iniciais

Os vasos de pressão são recipientes fechados, vedados, utilizados em lares, hospitais, fábricas, mineração, mas, principalmente, nas indústrias de processo, refinarias e plantas petroquímicas, para conter líquidos, gases ou fluídos de processo. Os tipos mais comuns de vasos de pressão utilizados nas indústrias são caldeiras, filtros, tanques, torres de processo, trocadores de calor e reatores, como também tubulações. Tipicamente, eles são sujeitos à pressão interna maior que a pressão atmosférica e podem armazenar imensa quantidade de energia. Quanto maior a pressão de operação e o tamanho do vaso de pressão, maior a quantidade de energia que pode ser liberada no caso de ruptura e, conseqüentemente, maior a extensão de dano ou perigo que ele oferece. Mesmo quando não há risco de explosão, o fluído contido no equipamento pode ser inflamável ou tóxico e, por mais que não ofereça perigo direto à saúde das pessoas, pode causar danos ambientais irreparáveis que, de qualquer modo, acabarão por afetar negativamente a vida das pessoas. Em função disso, os vasos de pressão precisam ser corretamente dimensionados para trabalhar sem oferecer risco à integridade física das pessoas e ao patrimônio material (Telles, 2005).

No contexto da integridade estrutural dos vasos de pressão, acidentes por ruptura desse tipo de equipamento podem ocorrer por falhas em bocais. Os bocais são aberturas no casco do equipamento para permitir a comunicação do interior do equipamento com outros equipamentos ou com o ambiente externo. Assim, a entrada e a saída de produto, o acesso ao interior do equipamento para limpeza ou inspeção, como também a interligação com instrumentos ou válvulas, são feitos através de bocais. Os bocais causam descontinuidade geométrica na parede do vaso e assim, uma concentração de tensões é criada em torno da abertura. Essa ligação do bocal com a parede do vaso pode falhar devido às tensões elevadas em relação ao material. Vale ressaltar que, além da pressão interna, os bocais também podem estar sujeitos a esforços externos provenientes de dilatação da tubulação a qual está conectado ou do peso de algum equipamento fixado ao bocal. Esses

esforços devem ser cuidadosamente determinados e considerados na análise das tensões atuantes na região da ligação do bocal com o casco do equipamento. Portanto, em função da concentração de tensões que ocorre na abertura do bocal no casco do equipamento, o projeto dos vasos de pressão deve dar atenção especial ao correto dimensionamento dos bocais. Para facilitar o entendimento do que foi descrito até agora, a Figura 1 mostra um vaso de pressão vertical típico, com os bocais comumente existentes nesse tipo de equipamento e a Figura 2 mostra o detalhe de um bocal flangeado.



Figura 1 – Vaso de Pressão Vertical
Fonte: Braskem (foto obtida com autorização)



Figura 2 – Exemplo de bocal conectado à tubulação
Fonte: Braskem (foto obtida com autorização)

Pelas razões expostas, muitos trabalhos, incluindo investigações analíticas, experimentais e numéricas, têm sido dedicados à análise de tensões da ligação de bocais com o casco de vasos de pressão sujeitos a diferentes cargas externas. Os códigos de projeto sugerem um procedimento para dimensionar a ligação, mas não provém qualquer metodologia para calcular a extensão e a magnitude dessas tensões elevadas. A solução analítica disponível mais atual e amplamente utilizada é o Boletim 297 do WRC (Welding Research Council), mas ele possui algumas limitações que serão comentadas posteriormente nesse trabalho. Uma alternativa utilizada nos últimos anos para determinar as tensões atuantes com precisão é a Análise de Tensões pelo Método de Elementos Finitos. É justamente na possível diferença entre os resultados desses dois métodos de análise de tensões em bocais que está o foco deste trabalho.

1.2. Justificativa

A ideia de desenvolver esse trabalho surgiu com a prática vivenciada pelo autor no decorrer de mais de 25 anos de trabalho de consultoria em projetos de vasos de pressão. Nesse tipo de trabalho é muito comum a necessidade de avaliação das tensões localizadas na ligação do bocal com o casco do equipamento devido a esforços externos induzidos pela tubulação ou pelo peso de algum equipamento conectado ao bocal, além da pressão interna. O Boletim 297 do WRC é a ferramenta comumente adotada para avaliação das tensões na ligação de bocais com o casco de vasos de pressão cilíndricos, no entanto, em alguns casos, os resultados apresentados acarretam a necessidade de utilização de reforço maior do que o previsto, ou de difícil construção, causando aumento de custos em relação ao estimado no orçamento. Ao longo de muitos anos, a utilização em paralelo do método de análise de tensões por elementos finitos para esses casos mostrou que, na maioria das vezes, o método do Boletim 297 do WRC é mais conservativo (Nayak & Trivedi, 2011). Desta forma, em alguns casos a análise de tensões por elementos finitos pode levar à utilização de reforço menor ou mesmo à sua eliminação.

1.3. Objetivo

O objetivo deste trabalho é comparar os resultados entre o método de análise de tensões por elementos finitos e o método apresentado pelo Boletim 297 do WRC no dimensionamento de bocais, com diâmetro de 3" a 12", para vasos de pressão com casco do tipo cilíndrico, e verificar se há alguma vantagem na utilização de um dos métodos em relação ao outro.

1.4. Metodologia

Para atingir o objetivo proposto, foram elaborados e analisados modelos computacionais de bocais de vasos de pressão pelos dois métodos mencionados, ou seja, pelo método analítico do Boletim 297 do WRC e pelo método numérico de análise de tensões por elementos finitos.

Os modelos de bocais criados têm diâmetro comercial nominal entre 3 e 12 polegadas e estão sujeitos à pressão interna e a esforços externos.

A análise de tensões por elementos finitos dos modelos criados foi efetuada através dos seguintes programas de computador: Ansys 14.5, Nozzle Pro 2012 e Solidworks Simulation 2013. A análise pelo Boletim 297 do WRC foi efetuada pelo programa de computador Codecalc 2010, produzido pela Integraph.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Introdução

Um vaso de pressão é um recipiente hermeticamente fechado, destinado a conter ou processar gases ou líquidos a uma pressão diferente da pressão atmosférica (Telles, 1991). Em contraste com o comprimento indefinido e a natureza aberta de um sistema de tubulação, um vaso de pressão é um recipiente fechado de comprimento limitado e é caracterizado pelo fato de a sua menor dimensão ser consideravelmente maior do que a tubulação a qual está conectado. A definição legal de vaso de pressão varia de país para país, mas muitas vezes envolve a pressão máxima segura que o equipamento é projetado para o produto pressão vezes volume (PV), particularmente da parte gasosa do fluido. No Brasil a NR-13 (Norma Regulamentadora do Ministério do Trabalho e Emprego – Caldeiras e Vasos de Pressão) define vasos de pressão apenas como “*equipamentos que contêm fluídos sob pressão interna ou externa*”, mas utiliza a quantidade de energia armazenada (pressão vezes volume) e o tipo de fluido para classificá-los quanto ao potencial de risco. Dentre uma definição tão abrangente, inclui-se uma enorme variedade de equipamentos, que vão desde uma simples panela de pressão doméstica ao mais sofisticado reator nuclear. Nas residências brasileiras, além das panelas de pressão, os vasos de pressão são comumente utilizados na forma de botijões de gás de cozinha e nas indústrias de todo o mundo principalmente como reservatórios de ar comprimido. Outros exemplos são: autoclaves, acumuladores de pressão óleo-hidráulica, caldeiras, depósitos de gás liquefeito, tais como amônia, cloro, metano, butano, propano e GLP, filtros, reatores, tanques de armazenamento sob pressão, torres de destilação, trocadores de calor tipo casco-tubos, e muitos outros tipos utilizados em refino de petróleo e em plantas petroquímicas. Este trabalho está voltado para os vasos de pressão industriais para armazenamento de gases.

No setor industrial, os vasos de pressão são projetados para operar com segurança à pressão e temperatura específicas, tecnicamente conhecidas como "Pressão de Projeto" e "Temperatura de Projeto". Um vaso de pressão

inadequadamente projetado para trabalhar com uma pressão elevada constitui um grande perigo de segurança, pois conforme comentado anteriormente, pode armazenar imensa quantidade de energia. Há registros de que no passado as explosões de vasos de pressão eram frequentes e ceifavam cerca de 50.000 vidas por ano (Cross, 1990). Hoje em dia não ocorrem mais tantos acidentes como ocorriam no passado, no entanto, se não forem adequadamente corretamente projetados, mantidos e inspecionados, os vasos de pressão podem ser letais, e em alguns casos, catastróficos. Por exemplo, de acordo com informações obtidas no *National Board of Boiler and Pressure Vessel Inspectors*, a ruptura de um vaso de pressão residencial de água quente de 120 litros, gera energia equivalente a 0,16 quilogramas de nitroglicerina, o que é suficiente para arremessar um carro médio com massa de 1200 quilogramas, a uma velocidade inicial de 140 quilômetros por hora, até uma altura de cerca de 38 metros, ou seja, mais do que a altura de um prédio de 14 andares. Quando um tanque de água quente similar explode, o seu volume se expande cerca de 1.600 vezes em uma fração de segundo. Uma grande caldeira industrial tem capacidade para arrasar um quarteirão inteiro. Muitos países começaram a estabelecer normas e regulamentos relativos à construção de caldeiras e vasos de pressão após vários acidentes desastrosos que ocorreram na virada do século XX, que resultou em grande perda de vidas (Cross, 1990). Por isso, o projeto e a certificação de vasos de pressão são regidos por códigos como o ASME (American Society of Mechanical Engineers) Boiler and Pressure Vessel Code nos Estados Unidos e normas similares em outros países. O Código ASME Seção VIII, Divisão 1, por exemplo, é aplicável para vasos de pressão cuja pressão máxima de operação esteja ente 1,05 e 211 bar, tenham diâmetro superior a 15 centímetros e volume superior a 42,5 litros. Como será tratado no próximo item deste trabalho, o Brasil não possui um código específico para vasos de pressão, mas possui uma Norma Regulamentadora, a NR-13, que exige a utilização de um código de projeto reconhecido internacionalmente. A NR-13 deve ser obrigatoriamente atendida para vasos de pressão que operam com fluídos classificados como “B”, “C” e “D”, de acordo com o Anexo IV da própria norma, tenham diâmetro maior ou igual a 150 milímetros e cujo produto *PV* (pressão máxima de operação em quilopascals vezes o volume geométrico interno em metros cúbicos) seja maior do que oito. Para produtos classificados como Classe “A” a norma é obrigatória, independentemente das dimensões do vaso e do produto *PV*.

Os vasos de pressão podem ter qualquer forma, mas normalmente são empregadas formas esféricas, cilíndricas e cônicas. Formas mais complexas são possíveis, mas o dimensionamento para operação segura é complicado e geralmente são mais difíceis de serem construídos (Telles, 1991). Por proporcionar a menor espessura de parede, a forma mais adequada para um recipiente de pressão seria a esférica, mas exige processos mais complexos para fabricação e, conseqüentemente, é mais cara. Por isso, a maioria dos vasos de pressão é de forma cilíndrica com tampos hemisféricos ou torisféricos em cada extremidade (ver Figuras 3, 4 e 5).



Figura 3 – Vaso de pressão esférico
Fonte: Braskem (foto obtida com autorização)



Figura 4 – Vaso de pressão cilíndrico horizontal com tampos torisféricos
Fonte: Braskem (foto obtida com autorização)

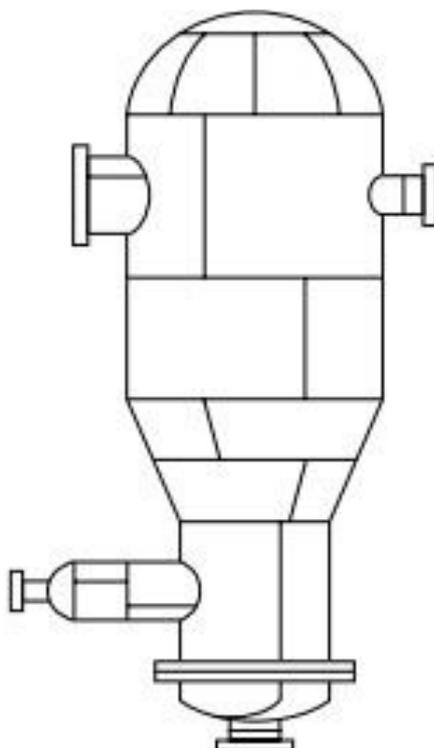


Figura 5 – Vaso de pressão cilíndrico vertical com transição cônica
Fonte: Código ASME Seção VIII, Div. 1

Além do casco, constituído de corpo e tampos, os vasos de pressão precisam ter bocais e suportes. Os suportes servem para a sustentação do vaso, que pode ser por selas, quando se trata de vasos horizontais (ver Figura 6), ou por pernas ou saia, no caso de vasos verticais (ver Figuras 7 e 8).

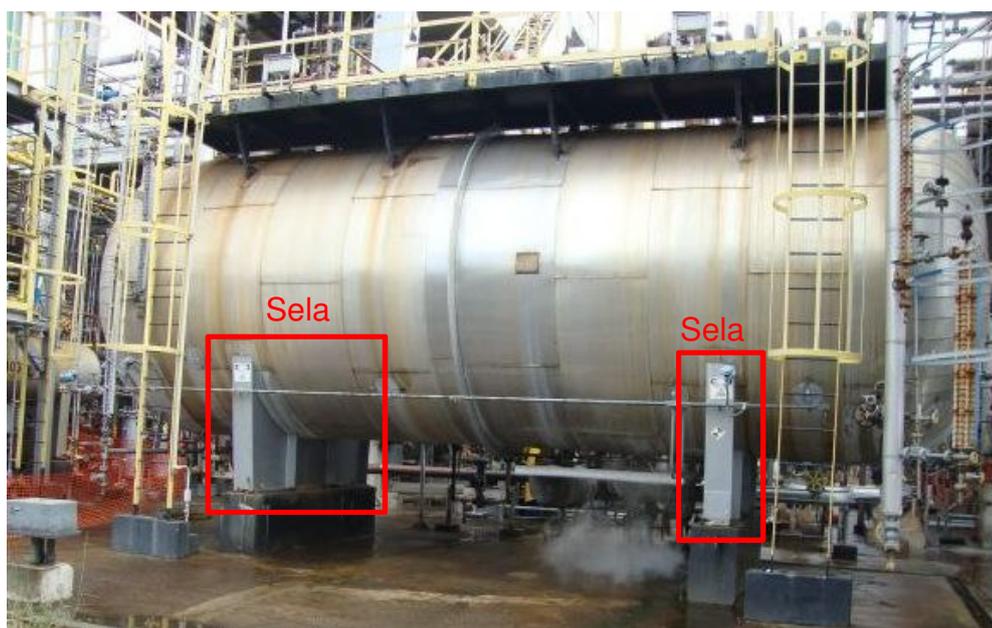


Figura 6 – Vaso de pressão horizontal suportado por selas
Fonte: Braskem (foto obtida com autorização)



Figura 7 – Vaso de pressão vertical suportado por pernas
Fonte: Braskem (foto obtida com autorização)



Figura 8 – Vaso de pressão vertical suportado por saia
Fonte: Braskem (foto obtida com autorização)

Os bocais em vasos de pressão são necessários para viabilizar sua operação normal. Eles permitem a montagem do equipamento, a inserção de instrumentos e válvulas de segurança, e a conexão de tubulação para facilitar a introdução e extração de produto (ver Figuras 9 e 10).

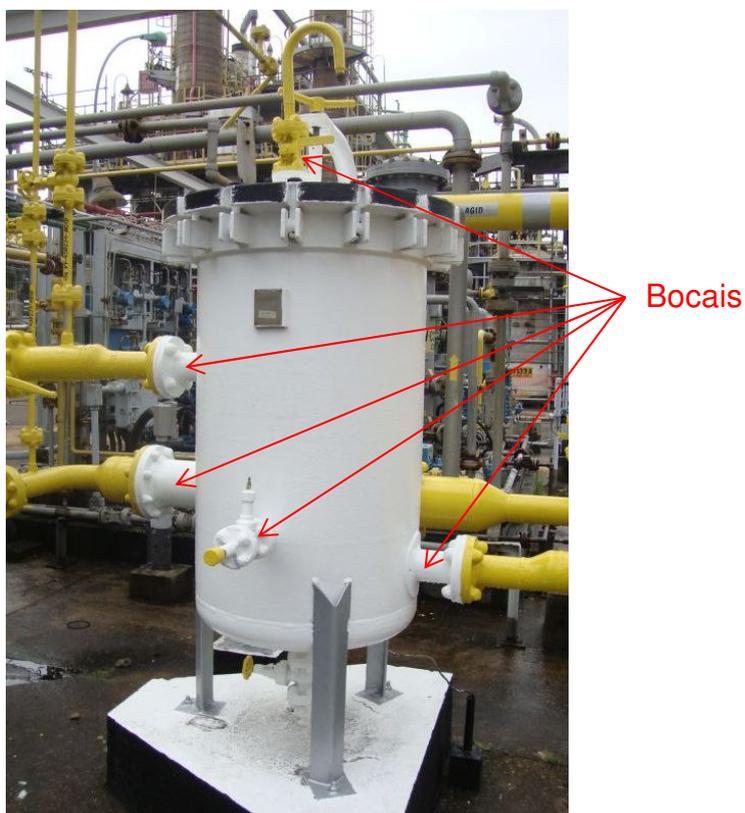


Figura 9 – Exemplo de bocais em vaso de pressão
Fonte: Braskem (foto obtida com autorização)



Figura 10 – Bocais com válvula de alívio
Fonte: Braskem (foto obtida com autorização)

Além disso, bocas de visita são disponibilizadas nos vasos de pressão para permitir às pessoas terem acesso ao seu interior para inspeção ou limpeza (ver Figura 11).



Figura 11 – Boca de visita em vaso de pressão
Fonte: Braskem (foto obtida com autorização)

As aberturas no casco para instalação de bocais causam descontinuidade geométrica na parede do vaso, o que provoca concentração de tensões em torno da abertura. A história tem mostrado que recipientes pressurizados com tensões elevadas estão sujeitos à ruptura resultando em graves acidentes com danos físicos e, em muitos casos de explosão de vasos de pressão devido à ruptura do casco, a falha ocorreu justamente na junção do bocal com o casco do equipamento (Cross, 1990). As cargas nos bocais podem ser geradas por pressão interna ou externa e por esforços externos aplicados pela dilatação térmica da tubulação conectada ao bocal ou ainda pelo peso de algum equipamento instalado no bocal. Esses esforços devem ser cuidadosamente determinados e considerados na análise das tensões atuantes na região da ligação do bocal com o casco do equipamento. Neste aspecto, uma quantidade considerável de atenção tem sido dada aos efeitos das aberturas na resistência final dos vasos de pressão. Por muitos anos alguns códigos têm estudado as condições e as implicações de aberturas reais em matéria de segurança do vaso de pressão como um todo. Os requisitos dos códigos atuais que incorporam elevados fatores de segurança resultam da culminação desses estudos. Os métodos utilizados para determinar tensões nas aberturas nos vasos de pressão

evoluíram durante um longo período de anos e foram padronizados. Códigos de projeto, como por exemplo, o ASME Boiler and Pressure Vessel Code americano, estabelecem valores de tensão admissível para interseções entre bocais e casco de vasos de pressão. Métodos de análise de tensões como os Boletins 107, 297 e recentemente o 537 do WRC (Welding Research Council), foram desenvolvidos especificamente para determinar as tensões atuantes em ligações do bocal com o casco de vasos de pressão. O Boletim 107 é aplicável à análise de tensões em ligações retangulares ou cilíndricas em cascos esféricos ou cilíndricos, sujeitas a esforços externos, mas não considera o furo no casco. Já o Boletim 297 foi desenvolvido especificamente para análise de tensões em bocais instalados em cascos cilíndricos, sujeitos a esforços externos, e considera o furo no casco. O Boletim 537 é uma atualização do Boletim 107.

Nos últimos anos, uma ferramenta que tem sido utilizada para análise de tensões é o Método de Elementos Finitos (MEF). Isso devido a algumas limitações geométricas dos métodos apresentados pelos boletins do WRC citados acima, detalhadas adiante neste trabalho, e também devido à possibilidade de otimização do projeto de bocais de forma a obter construções seguras, porém com menor custo de fabricação.

Este trabalho enfoca especificamente os vasos de pressão comumente utilizados na indústria, mais especificamente os de casco cilíndrico para armazenamento de gases.

2.2. Códigos de projeto

As caldeiras e os vasos de pressão passaram a ser utilizados intensamente logo após a concepção da máquina a vapor no final do século XVIII. No século XIX ocorreram literalmente milhares de explosões de caldeiras nos Estados Unidos e na Europa, algumas das quais resultaram em muitas mortes. As consequências desses acidentes eram focadas localmente e apenas um ou dois casos receberam atenção nacional ou internacional naquela época. Certamente um dos acidentes mais graves que chamou atenção para a importância da necessidade de criação de leis para regulamentação do projeto e fabricação de equipamentos pressurizados, foi a explosão da caldeira que ocorreu em 10 de março de 1905 na fábrica de sapatos Grover, em Brockton, Massachusetts, EUA. Esta catástrofe resultou em 57 pessoas mortas e 117 feridos, além da fábrica ter sido completamente arrasada (Cross, 1990).

Logo após esse acidente catastrófico, o governo americano tomou a iniciativa e apelou para o Conselho da American Society of Mechanical Engineers (ASME) para auxiliar na formulação de especificações padrão para caldeiras a vapor e vasos de pressão. Assim, em 1915 foi publicada a primeira norma relativa a equipamentos pressurizados, na forma de um livro de 114 páginas intitulado “Código de Caldeiras e Vasos de Pressão”, editado pela ASME. Atualmente, além do Código ASME, existem outras normas relativas a equipamentos pressurizados, como o AS1210 Code na Austrália, o Boiler Pressure Vessel and Pressure Piping CSA B51 no Canadá, o Japanese Industrial Standard (JIS) no Japão, e a PED (Pressure Equipment Directive) na União Europeia, dentre muitas outras. Conforme mencionado anteriormente, no Brasil não existe um Código de Projeto de Vasos de Pressão, mas, em 1978, foi criada a NR-13, revisada nos anos de 1984, 1994 e 2008, a qual estabelece os procedimentos obrigatórios que envolvem projeto, acompanhamento de operação e manutenção, inspeção e supervisão de inspeção de caldeiras e vasos de pressão, em conformidade com a regulamentação profissional vigente no país. A norma brasileira citada não é um código de projeto, mas obriga a utilização de algum código de projeto reconhecido internacionalmente.

O ASME Boiler and Pressure Vessel Code é o mais utilizado no mundo e também no Brasil (Telles, 1991). Desde sua primeira edição, muitas mudanças e acréscimos foram feitos ao código. Devido às mudanças e revisões, o Código ASME publica semestralmente adendas. Atualmente, o código ASME é dividido em seções, de acordo com a Tabela 1, mostrada a seguir:

Tabela 1
Seções do ASME Boiler and Pressure Vessel Code

Seção	Título
I	Regras para Construção de Caldeiras de Potencia
II	Materiais
III	Regras para Construção de Instalações Nucleares
IV	Regras para Construção de Caldeiras de Aquecimento
V	Ensaio Não Destrutivos
VI	Regras Recomendadas para Manutenção e Operação de Caldeiras de Aquecimento
VII	Regras Recomendadas para Manutenção e Operação de Caldeiras de Potencia
VIII	Regras para Construção de Vasos de Pressão
IX	Qualificação para Soldagem e Brasagem
X	Vasos de Pressão de Plástico Reforçado com Fibra
XI	Regras para Inspeção em Serviço de Componentes de Plantas Nucleares de Potencia
XII	Regras para Construção e Continuação de Serviço de Tanques de Transporte

O ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Seção VIII, que trata especificamente de Regras para Construção de Vasos de Pressão, foi publicado inicialmente em 1925 (Cross, 1990). As primeiras edições do código ASME Seção VIII definiam coeficientes de segurança elevados que significavam baixas tensões admissíveis para o material e resultavam em grandes espessuras das paredes dos vasos e, conseqüentemente, aumento de peso e custo dos equipamentos. Com o

passar dos anos, as pressões de operação e as dimensões dos vasos foram gradualmente ficando maiores, o que exigiu que as normas de projeto viessem a adotar métodos de cálculo mais refinados, como também a incluir exigências relativas a fabricação e inspeção. Com isto passaram a ser adotadas tensões admissíveis maiores, mas sem comprometer o nível de confiabilidade e segurança do equipamento. A evolução das normas resultou na separação do ASME Boiler and Pressure Vessel Code em três divisões, de acordo com a Tabela 2:

Tabela 2

Divisões do ASME Boiler and Pressure Vessel Code Seção VIII

Divisão	Título
1	Regras Para Construção de Vasos de Pressão
2	Regras Alternativas Para Construção de Vasos de Pressão
3	Regras Alternativas Para Construção de Vasos de Alta Pressão

A Tabela 3 abaixo apresenta as principais diferenças entre as três divisões do Código ASME Seção VIII:

Tabela 3

Principais Diferenças Entre as Divisões do Código ASME Seção VIII

	Divisão 1	Divisão 2	Divisão 3
Ano de Publicação Inicial	1925	1968	1997
Limite de Pressão	Até 206,8 bar	Sem Limites, normalmente acima de 41,4 bar	Sem Limites, normalmente acima de 689,5 bar
Fator Básico de Segurança	3,5 em relação a tensão de ruptura do material	3,0 em relação a tensão de ruptura do material	Baseado na tensão de escoamento do material
Critério Básico de Projeto	Tensão máxima de membrana	Tensão máxima de cisalhamento	Tensão máxima de cisalhamento
Análise Experimental de Tensões	Normalmente não requerida	Pode ser requerida	Requerida
Material	Poucas restrições quanto a qualidade	Mais restrições quanto a qualidade	Maiores restrições quanto a qualidade

A Figura 12 apresenta o campo de aplicação das três divisões do Código ASME Seção VIII em função da relação entre a espessura / raio interno e a pressão de projeto.

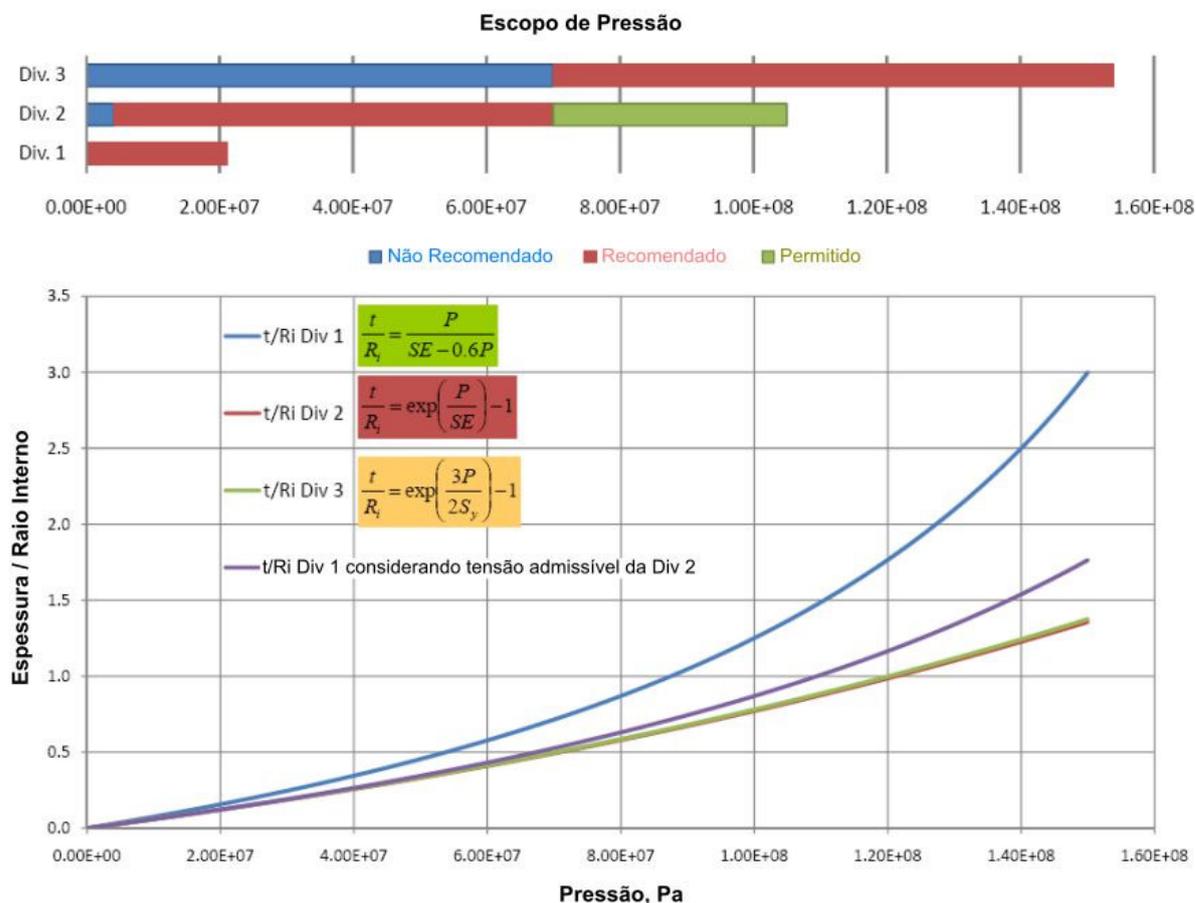


Figura 12 – Aplicabilidade das divisões 1, 2 & 3 do Código ASME Seção VIII em função da relação entre a espessura / raio interno e a pressão de projeto
 Fonte: Ghambari *et al.*, 2011 (adaptada)

Conforme pode ser observado, a Divisão 3 é direcionada para vasos de alta pressão, acima de 689,5 bar, mas pode ser utilizada para pressão menores e não tem limite de aplicabilidade em função da pressão, assim como ocorre com as Divisões 1 e 2. Porém, embora seja parecida com a Divisão 2 nos critérios de projeto, faz uma série de exigências adicionais quanto aos materiais e aos ensaios não destrutivos, o que implica em custos adicionais e restringe sua aplicação a casos especiais, como por exemplo, quando é exigida espessura muito grande e os métodos convencionais de fabricação não podem ser utilizados. Portanto, este trabalho abordará, daqui para frente, apenas as Divisões 1 e 2 do Código ASME Seção VIII.

O ASME Seção VIII Divisão 1 é baseado no projeto por fórmulas, conhecido internacionalmente como DBF (*Design By Formulas*), enquanto as Divisões 2 e 3 são baseadas no projeto por análise, conhecido internacionalmente como DBA (*Design By Analysis*). O DBF utiliza fórmulas e regras para o cálculo de dimensões básicas para os componentes dos vasos de pressão. Este método é amplamente utilizado no projeto de vasos de pressão e a maioria dos códigos utiliza este tipo de abordagem. É um método simples e tem sido utilizado há muitos anos em várias aplicações. As fórmulas, regras e tabelas têm evoluído ao longo de muitas décadas e, quando aplicável, representam uma abordagem segura para projeto de vasos de pressão. O método garante que o componente é seguro em todos os possíveis modos de falha, tais como deformação plástica, colapso, fratura frágil e flambagem. Algumas fórmulas e regras são baseadas em análise elástica, algumas são baseadas em conceitos de deformação plástica e outras são baseadas na análise pelo estado limite. Embora relativamente simples e segura para ser utilizada, a abordagem DBF tem algumas limitações. As fórmulas e regras estão disponíveis apenas para as geometrias que são abrangidas pela respectiva norma. Isto coloca alguns limites para o projetista, como geometrias e cargas não padronizadas, que não podem ser devidamente analisadas. Além disso, os resultados obtidos pelo método DBF têm uma tendência a serem mais conservativos, o que pode resultar em projetos não competitivos e economicamente inviáveis (Chattopadhyay, 2005).

O método DBA utiliza análise de tensões diretamente. A carga máxima admissível de projeto é determinada através da realização de uma análise detalhada de tensões e uma verificação contra os critérios de projeto especificados. O DBA também pode ser utilizado para calcular a espessura de componentes de vasos de pressão. Nos primórdios do DBA, os métodos de análise se concentravam na análise de tensão elástica linear. Isto ocorria principalmente porque a análise inelástica requeria consideráveis recursos computacionais que na época não existiam. No entanto, com o tempo os computadores passaram a ter mais poder de processamento e análise inelástica tornou-se mais popular. Os procedimentos de DBA foram desenvolvidos com o pressuposto de que a análise de descontinuidade do casco seria utilizada para os cálculos. Atualmente, o Método dos Elementos Finitos é a abordagem mais popular, mas a grande maioria dos vasos industriais são

projetados pelo Código ASME Seção VIII Divisão 1, que utiliza o método DBF (Chattopadhyay, 2005).

Os Códigos ASME Seção VIII Divisão 1 e Divisão 2 adotam a tensão admissível para o dimensionamento de um vaso de pressão. A tensão admissível é definida como a maior tensão que o material pode ser submetido sem comprometer sua integridade física. Para materiais dúcteis, normalmente, a tensão admissível é baseada na tensão limite de escoamento do material, enquanto para materiais frágeis é baseada na tensão limite de ruptura do material, ou seja, em qualquer caso depende das propriedades físicas do material. No caso dos códigos para projeto de vasos de pressão, normalmente, a tensão admissível é a tensão primária que não pode ser excedida, resultante da tensão gerada pela pressão interna no equipamento. A definição de tensão primária e de outros tipos de tensão é apresentada no próximo item desse trabalho. No ASME Seção VIII Divisão 1, a tensão admissível é definida como o menor valor entre a tensão limite de ruptura dividida por 3,5 e a tensão limite de escoamento dividida por 1,5. Já no ASME Seção VIII Divisão 2, a tensão admissível é definida como o menor valor entre a tensão limite de ruptura dividida por 2,4 e a tensão limite de escoamento dividida por 1,5. A Figura 13 a seguir ilustra a tensão admissível no gráfico Tensão versus Deformação para o aço comum.

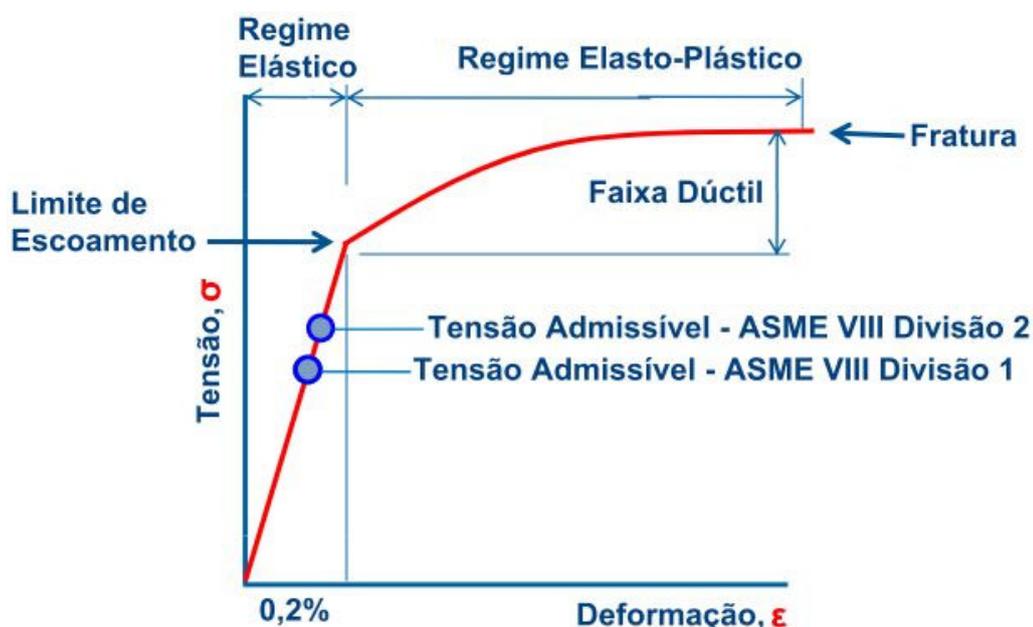


Figura 13 – Gráfico Tensão X Deformação do aço com indicação da tensão admissível pelo Código ASME Seção VIII, Divisões 1 e 2

Fonte: Guidebook To ASME Section VIII, Div. 1 – Pressure Vessels (adaptada)

Como pode ser observado na Figura 13, a tensão admissível utilizada pelo Código ASME Seção VIII Divisão 1 é menor que a tensão admissível para a Divisão 2, o que implica em maior espessura de parede do vaso quando utilizada a Divisão 1. É importante ressaltar que grande espessura de parede em vasos de pressão não quer dizer necessariamente maior segurança, pois outros aspectos devem ser levados em consideração, como a dificuldade de soldagem, a maior probabilidade de incidência de falhas no material e a maior suscetibilidade do material à fratura frágil, pois esses fatores tendem a aumentar proporcionalmente ao aumento da espessura.

Os Códigos ASME Seção VIII Divisões 1 e 2 utilizam as tensões admissíveis estabelecidas no Código ASME Seção II, Parte D. Este tomo apresenta diversas tabelas, onde as tensões admissíveis são estratificadas pela seção do Código ASME, pelo tipo de material, como ferrosos e não ferrosos, pela especificação do material, e também em função da temperatura, visto que o módulo de elasticidade dos materiais diminui com o aumento da temperatura e o valor da tensão admissível também é reduzido com o aumento da temperatura.

A Figura 14 apresenta uma parte da Tabela 5A do Código ASME Seção II, Parte D, Edição 2010, que fornece a tensão admissível básica (S_m) em MPa (Megapascal) em função da temperatura em °C, aplicável a projetos de vasos de pressão construídos a partir de metais ferrosos, de acordo com o Código ASME Seção VIII Divisão 2. A linha marcada com a cor amarela é referente ao aço SA-285 Grau C, material de qualidade mínima para construção de vasos de pressão, exigido pelo Código ASME Seção VIII, Div. 1.

2010 SECTION II, PART D (METRIC)

TABLE 5A
SECTION VIII, DIVISION 2
MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES S_m FOR FERROUS MATERIALS

Line No.	Maximum Allowable Stress, MPa (Multiply by 1000 to Obtain kPa), for Metal Temperature, °C, Not Exceeding																	
	-30 to 40	65	100	125	150	175	200	225	250	275	300	325	350	375	400	425	450	475
1	103	97.3	94.3	92.8	91.4	90.1	88.6	87.0	85.1	83.0	80.7	78.4	76.0	73.7	71.5	64.0	55.8	43.9
2	110	104	101	98.9	97.5	96.1	94.6	92.8	90.8	88.5	86.1	83.6	81.1	78.6	73.3	64.0	55.8	43.9
3	138	130	126	124	122	120	118	116	113	111	108	105	100	99.1	73.3	64.0	55.8	43.9
4	115	108	105	103	102	100	98.5	96.6	94.5	92.2	89.7	87.1	84.5	81.9	73.3	64.0	55.8	43.9
5	124	117	113	111	110	108	106	104	102	99.6	96.9	94.1	91.2	89.4
6	124	117	113	111	110	108	106	104	102	99.6	96.9	94.1	91.2	89.4	73.3	64.0	55.8	43.9
7	126	119	115	113	112	110	108	106	104	101	98.7	95.8	92.9	90.1	87.4	75.3	62.1	45.0
8	138	130	126	124	122	120	118	116	113	111	108	105	101	98.3	89.0	75.3	62.1	45.0
9	138	130	126	124	122	120	118	116	113	111	108	105	101	98.3	95.1	79.5	62.6	45.0
10	138	130	126	124	122	120	118	116	113	111	108	105	101	98.3
11	138	130	126	124	122	120	118	116	113	111	108	105	101	98.3	89.0	75.3	62.1	45.0
12	138	130	126	124	122	120	118	116	113	111	108	105	101	98.3	89.0	75.3	62.1	45.0

Figura 14 – Exemplo de tabela com tensões admissíveis em função da temperatura, retirada do Código ASME Seção II, Parte D – A linha assinalada em amarelo indica as tensões para o aço SA-285 Grau C

É importante ressaltar que todos os códigos têm como objetivo estabelecer regras seguras para projeto, fabricação, operação e manutenção de vasos de pressão, e reúnem métodos e critérios para dimensionamento, construção, realização de ensaios não destrutivos e testes, além da especificação de materiais estruturalmente adequados para essa aplicação. Porém, o código não pode ser considerado como um manual de projeto, pois não pode cumprir o papel do profissional responsável pelo projeto, pois de sua experiência e julgamento dependem a correta seleção do código e das regras do código apropriadas para atender às condições de operação que o equipamento será submetido (Telles, 1991).

Como este trabalho envolve análise de tensões, o Código ASME Seção VIII, Divisão 2, será utilizado como principal base para os estudos que serão realizados.

2.3. Tensões em vasos de pressão – Teoria das Cascas

Normalmente por cascas finas são tratadas aquelas cascas que tenham a relação R/t superior a 10, onde R é o raio de curvatura e t é a espessura da parede, conforme mostrado na Figura 15 (Chattopadhyay, 2005).

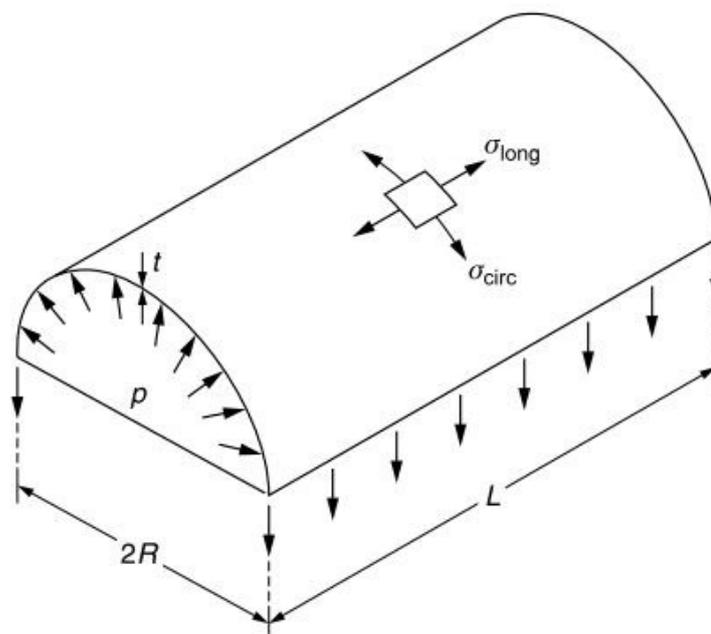


Figura 15 – Modelo de casca fina cilíndrica
Fonte: Chattopadhyay, 2005 (adaptada)

A Figura 15 mostra uma casca cilíndrica fina de raio R , comprimento L e espessura t , sujeita a uma pressão interna p . Se as extremidades do corpo cilíndrico forem fechadas, serão desenvolvidas tensões tanto no sentido circunferencial (σ_{circ}), quanto no sentido longitudinal (σ_{long}).

A casca cilíndrica é assumida como sendo longa e fina, o que resulta nas tensões σ_{circ} e σ_{long} serem uniformes através da espessura. Portanto, neste caso σ_{circ} e σ_{long} são consideradas como sendo tensões de membrana, pois não há flexão associada a este tipo de carregamento.

Considerando o equilíbrio através da seção de corte, pode ser definida a seguinte expressão:

$$pL(2R) = 2tL\sigma_{\text{circ}} \quad (2.1)$$

o que resulta em

$$\sigma_{circ} = pR/t \quad (2.2)$$

Considerando a seção transversal da casca perpendicular ao seu eixo, pode ser escrito

$$p\pi R^2 = (2\pi Rt)\sigma_{long} \quad (2.3)$$

portanto

$$\sigma_{long} = pR/2t \quad (2.4)$$

2.4. Análise de tensões

Além das tensões de membrana consideradas no item anterior em função da pressão interna, outros tipos de tensão podem ser desenvolvidas na parede dos vasos de pressão devido a cargas externas como, por exemplo, ação do vento, terremotos, esforços em bocais devido a dilatação térmica da tubulação ou de equipamentos instalados, ou ainda esforços de reação devido ao peso próprio do equipamento sobre sua suportação. A categoria e a intensidade das tensões são função da natureza das cargas, como também, da geometria e do tipo de construção dos componentes do equipamento.

A tensão   uma grandeza tensorial que depende do sentido da carga aplicada, bem como do plano que atua. De um modo geral, a um dado plano existem tensões normais e cisalhantes. No entanto, existem planos dentro de um componente estrutural, que podem estar sujeitos a cargas mecânicas ou térmicas, onde as tensões cisalhantes são nulas. Tais planos são chamados planos principais e as direções normais a esse planos são chamados direções principais. As tensões normais atuantes nesses planos são chamadas de tensões principais. Para um estado geral de tensão tridimensional, há sempre três planos principais ao longo do qual as tensões principais atuam. Em termos matemáticos, pode ser dito que o problema das tensões principais   um problema de autovalor, com as magnitudes das tensões principais sendo os autovalores e suas direções normais aos planos em

que atuam, sendo os autovetores. O cálculo das tensões principais é uma atividade essencial para o problema de análise geral de tensões (Chattopadhyay, 2005). A Figura 16 representa o estado geral de tensões em um elemento no sistema cartesiano e a Figura 17 representa um elemento no sistema cartesiano com as tensões principais, onde as tensões de cisalhamento são nulas.

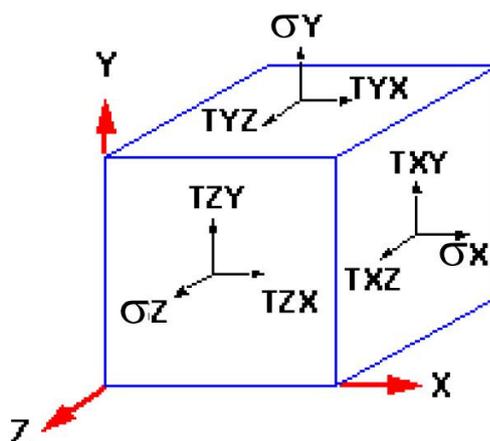


Figura 16 – Estado triaxial geral de tensões
Fonte: Wikipedia

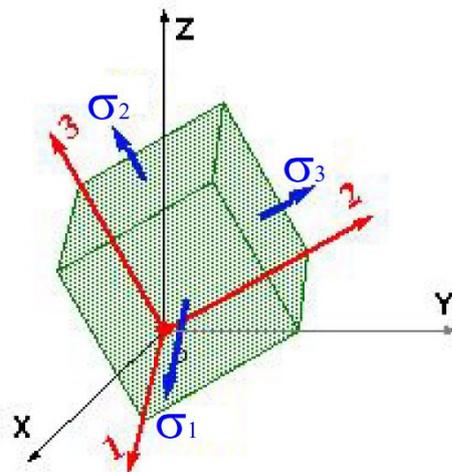


Figura 17 – Estado triaxial de tensões – tensões principais ($T_{xy}, T_{yx}, T_{xz}, T_{zx}, T_{yz}, T_{zy} = 0$)
Fonte: Wikipedia

A intensidade de tensão atuante calculada é então comparada com a tensão admissível do material, com base no tipo de carregamento. Mas surge a pergunta, qual tensão deverá ser comparada com a tensão admissível? A tensão admissível dos materiais é definida com base em um ensaio de tração uniaxial. Para materiais

dúcteis, como os aços utilizados para a construção de vasos de pressão, basicamente dois critérios de falha são utilizados para determinar a tensão máxima que deve ser comparada com a tensão admissível: o critério da máxima energia de cisalhamento, conhecido como Critério de Tresca, e o critério da Máxima Energia de Distorção, conhecido como Critério de Von Mises (Chattopadhyay, 2005).

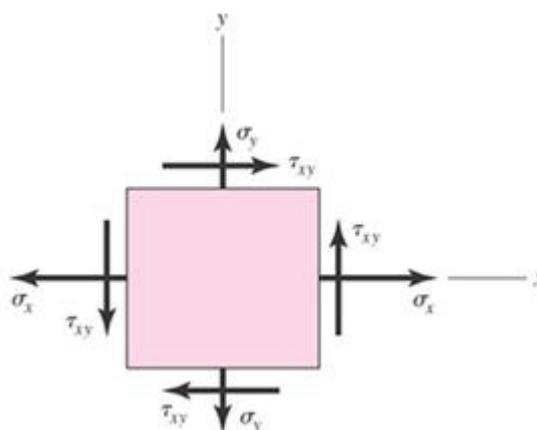


Figura 18 – Estado plano de tensões
Fonte: Shigley *et al.* (2005)

Atualmente o critério de falha mais utilizado, inclusive adotado pelos programas de análise de tensões por elementos finitos, é o critério de falha de Von Mises. Para um estado plano de tensões (Figura 18), que é o caso das tensões em paredes de vasos de pressão, a tensão de Von Mises (σ') é calculada pela seguinte expressão (Shigley *et al.*, 2005):

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 - \sigma_x\sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad (2.5)$$

Este trabalho adota o Critério de Von Mises para determinar a tensão máxima a ser comparada com a tensão admissível, porém é importante a caracterização das tensões, assunto a ser abordado no próximo parágrafo.

As tensões normalmente são caracterizadas como tensões primárias, tensões secundárias e tensões de pico. Cada tipo de tensão será descrita a seguir, de acordo com a categorização definida pelo Código ASME Seção VIII, Divisão 2, Item 5.2.2.2, da Edição 2010.

2.4.1. Tensão primária

De acordo com o Código ASME Seção VIII, Divisão 2, Parte 5, tensão primária é qualquer tensão normal ou tensão de cisalhamento desenvolvida pela carga imposta necessária para satisfazer o equilíbrio entre as forças externas e internas. Como exemplos de tensões primárias podem ser citados as tensões geradas nas paredes de um vaso de pressão pressurizado e as tensões geradas em função do peso próprio de qualquer estrutura. Essas tensões não são autolimitantes. Se as tensões principais aumentam de tal forma que ocorra escoamento, o conseqüente aumento na tensão primária seria através de encruamento até a falha ou ocorreria grande deformação. Geralmente as tensões primárias resultam da aplicação de carga mecânica, tal como pressão ou peso próprio. Quando a carga limite é ultrapassada, ocorre grande deformação e, por isso, a qualificação da tensão como "não autolimitante".

As tensões primárias podem ser subdivididas em três tipos:

- Tensão primária geral de membrana (P_m)
- Tensão primária local de membrana (P_L)
- Tensão primária de flexão (P_b)

A tensão primária geral de membrana (P_m) é definida como a tensão primária média através de uma seção sólida produzida por cargas mecânicas e exclui descontinuidades e concentrações. A tensão primária local de membrana (P_L) também é definida como a tensão primária média através de uma seção sólida produzida por cargas mecânicas, mas inclui descontinuidades. Entretanto, tensão primária geral de membrana é distribuída de tal forma que não há redistribuição da carga caso ocorra escoamento do material. No caso de falha, a tensão primária geral de membrana leva a grandes deformações, sem redistribuição da carga, enquanto a tensão primária local de membrana leva a deformação plástica excessiva, com redistribuição da carga.

A tensão primária de flexão (P_b) é a componente de tensão primária produzida por pressão ou por cargas mecânicas que varia através da espessura da seção em consideração após a subtração da tensão de membrana. Essa definição

exclui descontinuidades e concentração. O conceito de tensão de flexão é semelhante à situação da flexão de uma viga, com um eixo neutro ao longo da linha central, com regiões de tração e compressão. A tensão de membrana é um componente com valor constante ao longo da seção e representa um valor médio.

2.4.2. Tensão secundária

As tensões secundárias (Q) são autolimitantes, ou seja, ocorrem até que o equilíbrio seja atingido. As condições de descontinuidade ou de expansões térmicas são satisfeitas por escoamento local ou por pequenas deformações. A principal característica da tensão secundária é que existe uma condição de deformação controlada. Tensões secundárias ocorrem em descontinuidades estruturais e podem ser causadas por carregamento mecânico ou por expansão térmica diferencial. Como exemplo de tensão secundária pode ser citado as tensões geradas pelo esforço devido dilatação térmica de um tubo conectado a um bocal de vaso de pressão. Não há necessidade de dividir a tensão secundária em membrana e de flexão como ocorre com as tensões primárias, pois a tensão secundária considera tensão secundária de membrana e tensão secundária de flexão simultaneamente. Vale ressaltar que as concentrações de tensão locais não são consideradas como tensões secundárias.

2.4.3. Tensão de pico

A tensão pico (F) é a mais alta tensão de uma região produzida por uma concentração ou por certas tensões térmicas. As tensões de pico não causam deformação significativa, mas podem causar falha por fadiga. Alguns exemplos de tensões de pico incluem tensões térmicas na interface de um bimetálico, tensões devidas a mudanças rápidas na temperatura do fluido contido, e tensões de descontinuidade estrutural local.

Dentro do contexto da tensão primária local de membrana, P_L , bem como da tensão secundária, Q , os efeitos de descontinuidade não precisam ser considerados. A descontinuidade estrutural pode ser básica ou local. Descontinuidade estrutural básica é uma região onde a fonte de intensificação de tensão e deformação afeta uma porção relativamente grande da estrutura e tem um efeito significativo sobre a tensão total ou padrão de deformação. Nos vasos de pressão, alguns exemplos são as junções do tampo com o corpo e do corpo com um flange, bocais, e ligações entre corpos de diâmetros ou espessuras diferentes. Porém, uma descontinuidade estrutural local é a região onde a fonte de intensificação de tensão ou deformação afeta um volume relativamente pequeno de material e não tem efeito significativo na tensão total ou no padrão de deformação ou sobre a estrutura como um todo.

A Figura 19 mostra a categorização das tensões e os limites das tensões equivalentes (soma das tensões de categorias diferentes).

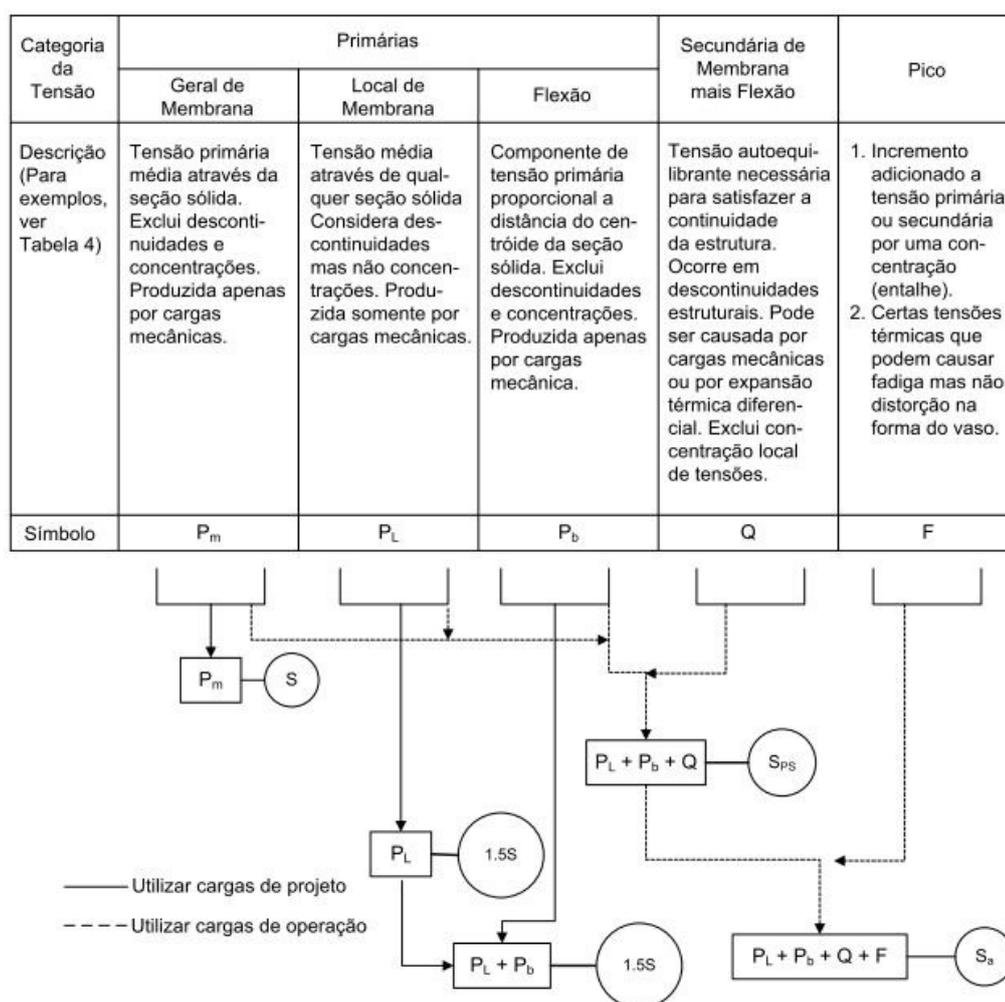


Figura 19 – Categorias das tensões e limites de tensões equivalentes
 Fonte: Código ASME Seção VIII Divisão 2, Figura 5.1 (adaptada)

A Tabela 4, mostrada a seguir, apresenta alguns exemplos de classificação de tensão.

Tabela 4
Classificação das Tensões em Vasos de Pressão

Componente do Vaso	Localização	Origem da Tensão	Tipo de Tensão	Classificação		
Qualquer casco, incluindo cilindros, cones, esferas e tampos conformados.	Chapa do casco longe de descontinuidades	Pressão interna	Geral de membrana	P_m		
			Gradiente através da espessura da chapa	Q		
	Próxima a bocal ou outra abertura	Força axial na seção e/ou momento fletor aplicado no bocal, e/ou pressão interna	Gradiente térmico axial	Membrana	Q	
				Flexão	Q	
			Membrana local	P_L		
				Flexão	Q	
Pico (filete ou borda)	F					
	Qualquer localização	Diferença de temperatura entre o corpo e o tampo	Membrana	Q		
Flexão			Q			
Distorções no casco como ovalização e embicamento		Pressão interna	Membrana	P_m		
			Flexão	Q		
		Casco cilíndrico ou cônico	Qualquer seção por todo o vaso	Força axial na seção, momento fletor ao cilindro ou cone, e/ou pressão interna	Membrana média através da esp., longe de descontinuidades; componente de tensão perpendicular a seção transversal	P_m
					Flexão através da esp.; componente de tensão perpendicular a seção transversal	P_b
Junção com tampo ou flange	Pressão interna		Membrana	P_L		
			Flexão	Q		

Tabela 4 (continuação)
Classificação das Tensões em Vasos de Pressão

Bocal	Dentro dos limites de reforço estabelecidos no parágrafo 4.5 do código ASME	Pressão e cargas externas e momentos incluindo aquelas atribuídas como restrição livre e deslocamentos de tubulação conectada	Geral de membrana Flexão (que não sejam tensões de descontinuidades básicas estruturais) média através da parede do bocal	P_m P_b
	Fora dos limites de reforço estabelecidos no parágrafo 4.5 do código ASME	Pressão e cargas externas axiais, cortantes e torcionais, incluindo aquelas atribuídas como restrição livre e deslocamentos de tubulação conectada	Geral de membrana	P_m
		Pressão e cargas externas e momentos, excluindo aquelas atribuídas como restrição livre e deslocamentos de tubulação conectada	Membrana Flexão	P_L P_b
		Pressão e todas as cargas externas e momentos	Membrana Flexão Pico	P_L Q F
	Parede do bocal	Descontinuidades estruturais básicas	Membrana Flexão Pico	P_L Q F

Fonte: Código ASME Seção VIII, Divisão 2, Ed. 2010, Tabela 5.6 (adaptada)

2.5. Fundamentos do dimensionamento de vasos de pressão

Existem alguns vasos de pressão fabricados em série para atender determinadas demandas, como por exemplo, os reservatórios para ar comprimido de serviço utilizado nas indústrias ou em pequenas empresas, como consultórios odontológicos e borracharias. Porém, na maioria dos casos, os vasos de pressão são fabricados por encomenda, com medidas e demais especificações para atender a uma aplicação específica.

Antes de tudo, para o dimensionamento de um vaso de pressão é importante entender alguns termos técnicos que serão utilizados ao longo do texto deste trabalho, conforme segue, extraídos do Código ASME Seção VIII, Divisão 2, Parte 4:

- *Pressão Máxima de Operação (PMO)*: É a pressão máxima que o sistema pode atingir em operação ou em situação de emergência, como por falha de uma válvula, incêndio, perda de utilidades, etc. Normalmente não é esperada que ocorra em operação normal do sistema.

- *Pressão de Projeto*: É a pressão especificada normalmente pelo engenheiro de processo para ser a pressão mínima que o equipamento pode operar sem falha. Usualmente é baseada na pressão máxima de operação (PMO) do sistema acrescida de uma folga, que pode variar por norma ou empresa. Por exemplo, algumas empresas adotam como pressão de projeto o maior valor entre a pressão máxima de operação mais uma folga de 10% ou 0,69 bar (10 psi).

- *Pressão Máxima de Trabalho Admissível (PMTA)*: De acordo com a NR-13, item 13.1.3, “a PMTA é o maior valor de pressão compatível com o código de projeto, a resistência dos materiais utilizados, as dimensões do equipamento e seus parâmetros operacionais”. A PMTA deve ser sempre maior ou igual a pressão de projeto e, no Brasil, a NR-13 exige que seu valor conste na placa de identificação do equipamento.

- *Pressão de Teste Hidrostático (PTH)*: É a pressão que o equipamento deverá ser testado cheio de água pressurizada medida no topo do equipamento. No caso do Código ASME Seção VIII, Divisão 2, basicamente a PTH corresponde a 1,25 vezes a PMTA, mas outros fatores devem ser considerados para definir, como por exemplo, a temperatura de projeto.

- *Temperatura Máxima de Operação (TMO)*: É a temperatura máxima que o sistema pode atingir em operação ou em situação de emergência como falha de uma válvula, incêndio, perda de utilidades, etc. Uma situação comum é a realização de limpeza ou purga de equipamentos com vapor (steam out), que pode levar o equipamento a temperatura muito superior a temperatura normal de operação. Normalmente não é esperada que ocorra em operação normal do sistema.

- *Temperatura de Projeto (TP)*: É a temperatura especificada normalmente pela engenharia de processo para ser a menor temperatura superior que o equipamento pode operar sem falha. Usualmente é baseada na temperatura máxima de operação (TMO) do sistema acrescida de uma folga, que pode variar por norma ou empresa. Por exemplo, algumas empresas adotam como temperatura de projeto o valor da temperatura máxima de operação mais uma folga de 10 °C.

- *Temperatura Mínima de Projeto do Metal (MDMT)*: Temperatura mínima inferior, normalmente especificada pela engenharia de processo, que o equipamento pode atingir em certas condições de operação. É importante, pois reflete na escolha do material, visto que alguns materiais tendem a fragilizar mediante baixa temperatura.

- *Corrosão Admissível (CA)*: Espessura suplementar adicionada à espessura mínima calculada da parede do equipamento de forma a compensar a possível corrosão que o equipamento sofrerá durante sua vida útil. Assim, ao conhecer antecipadamente a taxa de corrosão geral esperada em função do material adotado e do produto a ser armazenado ou processado, além da vida útil estimada para o equipamento, o projetista pode calcular a espessura suplementar necessária para resistir à corrosão do equipamento de processo que está sendo projetado e somar esse valor a espessura mínima que a parede do equipamento deve ter para atender às condições de pressão, temperatura, etc.

- *Eficiência das Juntas Soldadas (E)*: É utilizada no dimensionamento mecânico do componente do vaso de pressão para compensar possíveis falhas nas soldas. É expressa em quantidade numérica como um fator de redução da tensão admissível de projeto. O valor desse fator depende do tipo de solda e do nível de exame radiográfico realizado para avaliar a qualidade da solda. A Tabela 5, mostrada na próxima página, apresenta alguns exemplos de eficiência de solda em função do tipo de junta e do nível de exame radiográfico.

Tabela 5
Eficiência da Junta Soldada em Função do Tipo de Solda e da Inspeção Radiográfica (E)

Tipo de Junta	Inspeção Radiográfica		
	Total	Parcial	Sem Inspeção
 Solda de penetração total (simples e dupla)	1,00	0,85	0,70
 Solda simples de penetração total com mata-junta	0,90	0,80	0,65
 Solda simples de penetração total sem mata-junta	-	-	0,60
 Solda com filete duplo	-	-	0,55
 Solda com filete simples	-	-	0,45

- *Espessura Mínima Calculada:* É a menor espessura requerida para suportar a pressão interna de projeto no componente do equipamento, calculada através de regras e fórmulas estabelecidas pelo código, com base na geometria do componente, em suas dimensões, na eficiência da(s) junta(s) soldada(s) e na tensão admissível do material em função da temperatura de projeto, acrescida da corrosão admissível.

- *Espessura Comercial Adotada:* É a espessura adotada em função dos padrões de espessura comercialmente disponíveis. Normalmente é adotada a espessura comercial imediatamente superior à espessura mínima calculada. No Brasil, as espessuras que podem ser produzidas pelas indústrias são definidas pela norma ABNT NBR 11889:2008. A espessura comercial adotada, subtraída da

corrosão admissível, é utilizada para o cálculo da PMTA do componente do equipamento.

- *Tensão Admissível de Projeto (S)*: Conforme já tratado neste trabalho, a tensão admissível é a tensão máxima que o material do componente pode ser submetido sem comprometer sua integridade física, ou seja, sem que ocorra falha. A tensão admissível básica (S_m) é fornecida pelos códigos de projeto, neste caso, o Código ASME Seção II, Parte D. O valor da tabela é o valor máximo que a tensão primária geral de membrana devida a pressão interna no equipamento pode atingir e deve ser determinada em função da temperatura de projeto. Como será visto com mais detalhes adiante neste trabalho, a tensão admissível de projeto é baseada na tensão admissível básica fornecida pelas tabelas do código multiplicada por um fator de intensidade de tensões (k), que considera a combinação de outros tipos de tensão com a tensão primária de membrana.

A especificação de um vaso de pressão inicia a partir de uma necessidade do processo industrial e sua definição parte da engenharia de processo. A engenharia de processo define o volume e as dimensões principais do vaso, a pressão e a temperatura de projeto, além do material com o qual ele deverá ser construído, que deve ser compatível com o fluído a ser processado ou armazenado no equipamento, em função das exigências do processo. A geometria do equipamento é definida nesta fase e normalmente depende do arranjo físico da planta onde o equipamento será instalado, como também das condições de processo. A determinação dos bocais que o equipamento deve possuir e seus respectivos diâmetros, da mesma forma, são definidos pela engenharia de processo. Essas informações são necessárias para o correto dimensionamento do equipamento e costumeiramente são passadas para a equipe de mecânica, que fará o dimensionamento estrutural, através de uma folha de dados ou de uma folha de especificação.

O dimensionamento mecânico estrutural habitualmente é efetuado a partir da folha de dados de processo. Com base nas informações da folha de dados, normalmente são efetuados os seguintes cálculos:

- Dimensionamento da espessura mínima de cada componente do equipamento, como corpo e tampos;
- Dimensionamento da espessura do pescoço dos bocais e do reforço, caso seja necessário;
- Dimensionamento da suportação do equipamento;
- Determina o da PMTA do equipamento;
- Determina o da Pressão de Teste Hidrostático do equipamento;
- Determina o do Peso do equipamento;
- Determina o dos esforços que serão transmitidos pelo equipamento para a base de suporta o;
- Determina o dos esforços admissíveis nos bocais conectados a tubula o.

Os c culos deverão considerar, além da pressão interna, todos os esforços que o equipamento poderá ser submetido, como carga de vento, cargas sísmicas, forças e momentos transmitidos pela tubula o conectada ao equipamento, opera o cíclica, etc.

O dimensionamento da espessura mínima de alguns componentes t picos principais são mostrados a seguir:

Casco cilíndrico

Para o cálculo da espessura mínima requerida de cascos cilíndricos submetidos à pressão interna é utilizada a teoria das cascas para cilindros, previamente apresentada nesse trabalho. A Figura 20 mostra um casco cilíndrico com a indicação do Raio (R) e da espessura do cilindro (t):

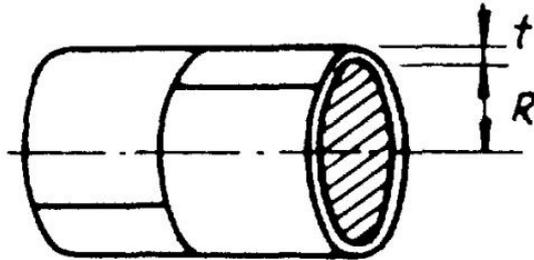


Figura 20 – Casco cilíndrico
Fonte: Megyesy, 1997

De acordo com o código ASME Seção VIII, Divisão 1, item UG-27(c)(1), a espessura mínima requerida para cascas cilíndricas é calculada pela seguinte expressão:

$$t = \frac{PR}{SE - 0,6P} + CA \quad (2.6)$$

Onde

t = espessura mínima requerida

P = pressão interna de projeto

R = raio interno do cilindro

S = tensão admissível de projeto em função da temperatura de projeto

E = eficiência das juntas soldadas

CA = espessura de corrosão admissível

A expressão 2.6 é válida para $t \leq R/2$ ou $P \leq 0,385SE$.

Casco esférico

Para o cálculo da espessura mínima requerida de cascos esféricos ou tampos hemisféricos submetidos à pressão interna é utilizada a teoria das cascas para esferas. A Figura 21 mostra um tampo hemisférico com a indicação do Raio (R) e da espessura do casco (t):

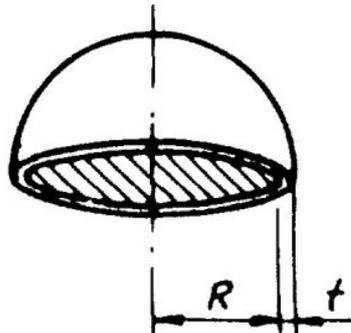


Figura 21 – Tampo hemisférico
Fonte: Megyesy, 1997

De acordo com o código ASME Seção VIII, Divisão 1, item UG-27(d), a espessura mínima requerida para cascas esféricas ou tampos hemisféricos é calculada pela seguinte expressão:

$$t = \frac{PR}{2SE - 0,2P} + CA \quad (2.7)$$

onde

t = espessura mínima requerida

P = pressão interna de projeto

R = raio interno da esfera

S = tensão admissível de projeto em função da temperatura de projeto

E = eficiência da(s) junta(s) soldada(s)

CA = espessura de corrosão admissível

A expressão 2.7 é válida para $t \leq 0,356R$ ou $P \leq 0,655SE$.

Casco elíptico ou semielíptico

Para o cálculo da espessura mínima requerida de tampos elípticos ou semielípticos submetidos à pressão interna é utilizada a teoria das cascas para formas elípticas. A Figura 22 mostra um tampo elíptico com a indicação do Diâmetro (D), da altura (h) e da espessura do tampo (t):

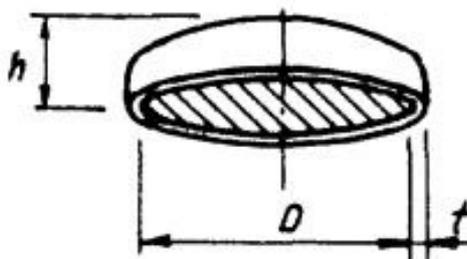


Figura 22 – Tampo elíptico
Fonte: Megyesy, 1997

De acordo com o código ASME Seção VIII, Div.1, item UG-37(d), a espessura mínima requerida para tampos elípticos ou semielípticos é calculada pela seguinte equação 2.8:

$$t = \frac{PD}{2SE - 0,2P} + CA \quad (2.8)$$

onde

t = espessura mínima requerida

P = pressão interna de projeto

D = diâmetro interno do tampo

S = tensão admissível de projeto em função da temperatura de projeto

E = eficiência da(s) junta(s) soldada(s)

CA = espessura de corrosão admissível

É importante ressaltar que os tampos considerados como semielípticos na verdade são tampos torisféricos com altura igual a $0,25D$ ou, em outras palavras, relação R/h igual a 2:1, onde R é o raio interno do tampo e h é profundidade interna

do tampo em relação à linha de tangencia, medida no eixo menor. Uma aproximação aceitável para o tampo semielíptico 2:1 é adotar raio de abaulamento igual a $0,9D$ e o raio de rebordeamento igual a $0,17D$. Nesse caso o Código ASME permite que o tampo seja calculado como tampo elíptico.

A expressão 2.8 é válida para $t_s/L \geq 0,002$, onde t_s é a espessura mínima especificada do tampo após a conformação e L é o raio esférico interno do tampo para tampos semielípticos ou de acordo com o Código ASME Seção VIII, Div. 1, item UG-37, para tampos elípticos.

Transição ou tampo cônico sem raio de transição

Para o cálculo da espessura mínima requerida de seções cônicas submetidas à pressão interna é utilizada a teoria das cascas para cones. A Figura 23 mostra um tampo elíptico com a indicação do Diâmetro (D), ângulo (α) e da espessura da parede (t):

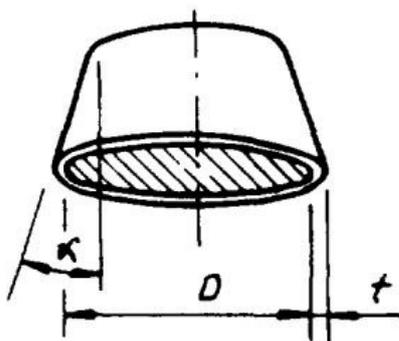


Figura 23 – Seção cônica
Fonte: Megyesy, 1997

De acordo com o código ASME Seção VIII, Div.1, item UG-32(g), a espessura mínima requerida para seções cônicas é calculada pela seguinte expressão:

$$t = \frac{PD}{2\cos\alpha(SE-0,6P)} + CA \quad (2.9)$$

onde

t = espessura mínima requerida

P = pressão interna de projeto

D = diâmetro interno maior da transição cônica

α = ângulo de inclinação entre a parede da transição cônica e o seu eixo

S = tensão admissível de projeto em função da temperatura de projeto

E = eficiência da(s) junta(s) soldada(s)

CA = espessura de corrosão admissível

A expressão 2.9 é válida para $\alpha \leq 30^\circ$.

2.6. Projeto de aberturas em vasos de pressão

As aberturas nos vasos de pressão são necessárias pelos seguintes motivos:

- Permitir entrada e saída do fluido de processo através de bocais conectados a tubulação;
- Possibilitar ventilação, drenagem e limpeza do equipamento;
- Admitir acesso de pessoas ao interior do equipamento para executar serviços de manutenção e reparo;
- Permitir inspeção interna do equipamento;
- Viabilizar montagem do equipamento (em certos casos).

As aberturas no casco dos vasos de pressão requerem cuidado especial de forma a manter as cargas e as tensões em um nível aceitável. Conforme mencionado anteriormente, a pressão interna ou externa é o primeiro tipo de carregamento utilizado na análise estrutural para dimensionamento do bocal, entretanto, o efeito de forças e momentos externos aplicados ao bocal também devem ser levados em consideração. Carregamentos externos normalmente são impostos pela dilatação térmica de um sistema de tubulação conectado ao bocal, cujos valores são determinados através da análise de flexibilidade do sistema de tubulação, ou pelo peso de algum equipamento ou instrumento conectado ao bocal, ou ainda devido à força de reação desenvolvida na abertura de uma válvula de segurança. A remoção de material no local dos furos para os bocais provoca um enfraquecimento do casco. O nível de enfraquecimento depende do diâmetro do furo, da quantidade de furos, e de quanto os furos estão espaçados uns dos outros.

2.6.1. Concentração de tensões em um furo circular em um casco cilíndrico pressurizado internamente

Inicialmente, será considerada a concentração de tensões causada por um furo em uma placa devido a tensões biaxiais, onde a tensão biaxial corresponde a um casco cilíndrico ou esférico sujeito a pressão interna. Para o caso de casco cilíndrico, a biaxialidade é de 2:1, correspondente à razão entre as tensões circunferências e as tensões longitudinais; para o caso de cascos esféricos, a razão de biaxialidade é de 1:1 (Chattopadhyay, 2005).

De acordo com Chattopadhyay (2005), conforme representado na Figura 24, as componentes radial e tangencial das tensões, a uma distancia r do centro do furo com raio a são definidas por:

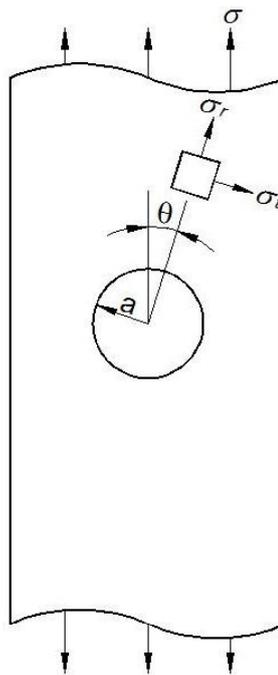


Figura 24 – Tensões radial e tangencial em uma placa com furo carregada uniaxialmente

Fonte: Chattopadhyay, 2005, p. 92

$$\sigma_r = \frac{\sigma}{2} \left(1 - \frac{a^2}{r^2} \right) + \frac{\sigma}{2} \left(1 + \frac{3a^4}{r^4} - \frac{4a^2}{r^2} \right) \cos 2\theta \quad (2.10)$$

e

$$\sigma_t = \frac{\sigma}{2} \left(1 + \frac{a^2}{r^2}\right) - \frac{\sigma}{2} \left(1 + \frac{3a^4}{r^4} \cos 2\theta\right) \quad (2.11)$$

e

$$\sigma_{rt} = -\frac{\sigma}{2} \left(1 - \frac{3a^4}{r^4} + \frac{2a^2}{r^2}\right) \sin 2\theta \quad (2.12)$$

O valor da componente de tensão tangencial, σ_t , ocorre na borda do furo onde $r = a$ e $\theta = \pi$.

$$\sigma_t \Big|_{max} = \frac{\sigma}{2} \left(2 + \frac{a^2}{r^2} + \frac{3a^4}{r^4}\right) = 3\sigma \quad (2.13)$$

Pode ser observado que, quanto r cresce muito, o valor de σ_t se aproxima da tensão circunferencial σ . A distribuição das tensões tangenciais fica da seguinte forma:

$$\begin{aligned} \sigma_t \Big|_{max} &= 3\sigma & \text{em } r = a \\ \sigma_t &= 1,15\sigma & \text{em } r = 2a \\ \sigma_t &= 1,07\sigma & \text{em } r = 3a \end{aligned} \quad (2.14)$$

Ainda conforme Chattopadhyay (2005), no caso de casco cilíndrico com um furo circular sujeito a pressão interna, se a tensão circunferencial for indicada por σ , então a tensão longitudinal será $\sigma/2$ e a tensão máxima será o efeito da combinação das tensões circunferencial e longitudinal. Deste modo, a tensão circunferencial $\sigma_{circ} = \sigma$, que atuará em um ângulo $\theta = \pi/2$ e a tensão longitudinal $\sigma_{long} = \sigma/2$, atuará em $\theta = 0$.

Ao adicionar a contribuição dos dois casos pode ser escrita a seguinte expressão:

$$\sigma_t \Big|_{max} = \frac{\sigma}{2} \left(1 + \frac{a^2}{r^2}\right) + \frac{\sigma}{2} \left(1 + \frac{3a^4}{r^4}\right) + \frac{\sigma}{4} \left(1 + \frac{a^2}{r^2}\right) + \frac{\sigma}{4} \left(1 + \frac{3a^4}{r^4}\right)$$

logo

$$\sigma_t \Big|_{max} = \frac{\sigma}{4} \left(4 + \frac{3a^2}{r^2} + \frac{3a^4}{r^4}\right) \quad (2.15)$$

Conforme mostrado na Figura 25, a utilização da expressão 2.15 resulta na seguinte distribuição das tensões tangenciais:

$$\begin{aligned}\sigma_t \Big|_{\max} &= 2,5\sigma & \text{em } r = a \\ \sigma_t &= 1,3\sigma & \text{em } r = 2a \\ \sigma_t &= 1,09\sigma & \text{em } r = 3a\end{aligned}\quad (2.16)$$

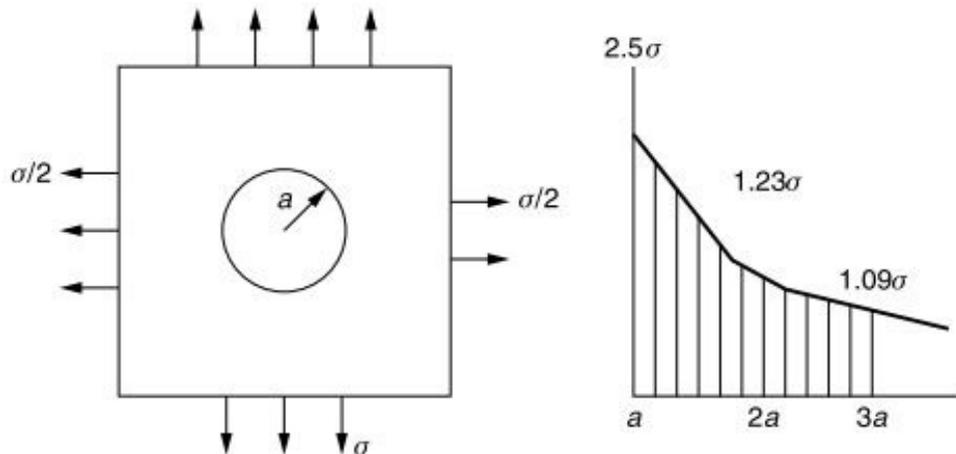


Figura 25 – Tensões tangenciais devido a furo em casco cilindro pressurizado internamente

Fonte: Chattopadhyay, 2005, p. 93

A geometria de um bocal cilíndrico em um vaso de pressão cilíndrico é mais complexa de ser analisada do que a de um bocal cilíndrico em um vaso de pressão esférico, que pode ser tratada com um modelo axissimétrico. Para obter um fator de concentração de tensões aceitável para o caso de um bocal em um casco cilíndrico, muitas vezes é utilizado um modelo axissimétrico aproximado. Uma aproximação popularmente utilizada é o de uma esfera equivalente com duas vezes o diâmetro do casco cilíndrico. A tendência geral dos resultados experimentais aproximados do Fator de Concentração de Tensões (Stress Concentration Factor - *SCF*) para um bocal cilíndrico sem projeção interna em um casco cilíndrico sujeito a pressão interna (P) é mostrado na Figura 26 (Chattopadhyay, 2005).

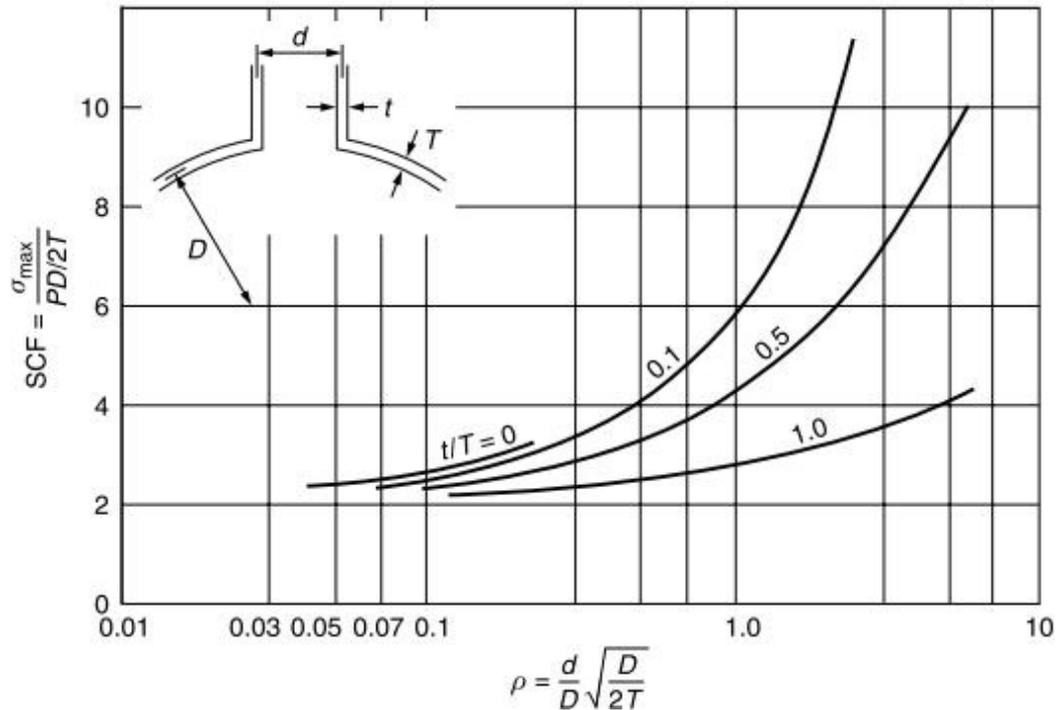


Figura 26 – Fator de Concentração de Tensões (SCF) aproximado para um bocal em casco cilíndrico

Fonte: Chattopadhyay, 2005, p. 99

Na Figura 26, as curvas são baseadas na relação entre as espessuras do pescoço do bocal e o casco (t/T), o Fator de Concentração de Tensões (SCF) é a razão entre a tensão máxima na junção do bocal com o casco e a tensão de membrana que ocorre no casco, calculada pela expressão $PD/2T$, e ρ é um fator geométrico definido pela relação $(d/D)[D/(2T)]^{1/2}$, onde

d = diâmetro médio do pescoço do bocal

D = diâmetro médio do casco do vaso de pressão

P = pressão de projeto

t = espessura do pescoço do bocal

T = espessura do casco do vaso de pressão

σ_{max} = tensão máxima na ligação no bocal com o casco do vaso de pressão

2.6.2. Reforço de aberturas em cascos

Como demonstrado no item anterior, um exame mais detalhado do casco pode indicar a necessidade de reforço nas proximidades da abertura de forma a manter as tensões induzidas pelas cargas em um nível aceitável. Isto pode ser conseguido pelo aumento da espessura da parede do vaso ou do bocal ou ainda pela adição de um elemento de reforço em torno da abertura.

O projeto convencional de bocais utiliza o método de reposição de área. Esse método consiste na compensação, ou reforço, com a provisão de material adicional na área de transmissão de tensão, através do aumento da espessura da parede do vaso ou do pescoço do bocal quando material é removido. A Figura 27 mostra os princípios envolvidos.

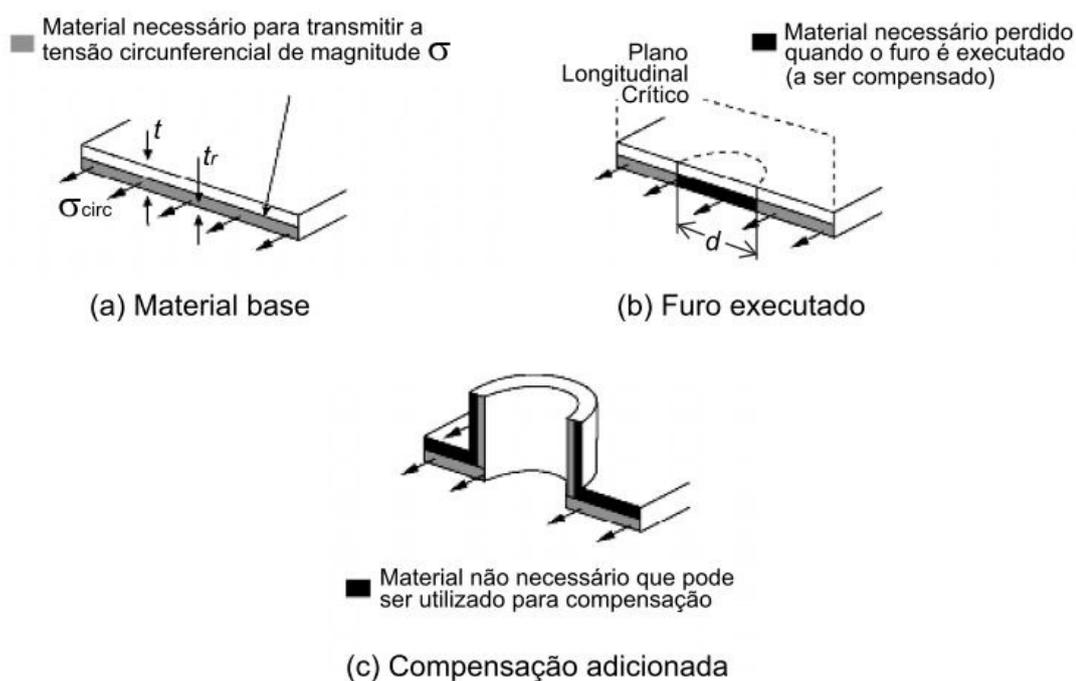


Figura 27 – Princípio da Compensação
Fonte: Matthews, 2001 (adaptada)

As Figuras 27 (a) e (b) mostram parte de uma seção longitudinal de um cilindro com as tensões circunferenciais atuando através do plano crítico longitudinal. A espessura nominal do material é t e um furo com diâmetro d é executado para acomodar um bocal. As dimensões consideram a condição do equipamento totalmente corroído. A área de transmissão de tensão removida é $A =$

$d.t_r$, onde t_r é a espessura mínima calculada do material. A Figura 27 (c) mostra como a compensação para a área removida pode ser feita através da provisão de uma área igual através de material não utilizado disponível no casco e no pescoço do bocal. A parede do pescoço do bocal não pode ser totalmente dedicada a compensação, visto que o pescoço do bocal também é um cilindro sujeito a pressão, com cálculo de espessuras mínima e nominal, t_n e t_m respectivamente, determinadas da mesma forma que o casco principal. Considerando que as soldas longitudinais do casco e do pescoço do bocal não estão no plano crítico longitudinal, conforme mostrado na Figura 28, do ponto de vista de compensação as espessuras mínimas t_n e t_m poderão ser calculadas com eficiência das soldas (E) igual a 1,0 (Matthews, 2001, p. 29).

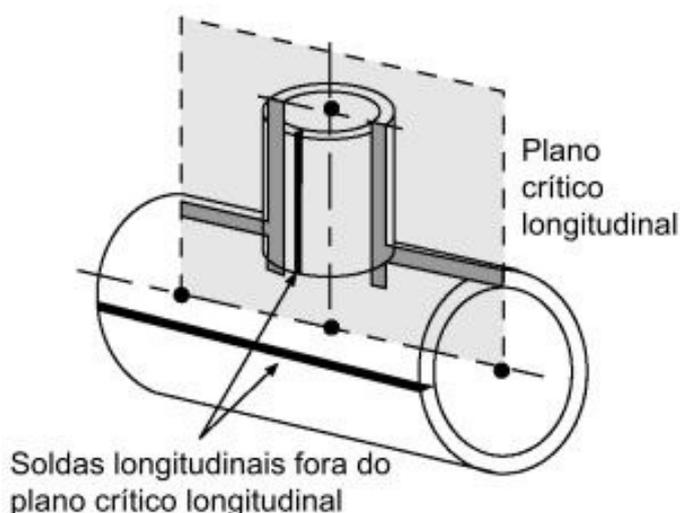


Figura 28 – Plano Crítico Longitudinal
 Fonte: Matthews, 2001 (adaptada)

Conforme demonstrado no item 2.5, em um vaso pressurizado, a intensidade das tensões circunferenciais é o dobro das tensões longitudinais. Portanto, a avaliação da área a ser compensada para reforço na abertura de um bocal deve ser no plano longitudinal que passa pelo centro do bocal, chamado plano crítico longitudinal, conforme mostrado na Figura 28.

As diferenças de espessura $t - t_r$ e $t_n - t_m$ contribuem para a compensação, mas o reforço tende a ser menos efetivo além dos limites estabelecidos, tanto na direção normal à parede do vaso, quanto na direção paralela à parede a partir da linha de centro do bocal. A Figura 29 ilustra os limites de reforço ou compensação

de material em um bocal instalado de acordo com o Código ASME Seção VIII, Divisão 1, Ed. 2010.

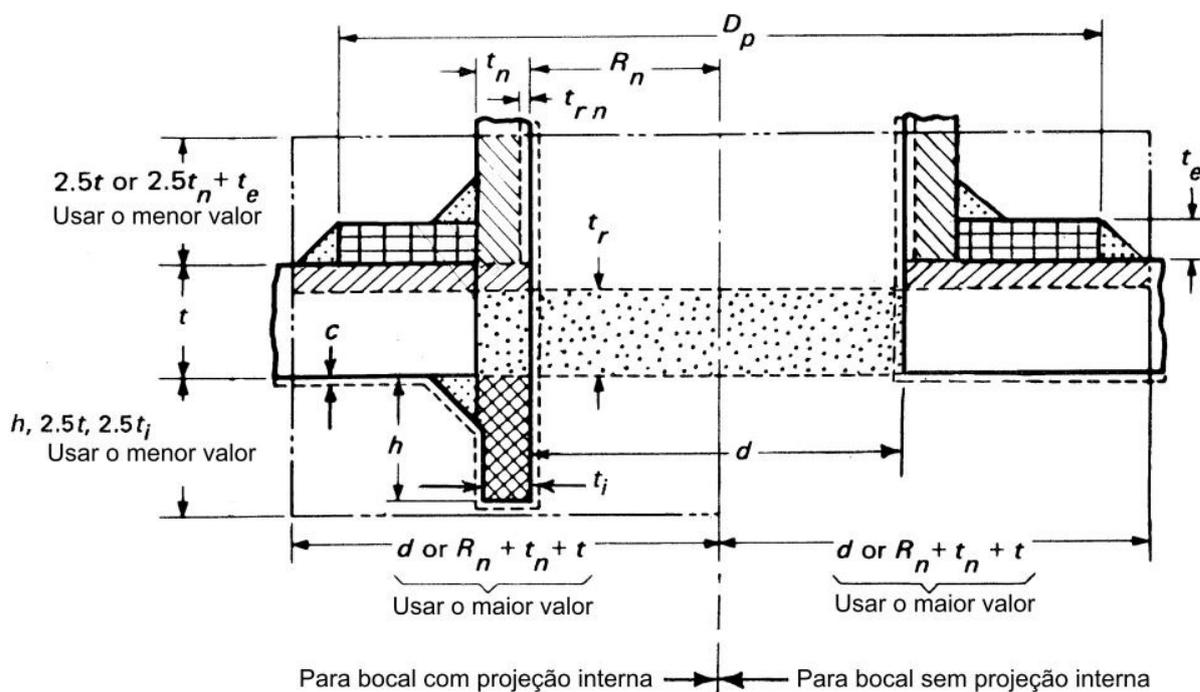


Figura 29 – Seção através do Plano Crítico Longitudinal

Fonte: Código ASME Seção VIII, Divisão 1, Ed. 2010 – Figura UG-37.1 (adaptada)

Como pode ser observado na Figura 28, são estabelecidos os seguintes limites para reforço ou compensação de material:

- Na direção paralela à parede a partir da linha de centro do bocal, para qualquer um dos lados: o maior valor entre d ou $[R_n + t_n + t]$;
- Na direção normal à parede do vaso no sentido do exterior do vaso: o menor valor entre $2,5t$ ou $[2,5t_n + t_e]$;
- Na direção normal à parede do vaso no sentido do interior do vaso, caso o bocal tenha projeção interna: o menor valor entre h , $2,5t$ e $2,5t_i$.

O cálculo das áreas de compensação é apresentado na Tabela 6 a seguir:

Tabela 6

Verificação da Área de Reforço em Bocais de Vasos de Pressão

SEM ELEMENTO DE REFORÇO			
Repr.	Área	Cálculo	Descrição
	A	$= d t_r F + 2 t_n t_r F (1 - f_{r1})$	Área requerida
	A ₁	$= d (E_1 t - F t_r) - 2 t_n (E_1 t - F t_r)(1 - f_{r1})$ $= 2(t + t_n) \cdot (E_1 t - F t_r) - 2 t_n (E_1 t - F t_r)(1 - f_{r1})$	Área disponível no casco; utilizar o menor valor
	A ₂	$= 5 (t_n - t_m) f_{r2} t$ $= 5 (t_n - t_m) f_{r2} t_n$	Área disponível na projeção externa do bocal; utilizar o menor valor
	A ₃	$= 5 t_i f_{r2}$ $= 5 t_i t_j f_{r2}$ $= 5 h t_i f_{r2}$	Área disponível na projeção interna do bocal; utilizar o menor valor
	A ₄₁	= solda ext. do bocal = $(altura do filete)^2 f_{r2}$	Área disponível na solda externa
	A ₄₃	= solda int. do bocal = $(altura do filete)^2 f_{r2}$	Área disponível na solda interna
		Se $A_1 + A_2 + A_3 + A_{41} + A_{43} \geq A$	A abertura está adequadamente reforçada
		Se $A_1 + A_2 + A_3 + A_{41} + A_{43} < A$	A abertura não está adequadamente reforçada, portanto elementos de reforço devem ser acrescentados e/ou as espessuras precisam ser aumentadas

Tabela 6 (continuação)

Verificação da Área de Reforço em Bocais de Vasos de Pressão

COM ELEMENTO DE REFORÇO ADICIONADO			
	A	= igual a A , acima	Área requerida
	A_1	= igual a A_1 , acima	Área disponível
	A_2	$= 5 (t_n - t_m) f_{r2} t$ $= 2 (t_n - t_m) (2,5t_n + t_e) f_{r2}$	Área disponível na projeção externa do bocal; utilizar o menor valor
	A_3	= igual a A_3 , acima	Área disponível na projeção interna do bocal
	A_{41}	= solda ext. do bocal = $(altura\ do\ filete)^2 f_{r3}$	Área disponível na solda externa
	A_{42}	= solda ext. do reforço = $(altura\ do\ filete)^2 f_{r4}$	Área disponível na solda externa do reforço
	A_{43}	= solda int. do bocal = $(altura\ do\ filete)^2 f_{r2}$	Área disponível na solda interna
	A_5	$= (D_p - d - 2t_n) t_e f_{r4}$	Área disponível no elemento de reforço
Se $A_1 + A_2 + A_3 + A_{41} + A_{42} + A_{43} + A_5 \geq A$			A abertura está adequadamente reforçada

Fonte: Código ASME Seção VIII, Divisão 1, Ed. 2010, Figura UG-37.1 (adaptada).

Como princípio geral, a compensação normalmente é posicionada simetricamente em torno do furo e o mais próximo possível do furo. Tipicamente é mais econômico aumentar a espessura da parede do bocal do que acrescentar uma chapa de reforço.

A abordagem da reposição de área considera o desenvolvimento de tensões primárias no casco do vaso devido a abertura, as quais devem respeitar os limites estabelecidos para tensão admissível básica. Em adição aos efeitos do bocal sobre o casco devido a pressão, os efeitos de esforços externos aplicados ao bocal, caso existam, devem ser levados em consideração. Quando o bocal é sujeito a esforços externo podem ser geradas tensões de pico, que devem ser mantidas dentro de limites aceitáveis para assegurar uma vida útil de fadiga satisfatória.

Enquanto o projeto em função da pressão pode ser definido, a avaliação devido aos esforços externos não é simples. Portanto, é importante a análise de tensões na região da ligação do bocal com o casco, a ser tratada no próximo item.

2.7. Metodologia de análise de tensões

A questão fundamental na análise de tensões é determinar a distribuição interna de tensões em um sistema a partir das cargas aplicadas sobre ele. Normalmente, a análise de tensões é utilizada em formas geométricas e casos de carregamento que não são comuns, ou seja, cuja distribuição de tensões não pode ser determinada pela aplicação de fórmulas padronizadas.

2.7.1. Métodos de análise de tensões

A análise de tensões pode ser efetuada por vários métodos, que podem ser experimentais, analíticos ou numéricos, conforme detalhado a seguir:

Métodos experimentais: São utilizados quando a aplicação de métodos analíticos ou numéricos é muito difícil ou impossível. Consistem na utilização de elementos ou estruturas reais submetidas às cargas estáticas e/ou dinâmicas previstas. As tensões resultantes são medidas através de sensores. Atualmente os métodos experimentais mais utilizados são: extensometria de resistência, método de Moiré, análise fotoelástica, métodos holográficos, análise dinâmica mecânica e emissão térmica.

É importante ressaltar, que os métodos experimentais não serão utilizados neste trabalho.

Métodos analíticos: O mais simples dos métodos analíticos para análise de tensões é o utilizado pela mecânica dos sólidos, mas sua aplicação é limitada a casos muito particulares, pois considera distribuição pré-concebida de tensões ou de deformações, que pode levar a erros por não corresponder à realidade. Qualquer

análise realizada com base nos conceitos da mecânica dos sólidos clássica pode apresentar bons resultados somente se o componente estrutural se enquadrar exatamente no modelo utilizado para efetuar a análise. Para elementos estruturais mais complexos o método passa a ficar muito trabalhoso e sujeito a erros em função das simplificações necessárias para viabilizar a solução.

Um método analítico mais acurado, cuja solução é exata, porém mais laboriosa, pode ser baseado na Teoria da Elasticidade, cujo objetivo é determinar o nível das tensões e deformações, levando em consideração somente a geometria, as cargas aplicadas e as condições de contorno. Esse método, porém, tem como principal desvantagem a dificuldade de analisar formas geométricas mais complexas, pois o contorno deve ser representado através de uma função matemática, tornando-o difícil ou até mesmo impossível de ser aplicado (ROSA, 2002).

Este trabalho adota o método analítico do Boletim 297 do WRC (MERSHON, J. L. et al, 1987), a ser apresentado logo a seguir.

Métodos Numéricos: São utilizados principalmente em estruturas complexas. Têm grande flexibilidade na solução de problemas, pois possibilitam a análise de geometrias complexas. Os principais métodos numéricos utilizados na atualidade são: diferenças finitas, elementos finitos e elementos de contorno. Esses métodos eram conhecidos há muito tempo, mas tinham sua aplicação limitada pelo grande trabalho na execução dos cálculos de forma manual, pois mesmo sendo repetitivos, consumiam muito tempo. Com o surgimento dos computadores, foi percebido que eles poderiam ser utilizados para a solução desse tipo de problema. Com o passar dos anos, os computadores passaram a ser cada vez mais acessíveis e com maior poder de processamento, de forma que esses métodos tiveram seu uso intensificado. Devido à facilidade de uso e a possibilidade de aplicação mais abrangente, o método de elementos finitos passou a ser o mais utilizado. Como será visto adiante, neste trabalho, o método de elementos finitos exige um programa de computador dedicado e mão de obra especializada para preparar o modelo a ser analisado. Entretanto, esses programas de computador podem fornecer, em poucos

minutos, resultados confiáveis que, por outros métodos, levariam horas ou mesmo dias para serem obtidos.

2.7.2. Os Boletins 107 e 537 do WRC

De acordo com o prefácio do próprio documento, o Boletim 107 do WRC, intitulado “*Tensões Localizadas em Cascos Esféricos e Cilíndricos Devido a Cargas Externas*”, apresenta os resultados de um programa de pesquisa analítica e experimental que visa proporcionar métodos para a determinação das tensões nas ligações dos bocais de vaso de pressão sujeitos a várias formas de cargas externas. Com base no trabalho teórico do Professor P. P. Biljaard, da Cornell University, com alguns ajustes efetuados em função de dados experimentais disponíveis, o boletim aborda convenções de sinal, parâmetros, cálculo das tensões, curvas adimensionais e limitações na aplicação de cascas esféricas e cilíndricas, além de um cálculo abreviado para tensão máxima em cascas esféricas. Publicado pela primeira vez em 1965, o Boletim 107 foi revisto em 1968, 1970, 1972, 1979 e 2002.

O Boletim 537 do WRC, intitulado “*Equações Precisas e Diagramas Aprimorados para Tensões Localizadas em Cascos Esféricos e Cilíndricos Devido a Cargas Externas para Implementação do Boletim WRC 107*”, foi elaborado para facilitar a implementação das relações largamente difundidas da edição de 1979 do Boletim 107 para tensões locais devido a esforços externos aplicados em cascos esféricos e cilíndricos. Conforme exposto pelo próprio WRC, o objetivo foi de eliminar erros potenciais na aplicação do método, facilitar interpolação e extrapolação apropriada e permitir processamento de dados via computador com maior eficiência. Em outras palavras, o Boletim 537 fornece exatamente o mesmo conteúdo do Boletim 107, porém com equações mais precisas e diagramas aprimorados, tornando-o mais fácil de ser utilizado.

A metodologia do boletim apresenta fórmulas e tabelas para calcular as tensões em quatro pontos nos eixos principais. As tensões nas faces internas e externas nesses pontos podem ser prontamente conseguidas seguindo passo a passo o procedimento estabelecido pelo documento. Como resultado, são obtidas as

intensidades das tensões totais nos quatro pontos do casco. Não é fornecida a intensidade da tensão de membrana em cada ponto, como também não é calculada a tensão no bocal.

Devido à hipótese adotada pelo boletim do casco não ser perfurado, a aplicabilidade da parte dedicada a cascos cilíndricos é limitada a insertos rígidos. O boletim não recomenda qualquer método específico para determinar as tensões em bocal real instalado em vaso de pressão. Além disso, o boletim possui algumas limitações quanto aos parâmetros geométricos, conforme exposto a seguir:

Cascos esféricos:

- $d_i/D_i \leq 1/3$ para cascos esféricos (porém $< 1/3$ se D_m/T estiver entre 20 e 55) e $1/4$ para cascos cilíndricos
- $U \leq 2,2$
- $0,25 \leq T/t \leq 10$
- $5 \leq r_m/t \leq 50$

Cascos cilíndricos

- $d/D \leq 1/4$ (para cilindros ou $< 0,6$ com ressalvas significativas)
- $D_m/T \leq 600$
- $l/D_m \geq 1,5$
- $1/4 \leq c_1/c_2 \leq 4$

onde

c_1 = metade do comprimento de um carregamento retangular na direção circunferencial

c_2 = metade do comprimento de um carregamento retangular na direção longitudinal

d_i = diâmetro interno do bocal

D_i = diâmetro interno do casco

d_m = diâmetro médio do bocal

D_m = diâmetro médio do casco

$l =$ comprimento do casco cilíndrico

$r_o =$ raio externo de uma conexão cilíndrica

$r_m =$ raio médio de uma conexão cilíndrica oca

$R_m =$ raio médio do casco esférico ou cilíndrico

$t =$ espessura da parede de uma conexão cilíndrica oca

$T =$ espessura do casco esférico ou cilíndrico

$U = r_o/(R_m \cdot T)^{0,5}$ para conexão circular e $c_1/[0,875(R_m \cdot T)^{0,5}]$ para conexão quadrada

2.7.3. O Boletim 297 do WRC

O Boletim 297 do WRC foi publicado em 1984, intitulado “*Tensões Localizadas em Cascos Cilíndricos Devido a Cargas Externas – Suplemento do Boletim WRC 107*”, revisado em 1987 e, como o próprio título indica, é um suplemento do Boletim 107. Esse boletim é aplicável especificamente para bocais cilíndricos em cascos cilíndricos e, diferentemente do Boletim 107, é derivado do trabalho teórico do Professor C. R. Steele, baseado na teoria das cascas finas. Em relação ao Boletim 107, ele fornece dados para relações D/T maiores e também propicia maior legibilidade para pequenos valores de d/D por plotar curvas com a utilização de um fator geométrico $\lambda = d/(DT)^{0,5}$ como abcissa (ver nomenclatura logo a seguir). Além disso, as tensões no casco e no bocal podem ser determinadas e a gama de relações entre diâmetro e espessura do vaso é ampliada. O mais importante com relação a esse boletim, é que a teoria utilizada considera a abertura no casco juntamente com o efeito restritivo da parede do bocal, o que torna esse modelo melhor para simulação de bocais em cascos cilíndricos do que o modelo do casco não perfurado utilizado pelo Boletim 107.

Devido ao fato da maioria dos códigos de projeto de vasos de pressão estabelecerem o critério de tensões admissíveis diferentes para as diferentes

categorias de tensão, o Boletim WRC 297 enfatiza a separação da tensão de membrana e da tensão de flexão em casca.

A seguir são apresentadas as limitações do Boletim WRC 297, baseadas em seus parâmetros geométricos:

- $20 \leq d/t \leq 100$
- $20 \leq D/T \leq 2500$
- $d/T \geq 5$
- $d/D \leq 0,5$

onde

d = diâmetro externo do bocal

D = diâmetro médio do vaso

t = espessura da parede do bocal

T = espessura da parede do vaso

Além das limitações acima, as seguintes premissas são consideradas pelo Boletim WRC 297:

- O bocal não deve estar próximo a uma descontinuidade – a descontinuidade deve estar a uma distancia não menor que $2(DT)^{0,5}$ no vaso e não menor que $2(dt)^{0,5}$ no bocal;
- O eixo do bocal deve ser normal ao eixo do vaso;
- O bocal não dever ter projeção interna.

Em resumo, o Boletim WRC 297 é o mais adequado para o cálculo de tensões localizadas em bocais instalados em vasos de pressão cilíndricos. Como o escopo deste trabalho envolve bocais cilíndricos em vasos de pressão cilíndricos, o Boletim WRC 297 foi adotado como o método analítico a ser utilizado para verificação das tensões.

2.7.4. O Método de Elementos Finitos (MEF)

O Método de Elementos Finitos (MEF) tem sua origem em 1943, quando o matemático Courant, baseado no método de aproximação de Ritz estabelecido em 1909, apresentou uma solução polinomial para um problema de torção, seguindo procedimentos considerados como MEF. Registros indicam que foi utilizado pela primeira vez na década de 1950 pela empresa aeroespacial Boeing para avaliar asas de aviões. É importante ressaltar que seu desenvolvimento está atrelado ao desenvolvimento dos computadores, pois devido às suas características de flexibilidade e estabilidade numérica, pôde ser implantado na forma de um programa de computador. Em poucas palavras, o método de elementos finitos constitui uma ferramenta geral para solução numérica de equações diferenciais parciais de problemas de engenharia e ciência aplicada (Azevedo, 2003).

O MEF é baseado na ideia da construção de um objeto complicado com blocos simples, ou pela divisão de um objeto complicado em pequenas peças manuseáveis. Como exemplo bem simples, a área aproximada de um círculo pode ser calculada pela soma da área de triângulos obtidos com a divisão do próprio círculo em partes iguais. A Figura 30 mostra o círculo dividido em oito partes iguais. Se n é número de divisões do círculo e a área de cada triângulo é igual a $R^2 \text{sen} \theta / 2$, a área aproximada do círculo será igual a $nR^2 \text{sen} \theta / 2$, onde $\theta = 2\pi/n$ radianos. Se for realizada uma simulação com $R = 1$, para $n = 8$ será obtido como resultado uma área grosseiramente aproximada, com erro de cerca de 10% em relação à área exata calculada pela expressão πR^2 , mas se, por exemplo, for adotado $n = 1000$, será obtida uma área aproximada com erro da ordem de 0,0007%. Em outras palavras, se o número de partes é aumentado o resultado melhora e tende em seu limite para a solução exata (Fish, 2007).

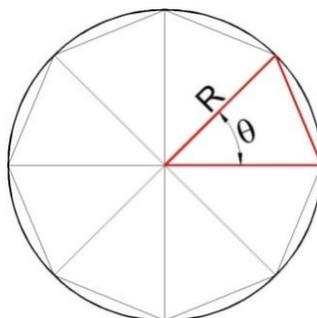


Figura 30 – Cálculo aproximado da área de um círculo por triângulos

Fonte: Fish, 2007 (adaptada)

Portanto, a ideia básica por trás do método de elementos finitos é dividir para conquistar. O corpo é dividido em um número finito de partes, chamadas de elementos. O comportamento individual do elemento quando submetido a certas condições é conhecido e, com base nesse conhecimento, o comportamento do corpo inteiro é determinado. Os elementos possuem pontos para interligação com seus vizinhos, que são conhecidos como “nós”. Cada elemento possui normalmente um nó em cada vértice, mas também existem elementos com nós adicionais, chamados elementos de alta ordem, mais complexos e que permitem representações polinomiais quadráticas que resultam em maior precisão. Diversos tipos de elementos foram desenvolvidos com formas geométricas variadas em função do tipo e da quantidade de dimensões do problema. A Figura 31 apresenta a geometria de alguns tipos de elementos finitos e a Figura 32 mostra uma placa com furo central com malha de elementos finitos do tipo triangular.

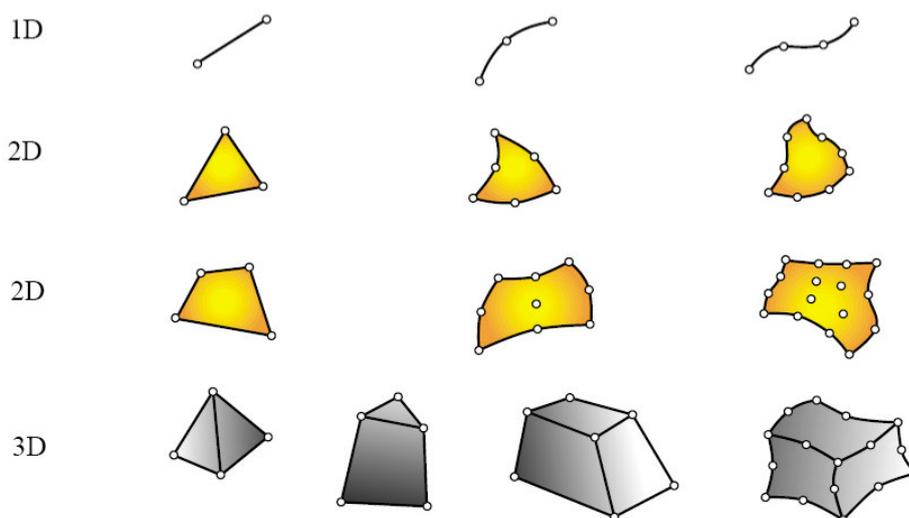


Figura 31 – Alguns tipos de elementos finitos utilizados

Fonte: Azevedo, 2003

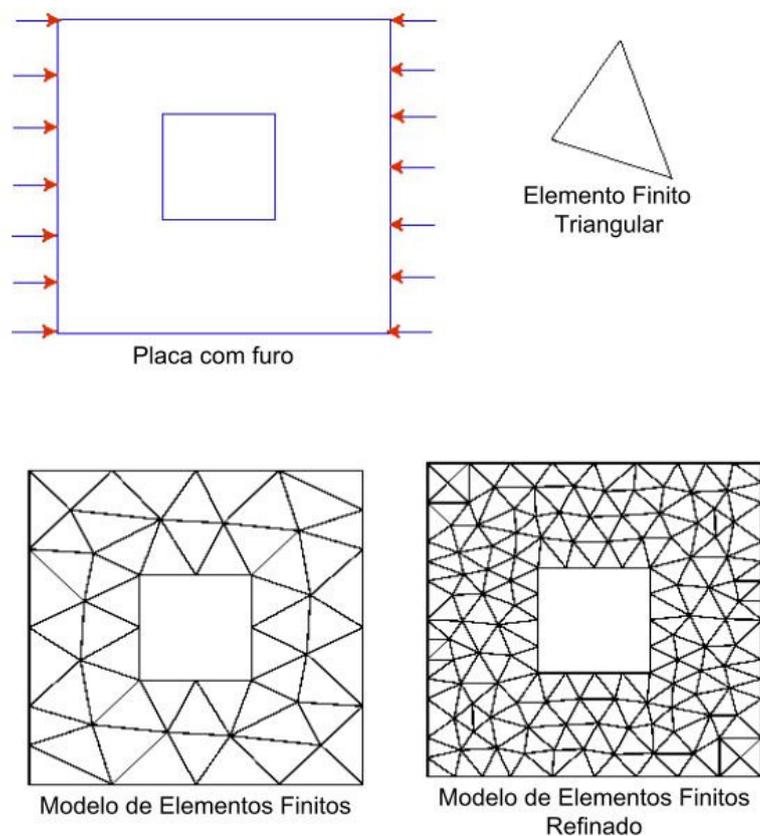


Figura 32 – Placa com malha de elementos finitos triangulares

Fonte: Fish, 2007, p. 2 (adaptada)

Para problemas lineares, é necessário resolver um sistema de equações lineares com número de variáveis em função da quantidade de nós. Para obter soluções mais acuradas, normalmente são utilizados milhares de nós e, portanto, os computadores são essenciais para resolver essas equações. Geralmente, conforme mencionado anteriormente, a precisão da solução melhora conforme o número de nós aumenta, mas o tempo de processamento pelo computador e, conseqüentemente, os custos também aumentam (Fish, 2007).

Os resultados obtidos com análise por elementos finitos raramente são exatos. Entretanto, pode ser obtida uma solução com resultado muito preciso, se o modelo de elementos finitos apropriado, baseado em princípios de análise por elementos finitos, for utilizado (Hutton, 2004).

O MEF é aplicável a muitos tipos de problemas, tais como temperatura em sistemas eletrônicos, fluxo de ar em torno de um avião, campos magnéticos em motores, e concentrações de substâncias em sistemas químicos. Mas a aplicação largamente mais comum é em análise estrutural, para determinar como um corpo

reage quando submetido a esforços (Fish, 2007). A análise de tensões em vasos de pressão se enquadra em análise estrutural.

Em análise estrutural, o MEF pode ser utilizado para encontrar a localização e a magnitude da tensão crítica e a deformação em uma estrutura. Conforme exemplificado na Figura 33, o MEF pode ser utilizado em estruturas que não tem solução teórica disponível e, sem ele, seria necessário o uso de técnicas experimentais que consomem tempo e são caras (Agarwal, 2013).

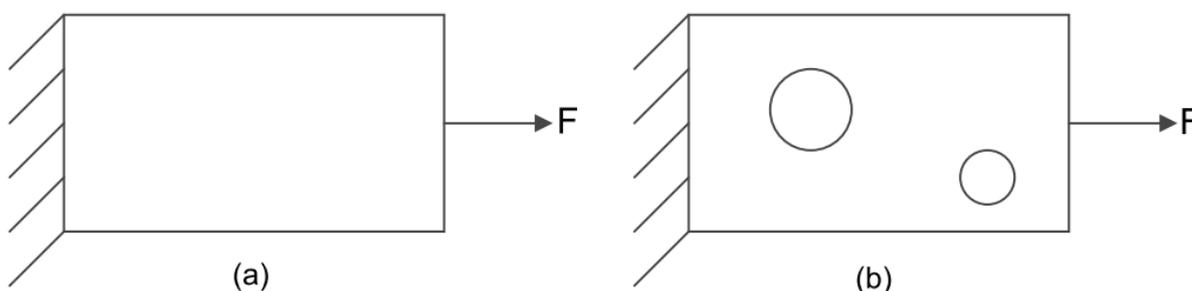


Figura 33 – Exemplos de estrutura para análise
(a) Placa Sólida – Solução Teórica Disponível;
(b) Placa Sólida com Furos – Solução Teórica Não Disponível
Fonte: Agarwal, 2013 (adaptada)

Basicamente o problema estrutural consiste em escrever algumas equações governantes que descrevem o material e como ele se comporta, e então solucionar tais equações para a peça em análise submetida a condições de suportação e carregamento. Porém, cada soluço   única para um determinado caso, ou seja, não há uma simples resposta em forma de equa o (Liu & Quek, 2003).

Mas como funciona o MEF? Segundo Agarwal (2013), para a soluço de problemas de engenharia, tais como encontrar tensões e deslocamentos em uma estrutura, são requeridos os seguintes três passos:

1. Pré-processamento ou modelagem da estrutura
2. Análise
3. Pós-processamento

Uma breve descri o de cada um desses passos   dada a seguir:

Passo 1: Pré-processamento ou modelagem da estrutura

Com a utilização de um programa de CAD (Computer Aided Design) que vem com o próprio programa de elementos finitos ou programa de CAD externo, a estrutura é modelada. O modelo final consiste de vários elementos que coletivamente representam a estrutura como um todo. Os elementos não apenas representam segmentos da estrutura, eles também simulam seu comportamento mecânico e propriedades. As regiões onde a geometria é complexa, como curvas, furos e entalhes, requerem um número maior de elementos para representar precisamente a forma; da mesma maneira, as regiões com geometria simples podem ser representadas por uma quantidade menor de elementos.

A seleção do elemento apropriado requer conhecimento anterior do MEF, conhecimento do comportamento da estrutura, conhecimento dos tipos de elementos disponibilizados pelo programa de computador e suas características, além de outros aspectos. Os elementos são interligados pelos nós ou pontos comuns.

Na fase de pré-processamento, juntamente com a geometria da estrutura, as restrições, cargas e propriedades mecânicas da estrutura são definidas. Assim, no pré-processamento a estrutura é definida com um todo através do modelo geométrico. A estrutura representada por elementos e nós é chamada de “malha”.

Passo 2: Análise

Neste passo, a geometria, restrições, cargas e propriedades mecânicas são aplicadas para gerar a matriz de equações para cada elemento, que então são agrupados para gerar uma matriz global de equações da estrutura. A forma das equações individuais, bem como da equação estrutural é sempre.

$$\{F\} = [K]\{u\} \quad 2.17$$

Onde

$\{F\}$ = matriz do tipo coluna das forças externas aplicadas

$[K]$ = matriz global de rigidez da estrutura, que é geralmente uma matriz simétrica

$\{u\}$ = matriz do tipo coluna que representa o deslocamento de todos os nós, resultante da aplicação das forças externas $\{F\}$.

A equação é então resolvida para deslocamentos. Com base nos valores dos deslocamentos, podem ser calculadas as tensões, as distorções e as reações nos apoios. Todos os resultados são armazenados e podem ser utilizados para criar gráficos e tabelas na etapa de pós-processamento.

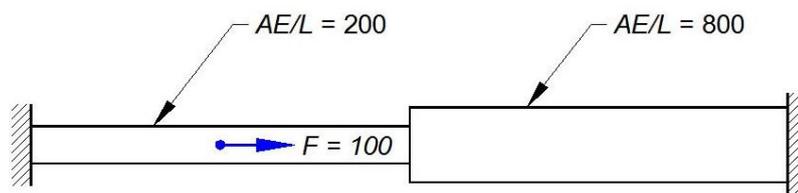
É importante observar que a expressão 2.17 é na verdade a lei de Hooke, escrita como $F = Kx$, apresentada por Robert Hooke em 1678, a qual estabelece que um corpo elástico deforma proporcionalmente à força aplicada sobre ele, onde F é a força aplicada, K é a constante de rigidez elástica e x é o deslocamento resultante em função da força aplicada. Hooke provou empiricamente a equação com a utilização de pesos suspensos por cabos presos ao teto (Zienkiewicz *et al.*, 2013).

A seguir é apresentado um exemplo prático simples resolvido pelo MEF, onde é aplicado o elemento tipo barra formulado no item anterior. O exemplo trata de uma barra com duas áreas de seção ao longo do comprimento, engastada nas duas extremidades, com uma força axial com intensidade 100 aplicada em um ponto intermediário da barra com menor área de seção, conforme mostrado na Figura 34. O objetivo é:

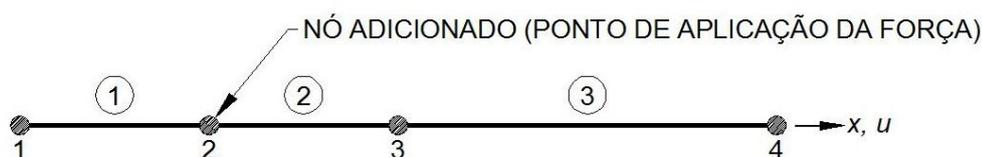
a) calcular os deslocamentos no ponto de aplicação da força e no ponto de transição da seção de maior área para a seção de maior área e,

b) calcular as forças de reação nos apoios.

Exemplo – Aplicação do MEF



(a) BARRA ENGASTADA



(b) MODELO DE ELEMENTOS FINITOS

Figura 34 – Exemplo – Barra Engasta e o respectivo Modelo de Elementos Finitos

A Figura 34, além da barra engastada, mostra o modelo de elementos finitos, onde pode ser observado que foi incluído um nó no ponto de aplicação da força. O modelo de elementos finitos tem três elementos, quatro nós, e quatro graus de liberdade, que são u_1 , u_2 , u_3 e u_4 .

Para o elemento tipo barra, a matriz de rigidez é dada pela equação:

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{AE}{L} & -\frac{AE}{L} \\ -\frac{AE}{L} & \frac{AE}{L} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} \quad 2.18$$

Pela equação 2.18, a matriz de rigidez do Elemento 1, onde $AE/L = 200$, é

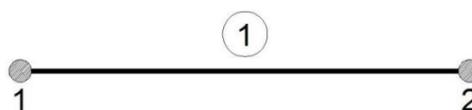


Figura 35 – Exemplo – Elemento 1

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 200 & -200 \\ -200 & 200 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix}$$

Pela equação 2.18, a matriz de rigidez do Elemento 2, onde $AE/L = 200$, é

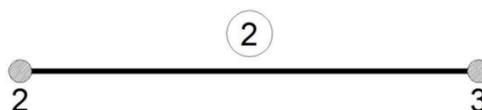


Figura 36 – Exemplo – Elemento 3

$$\begin{Bmatrix} F_2 \\ F_3 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 200 & -200 \\ -200 & 200 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix}$$

Pela equação 2.18, a matriz de rigidez do Elemento 3, onde $AE/L = 800$, é



Figura 37 – Exemplo – Elemento 3

$$\begin{Bmatrix} F_3 \\ F_4 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 800 & -800 \\ -800 & 800 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_3 \\ u_4 \end{Bmatrix}$$

A seguir é apresentada a matriz de rigidez global, que incorpora os três elementos:

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ F_4 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 200 & -200 & 0 & 0 \\ -200 & (200+200) & -200 & 0 \\ 0 & -200 & (200+800) & -800 \\ 0 & 0 & -800 & 800 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ u_4 \end{Bmatrix}$$

Diagrama da matriz de rigidez global com as contribuições dos elementos 1, 2 e 3 destacadas por retângulos vermelhos e rotuladas como EI. 1, EI. 2 e EI. 3.

Os esforços e restrições aplicadas são os seguintes:

$$u_1 = 0 \text{ (extremidade esquerda da barra fixa)}$$

$$u_4 = 0 \text{ (extremidade direita da barra fixa)}$$

$$F_2 = 100 \text{ (carga aplicada)}$$

$$F_3 = 0 \text{ (não há carga aplicada por se tratar de reação interna)}$$

Abaixo é mostrada a matriz montada para solução:

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ 100 \\ 0 \\ F_4 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 200 & -200 & 0 & 0 \\ -200 & (200+200) & -200 & 0 \\ 0 & -200 & (200+800) & -800 \\ 0 & 0 & -800 & 800 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 0 \\ u_2 \\ u_3 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Portanto, dois deslocamentos são desconhecidos (u_2 e u_3).

Ao considerar apenas a parte da matriz no interior do retângulo vermelho:

$$100 = -200 \cdot 0 + 400 \cdot u_2 - 200 \cdot u_3 + 0 \cdot 0 \text{ e}$$

$$0 = 0 \cdot 0 - 200 \cdot u_2 + 1000 \cdot u_3 - 800 \cdot 0$$

A solução do sistema de equações cima resulta em:

$$u_2 = 0,0556 \text{ e } u_3 = 0,2778$$

Ainda com base na matriz global de rigidez, as forças de reação podem ser calculadas pelas equações:

$$F_1 = 200 \cdot 0 - 200 \cdot u_2 + 0 \cdot u_3 + 0 \cdot 0$$

$$F_4 = 0 \cdot 0 + 0 \cdot u_2 - 800 \cdot u_3 + 800 \cdot 0$$

A solução das equações acima resulta em:

$$F_1 = -55,56 \text{ e } F_4 = -44,44$$

Como $F_1 + F_4 = -55,56 + (-44,44) = -100$, a condição de equilíbrio foi satisfeita.

O método de solução desse exemplo demonstra os conceitos básicos do MEF que está presente em qualquer análise.

Passo 3: Pós-processamento

Este é o último passo de uma análise por elementos finitos. Os resultados obtidos no passo 2 usualmente na forma bruta e são difíceis de serem interpretados. No pós-processamento, um programa de CAD (Computer Aided Design) é utilizado para manipular os dados para gerar o modelo deformado da estrutura e criar plotagens de distribuição de tensões, animação, etc. Uma representação gráfica dos resultados é muito útil para entender o comportamento da estrutura.

2.7.4.1 Como a Análise por Elementos Finitos é feita pelo programa de computador

De acordo com Agarwal (2013), os seguintes passos representam o procedimento de Análise por Elementos Finitos feita internamente pelo programa de computador:

- Com as informações fornecidas pelo usuário, tais como o modelo geométrico, propriedades do material, cargas e restrições, a estrutura é graficamente dividida em pequenos elementos de forma que o comportamento mecânico de cada e de todos os elementos pode ser definido por um conjunto de equações diferenciais.
- As equações diferenciais são convertidas em equações algébricas, e então arranjadas em uma matriz de equações, de forma a possibilitar uma solução via computador.
- As equações do elemento são combinadas e uma equação estrutural global é obtida.
- As condições apropriadas de cargas e restrições, fornecidas pelo usuário, são incorporadas pela matriz de rigidez estrutural.
- A matriz de rigidez estrutural é resolvida e os deslocamentos de todos os nós são calculados.
- Um nó pode ser compartilhado por vários elementos e o deslocamento em um nó compartilhado representa o deslocamento dos elementos que compartilham esse nó no ponto onde o nó se encontra.
- O deslocamento em qualquer outro ponto no elemento é calculado por interpolação de pontos localizados nos outros nós do elemento.
- Um elemento pode ter uma função de interpolação linear ou de ordem superior.
- A matriz de equações individual de cada elemento é agrupada em uma estrutura de equação da forma $\{F\} = [K]\{u\}$, cujos termos foram descritos no item anterior.

2.7.4.2 Convergência dos resultados

Como determinar o número ideal de elementos em uma estrutura e ter certeza que o modelo de elementos finitos é o adequado? Segundo com Agarwal (2013), não existe uma resposta exata para essa questão, entretanto, se a malha de elementos finitos for refinada até que a variação nos resultados seja menor que um valor especificado, será encontrada a densidade de malha ideal. A convergência é referente a esse processo, quando a malha é otimizada para atingir resultados

desejáveis. Neste trabalho foi adotado o valor máximo de 5% de variação entre a malha inicial e a malha refinada como convergência atingida.

2.8. Estado da arte em análise de tensões em bocais

Kharat & Kulkarni (2013) analisaram a concentração de tensões que ocorre em aberturas em vasos de pressão sujeitas a esforços externos e meios para reduzir seu efeito. Estes autores comprovaram que o efeito da posição e da localização das aberturas em cilindros sobre a concentração de tensões não tem sido objeto de estudo de pesquisadores e os códigos de projeto não tratam diretamente desse assunto. Para estes casos os códigos recomendam a utilização de DBA (Design By Analysis), que inclui não linearidade. A determinação da concentração de tensões é importante para a simulação do modo exato de falha do vaso de pressão e é um campo aberto para pesquisa. Concluíram que o método de elementos finitos é uma eficiente ferramenta para a simulação da concentração de tensões.

Narale & Kachare (2012) realizaram trabalho onde abordam a necessidade de utilização do método de análise de tensões por elementos finitos para o dimensionamento de bocais de vaso de pressão sujeitos a esforços externos, pois o método do Boletim WRC 107 é limitado a geometrias simples. Expressam que a precisão do método de elementos finitos é altamente dependente da malha adotada, especialmente se elementos de ordem maior (quadrática, cúbica, etc.) não são utilizados e que a convergência da malha é o meio mais confiável para julgar a precisão do modelo. Concluíram que a tensão máxima é obtida com a aplicação de todos os casos de carregamento sobre o bocal e que a tensão máxima ocorre na junção do bocal com o casco do vaso de pressão. Além disso, concluíram que as tensões de pico são maiores em bocais não simétricos do que em bocais simétricos e que a simetria é um fator importante para a redução da concentração de tensões na abertura do bocal.

Chaudhari & Jadhav (2012) apresentaram um estudo de caso e sugerem um procedimento para análise de tensões em bocais de vasos de pressão sujeitos a esforços externos, de forma a obter resultados confiáveis com um menor tempo de

processamento e avaliação dos resultados. O método combina análise de tensões por elementos finitos mediante a utilização de elementos finitos tipo casca dispostos em malha média, processados de acordo com o Código ASME Seção VIII Divisão 2, e cálculos baseados no Boletim WRC 107. O trabalho indica que, para elementos de casca de primeira ordem, o mínimo de 96 elementos ao redor do pescoço do bocal garantem a convergência e, conseqüentemente, a precisão dos resultados. Porém, se elementos de ordem superior forem utilizados, a quantidade de elementos pode ser reduzida, mas é importante aplicar uma análise de convergência para verificar a precisão dos resultados. Além disso, segundo os autores, o procedimento reduz o esforço para obter as tensões de membrana e flexão, pois não é requerida linearização das tensões.

Björkby (2011) desenvolveu uma ferramenta para análise de tensões em bocais de vasos de pressão sujeitos a esforços externos, que consiste em um modelo parametrizado em CAD integrado com um programa de computador para análise de tensões por elementos finitos. Os resultados são avaliados de acordo com a categorização de tensões estabelecidas por um código de projeto e fornecem ao analista uma maneira simples de saber se o projeto atende aos requisitos do código ou não. De acordo como autor, a utilização dessa ferramenta dentro do processo de desenvolvimento de um produto, pode reduzir significativamente o tempo de modelagem, pré-processamento e avaliação dos resultados.

Nayak & Trivedi (2011) desenvolveram um trabalho sobre análise de tensões em bocais de vasos de pressão sujeitos a esforços externos, onde comparam as tensões calculadas através do método do Boletim WRC 107 com as tensões obtidas pelo método de análise de tensões por elementos finitos. No caso específico de bocal instalado em tampo esférico de um reator, foi observado pelos autores que a intensidade das tensões obtidas pelo método do Boletim WRC 107 ficou acima da tensão admissível, visto que o método não leva em consideração a pressão quando calcula as tensões primárias equivalentes geral e local. Conclui que a avaliação das tensões pelo método de elementos finitos proporciona resultados consideravelmente mais precisos que os cálculos obtidos pelas fórmulas do Boletim WRC 107, pois fornece um perfil das tensões em torno da junção do bocal com o casco quando comparado com os oito pontos fornecidos pelo boletim.

Mani, Thanigayiarasu & Chellapandi (2010) realizaram um trabalho a fim de determinar com precisão as tensões desenvolvidas na junção de um bocal sujeito a esforços externos, instalado em um reator refrigerado com sódio. Devido à complexidade da geometria do bocal, foi adotado o método de análise de tensões por elementos finitos. O trabalho concluiu que a tensão máxima ocorre na ligação do bocal com a região onde houve retirada de material no casco e o deslocamento máximo ocorre no meio da região onde houve retirada de material. Ressaltam que a alta concentração de tensões é desenvolvida nessa região devido à mudança abrupta de geometria e a consequente mudança no fluxo de tensão. Finalizam que nessa região pode ser formada a trinca que levará o equipamento a falha e uma análise mais aprofundada pode ser iniciada a partir desse ponto.

Lima (2009) realizou estudo comparativo dos métodos de análise de tensões em junções casco/bocais de vasos de pressão devido a carregamentos externos. Foram analisados bocais com diâmetro nominal de 2", 6" e 10". Os métodos de análise comparados foram os Boletins 107 e 297 do WRC e o Método de Elementos Finitos. O estudo mostrou que os resultados são similares e que para bocais que se enquadram nos parâmetros dos boletins não há necessidade de uso de ferramentas mais avançadas e de custo maior para análise de tensões. O escopo do trabalho de Lima (2009) é o que mais se aproxima do escopo deste trabalho, mas os seguintes aspectos sobre esse trabalho devem ser observados: (a) o Boletim 107 do WRC não é indicado para bocais, pois não considera a abertura no casco e, apesar do modelo de DN 2" ter apresentado resultado similar ao resultado apresentado pelo Boletim WRC 297, nos outros dois modelos houve diferença crescente entre os resultados dos dois boletins, cerca de 8% para o bocal de DN 6" e 20% para o bocal de DN 10"; (b) os Boletins WRC 107 e 297 não levam em consideração as tensões geradas pela pressão interna e, portanto, as tensões calculadas podem não representar a realidade; (c) as tensões calculadas pelos boletins podem não ser as tensões máximas, conforme será comprovado mais à frente neste trabalho; (d) a conclusão de que os resultados são confiáveis não é justificada, pois não é apresentada base para esta afirmação.

Miranda (2007) apresentou estudo do comportamento das tensões atuantes em intersecções entre bocais sujeitos a esforços externos e cascos de vasos de pressão cilíndricos através do método de análise de tensões por elementos finitos. O

trabalho mostrou que a presença da chapa de reforço reduziu significativamente as tensões tangenciais e radiais na região da intersecção entre o bocal e o vaso, ratificando o critério do Código ASME – Método de Reposição de Área para intersecções de bocais em vasos de pressão. Ressaltou que, apesar de apresentarem diferenças pequenas para a região do bocal, os modelos com reforço integral e parcialmente soldado apresentaram diferenças consideráveis nos níveis de tensões da região do vaso para as tensões radiais e tangenciais. Concluiu ainda que o modelo parcialmente soldado apresentou tensões tangenciais 10% superiores e as tensões radiais se mostraram bem maiores que aquelas do modelo com reforço integral.

Ayob (2006) efetuou estudo de bocal sujeito a esforços externos instalado em tampo torisférico de vaso de pressão, a fim de estabelecer o comportamento elástico das tensões desenvolvidas. A investigação incluiu avaliação através de experimentos práticos e cálculos teóricos pelo método elementos finitos. Os resultados mostraram que, para todas as categorias de tensões, as tensões máximas ocorrem na ligação do bocal com o casco, onde há uma descontinuidade severa. Além disso, os esforços axiais em relação ao eixo do bocal proporcionam as maiores tensões, enquanto o momento torçor gera as menores tensões. O trabalho ainda propõe que, quando o torque for uma das cargas combinadas, seja efetuada uma interação circular e, para outras combinações de cargas, seja utilizada uma relação linear.

Skopinsky e Smetankin (2006) realizaram estudo de análise de tensões em bocais sujeitos a esforços externos instalados em tampo elíptico de vaso de pressão. A ferramenta de avaliação utilizada foi o método de análise de tensões por elementos finitos. Os resultados do trabalho mostram que é necessário dar maior atenção as tensões efetivas que ocorrem no casco do equipamento no caso de carregamentos combinados. Embora as tensões devido às cargas externas sejam secundárias em relação às tensões primárias devido à pressão interna, essas tensões precisam ser levadas em consideração em uma análise completa e detalhada das tensões.

Xue, Li & Hwang (2005) apresentaram um método analítico para determinação das tensões na intersecção de dois cilindros de parede fina dispostos

ortogonalmente sujeitos a três tipos de momentos externos impostos pela tubulação. Utilizaram para avaliação das tensões o método do Boletim WRC 297 e o método de análise de tensões por elementos finitos. Os resultados demonstraram serem compatíveis com os resultados obtidos através do método de análise de tensões por elementos finitos e também com o método do Boletim WRC 297 para razões d/D pequenas.

3. METODOLOGIA

A metodologia de trabalho adotada é a seguinte:

1 – Proceder a análise de tensões pelo método estabelecido pelo Boletim WRC 297, com base na geometria pré-definida de doze modelos de bocais, submetidos à pressão interna e a esforços externos pré-estabelecidos, através do programa de computador Codecalc, Versão 2010, produzido pela Integraph.

2 – Proceder a análise de tensões pelo método de elementos finitos através de programas de computador específicos. Nesse caso foram adotados os seguintes programas de computador comerciais: Ansys, Versão 14.5, Nozzle/Pro, Versão 7.0, e Solidworks Simulation, Versão 2013. Os programas Ansys e Solidworks Simulation são programas de computador para análise por elementos finitos de aplicação genérica, enquanto o Nozzle Pro é um programa de computador dedicado à análise de tensões em vasos de pressão e, portanto, totalmente customizado para este fim, de forma a obter resultados com rapidez e precisão.

3 – Comparar os resultados dos dois métodos de forma a identificar potencialidades. Do ponto de vista prático,

Os modelos foram elaborados considerando as premissas apresentadas no próximo item.

3.1. Premissas

Para elaboração dos modelos foram adotadas as seguintes premissas relativas às condições de projeto:

- Corrosão admissível (CA) = 1,5 mm

Justificativa: Corrosão mínima recomendada pela norma Petrobras N-253, Rev. K, item 6.7, para vasos utilizados para armazenamento de gases sob pressão.

- Eficiência das juntas soldadas (E) = 1,0

Justificativa: Foi considerada radiografia total das juntas soldadas do casco, por ser um procedimento geral adotado pelas indústrias para trabalho com produtos inflamáveis ou não inertes.

- Temperatura de projeto (T) = 65 °C.

Justificativa: Temperatura mínima de projeto tipicamente adotada em função da insolação.

Além das premissas descritas acima, este trabalho considera as seguintes premissas adicionais:

- Os parâmetros geométricos de todos os modelos estão dentro dos limites estabelecidos pelo Boletim WRC 297;
- Como é de amplo conhecimento que as tensões máximas ocorrem na região da ligação do bocal com o casco do equipamento, o flange não foi modelado, de forma a simplificar o modelo;
- Os filetes de solda entre o pescoço do bocal e casco ou, na existência de chapa de reforço, entre o pescoço do bocal e a chapa de reforço e entre a chapa de reforço e o casco, foram desprezados, de forma a simplificar o modelo;
- Para as análises de tensões por elementos finitos, foram consideradas somente as tensões primárias máximas e primárias + secundárias máximas, baseadas na tensão média nos elementos de acordo com o critério de falha da máxima energia de distorção;

- Os bocais tem seu eixo principal disposto radialmente em relação a seção transversal do corpo cilíndrico do vaso de pressão;
- Não foi efetuada análise de fadiga, visto que a pressão aplicada ao interior do vaso é constante e os esforços externos aplicados aos bocais são estáticos.

3.2. Limitações de escopo

Conforme detalhado no próximo item, o escopo deste trabalho abrange vasos de pressão em aço carbono, com casco cilíndrico e bocais também cilíndricos com diâmetro entre 3" e 12", instalados radialmente em relação à seção transversal e perpendicularmente ao casco, providos ou não de chapas de reforço.

3.3. Modelos numéricos

3.3.1. Geometria

A seguir são apresentadas as características geométricas dos modelos utilizados para as análises:

- Tipo de casco adotado: Cilíndrico
Justificativa: Devido à facilidade de fabricação e, conseqüentemente ao menor preço, a grande maioria dos vasos de pressão tem o formato cilíndrico.

- Diâmetro interno do casco cilíndrico (D_c) = 1850 mm

Justificativa: Este diâmetro é frequentemente utilizado devido ao comprimento desenvolvido da chapa se aproximar de 6.000 mm, que é o comprimento comercial padrão de chapas de aço utilizadas para construção de vasos de pressão, de forma que a virola possua apenas uma solda longitudinal.

- Espessura comercial adotada para o casco cilíndrico (t_c) = 16,0 mm

Justificativa: Em função da espessura mínima calculada (t) de acordo com o Código ASME Seção VIII, Divisão 1, item UG-27(c)(1), conforme segue:

$$t = \frac{PR}{SE - 0,6P} + CA$$

$$t = \frac{1,5 * 925}{108 * 1,0 - 0,6 * 1,5} + 1,5$$

$$t = 14,43 \text{ mm}$$

Portanto, foi adotada a espessura comercial com valor maior mais próximo, de acordo com a disponibilidade de espessuras comerciais de chapas de aço produzidas no Brasil, conforme Norma ABNT NBR 11889:2013.

- Comprimento do casco cilíndrico: 1000 mm

Justificativa: Foi adotado este comprimento para simplificar o modelo e, desta forma, reduzir o tempo de cálculo no caso da utilização do método de análise de tensões por elementos finitos.

- Tipo de bocal adotado: Cilíndrico

Justificativa: É a forma mais comum utilizada, pois raramente são utilizados bocais de forma oblonga, retangular ou quadrada.

- Diâmetro dos bocais: Foram adotados os diâmetros comerciais nominais de 3", 4", 6", 8", 10" e 12".

Justificativa: Os diâmetros nominais menores que 3” normalmente não são verificados quanto aos esforços externos e, de acordo com o item UG-36(c)(3) do Código ASME Seção VIII, Divisão 1, para espessura do casco superior a 10 mm, bocais com diâmetro até 2.3/8” sequer necessitam de chapa de reforço; quanto aos bocais de DN superior a 12”, no Brasil os tubos de condução são fabricados com diâmetro nominal até 12”, ou seja, para diâmetros nominais superiores a 12” os tubos de condução são fabricados a partir de chapa. Portanto, esta análise considera apenas bocais com pescoço fabricado a partir de tubo de condução sem costura.

- Espessura comercial adotada para o pescoço dos bocais: As espessuras mínimas do pescoço dos bocais foram calculadas de acordo com o Código ASME Seção VIII, Divisão 1, item UG-27(c)(1), e correspondem ao mínimo de acordo com as recomendações da Norma Petrobras N-253 para bocais em aço carbono; as espessuras comerciais estão de acordo com a norma ASME B36.10. A Tabela 7 apresenta a espessura mínima calculada (t) de acordo com o Código ASME Seção VIII, Divisão 1, item UG-27(c)(1), e a espessura comercial adotada em função do diâmetro do bocal:

Tabela 7

Espessura do Pescoço dos Bocais

DN (pol)	Esp. Mín. Calc. (mm)	Padrão	Esp. (mm)
3	2,04	Standard	5,49
4	2,22	Standard	6,02
6	2,59	Standard	7,11
8	2,95	Standard	8,18
10	3,33	Standard	9,27
12	3,68	Standard	9,53

- Dimensões da chapa de reforço do bocal: Os diâmetros adotados para as chapas de reforço são baseados no Código ASME Seção VIII, Divisão 1, item UG-37, que estabelece o limite de abrangência do reforço como duas vezes o diâmetro externo do pescoço do bocal. Quanto à espessura adotada, por questões comerciais preferencialmente a chapa de reforço deve ter a mesma espessura do casco. A Tabela 8 apresenta as dimensões da chapa de reforço em função do diâmetro do bocal:

Tabela 8

Dimensões da Chapa de Reforço dos Bocais

DN (pol)	Diâmetro (mm)	Espessura (mm)
3	180	16
4	230	16
6	340	16
8	440	16
10	550	16
12	650	16

- Projeção externa dos bocais: 200 mm
Fonte: Norma Petrobras N-253, Rev. K, Figura A.3, para vasos de pressão não isolados termicamente ou com isolamento térmico com espessura até 75 mm e bocais com flange de acordo com o padrão da Norma ASME B16.5, classe de pressão 150#.
- Projeção interna dos bocais: Sem projeção interna.
Justificativa: De acordo com o quinto parágrafo do item 3.2 do Boletim WRC 297, a teoria utilizada pelo boletim não é aplicável a bocais com projeção interna.

As Figuras 38 e 39 mostram o modelo geométrico do casco cilíndrico dotado de bocal sem chapa de reforço e com chapa de reforço, respectivamente, com a

indicação das medidas que são exigidas como entrada de dados pelo programa de computador para análise de tensões por elementos finitos.

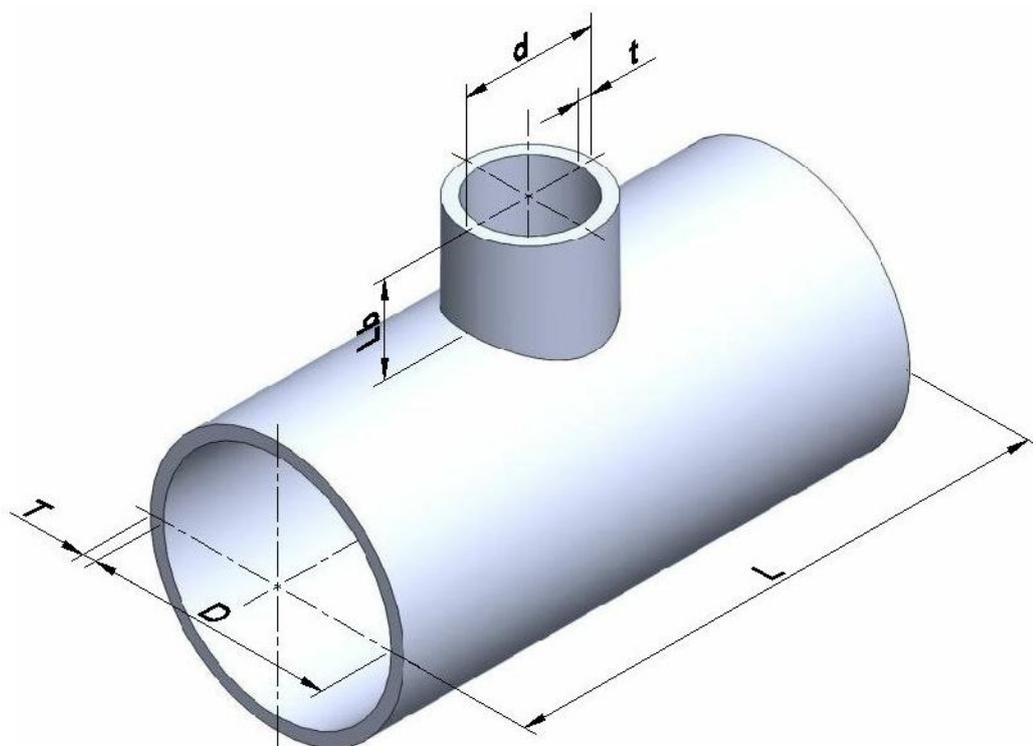


Figura 38 – Modelo Geométrico Sem Chapa de Reforço

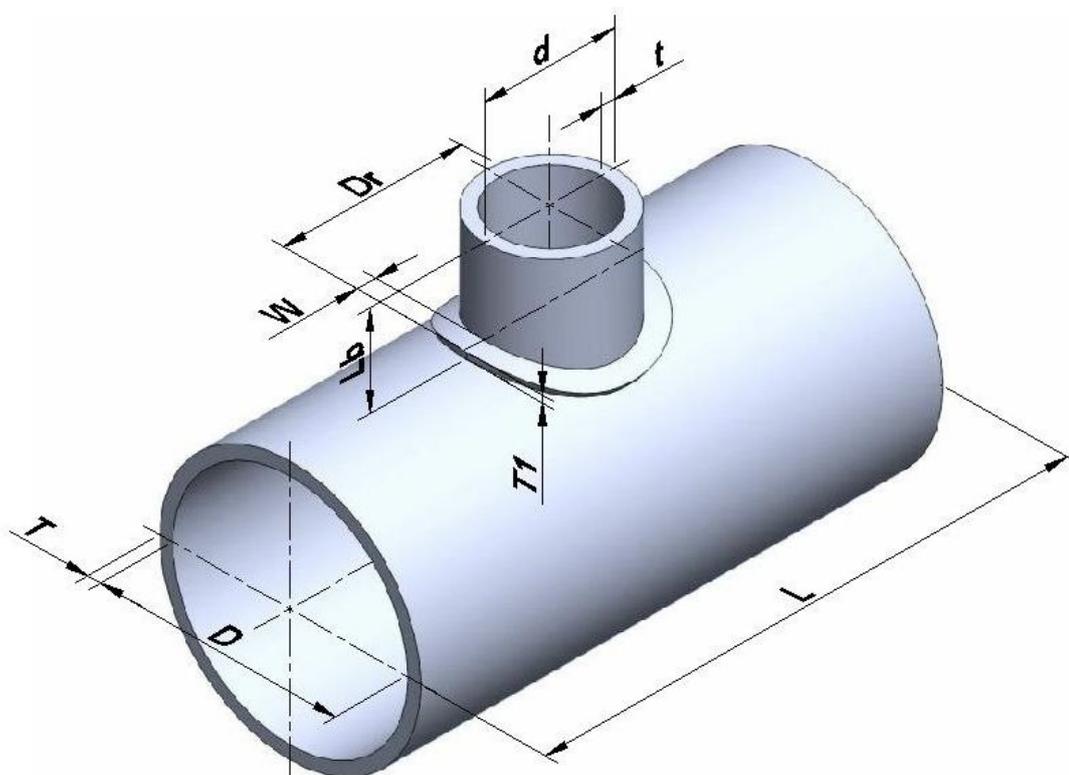


Figura 39 – Modelo Geométrico com Chapa de Reforço

A Tabela 9 apresenta um resumo das dimensões básicas dos modelos geométricos para uso nos programas de computador para análise de tensões.

Tabela 9

Resumo das Informações Necessárias para Entrada nos Programas de Computador para Análise de Tensões

Sigla	Descrição	Diâmetro Nominal do Bocal					
		3"	4"	6"	8"	10"	12"
d	Diâmetro externo do pescoço do bocal (mm)	88,9	114,3	168,3	219,1	273,1	323,9
D	Diâmetro externo do casco cilíndrico (mm)	1882					
Dr	Diâmetro da chapa de reforço (mm) [*]	180	230	340	440	550	650
t	Espessura do pescoço do bocal corroído (mm)	3,99	4,52	5,61	6,68	7,77	8,03
T	Espessura do casco cilíndrico corroído (mm)	14,5					
T1	Espessura da chapa de reforço (mm)	16					
Lb	Projeção externa do bocal (mm) [**]	200					
L	Comprimento do casco cilíndrico (mm) [**]	1000					
W	Largura da chapa de reforço (mm) [**]	45,6	57,9	85,9	110,5	138,5	163,1

[*] Para uso no programa de computador para análise de tensões pelo Boletim 297 do WRC.

[**] Para uso nos programas de computador para análise de tensões por elementos finitos.

3.3.2. Materiais utilizados e suas propriedades físicas

Foram adotados os seguintes materiais de construção das partes que compõem cada modelo:

- Corpo cilíndrico: ASME SA-285 Grau C
Justificativa: Material de qualidade mínima para construção de vasos de pressão aceito pelo Código ASME Seção VIII, Divisão 1.

- Pescoço do bocal: ASME SA-106 Grau B
Justificativa: Material de tubo de condução com qualidade mínima para construção de pescoços de bocais de vasos de pressão aceito pelo Código ASME Seção VIII, Divisão 1.

- Chapa de reforço do bocal (quando houver): ASME SA-285 Gr. C
Justificativa: É recomendado utilizar o mesmo material do casco cilíndrico.

A Tabela 10 apresenta as propriedades físicas dos materiais de construção adotados, necessárias para desenvolvimento da análise de tensões.

Tabela 10

Propriedades Físicas dos Materiais de Construção Adotados

Propriedade	Fonte	Material	
		SA-285 Gr. C	SA-106 Gr. B
Coeficiente de Poisson, ν	ASME Seção II, Parte D, Tabela PRD, para aços Carbono	0,3	0,3
Módulo de Elasticidade, E (MPa)	Código ASME Seção II, Parte D, Tabela TM-1, para teor de Carbono ≤ 0.3 , interpolado para a temperatura de projeto	199.870	199.870
Tensão Admissível Básica, S (MPa)	ASME Seção II, Parte D, Tabela 1A, para a temperatura de projeto	108	118
Tensão Limite de Escoamento, S_y (MPa)	ASME Seção II, Parte D, Tabela 1A, para a temperatura de projeto	205	240
Tensão Limite de Ruptura, S_r (MPa)	ASME Seção II, Parte D, Tabela 1A, para a temperatura de projeto	380	415

3.3.3. Sistema de coordenadas

Para definição da direção e sentido das forças e momentos aplicados em relação aos modelos, assim como para o correto entendimento da localização das tensões resultantes das análises efetuadas, foi adotado o sistema cartesiano de coordenadas mostrado na Figura 40.

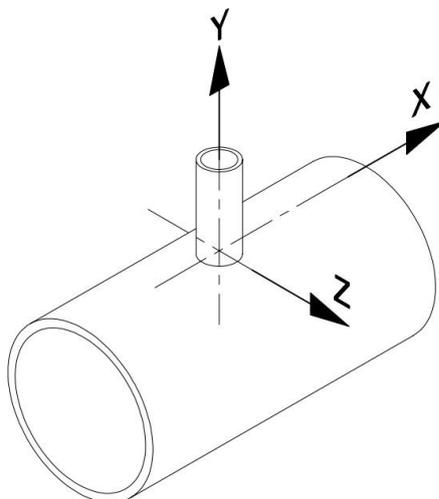


Figura 40 – Orientação das Coordenadas Cartesianas em Relação ao Modelo

3.3.4. Cargas aplicadas

- Pressão interna de projeto (P) = 15 bar
Justificativa: Na indústria a grande maioria dos bocais são dotados de flanges com classe de pressão de 150 psi e, neste caso, foi considerada uma folga aproximada de 20% para menos sobre o valor de pressão máxima de trabalho indicado pela norma ASME B16.5 para temperatura máxima de operação de 65 °C e material grupo 1.1.

- Esforços externos aplicados aos bocais – forças e momentos: A intensidade das forças e momentos foi estabelecida de acordo com a Especificação Técnica N° 3299-CZ-SG-002_01, da empresa Italiana Tecnimont, também adotada pela Petroquímica Paulínea, pertencente ao Grupo Odebrecht. Neste documento são fornecidos esforços básicos baseados em equipamento com raio médio corroído $R = 1000$ mm e espessura corroída do casco igual $T = 10$ mm. Para equipamentos com raio e espessura diferentes, os esforços básicos devem ser multiplicados pelo seguinte fator:

$$\frac{T^{1,5}}{\sqrt{R}}$$

Neste trabalho, $R = 933,75$ mm e $T = 14,5$ mm e, portanto, o fator multiplicador será igual a 1,807. Assim, os valores adotados para os esforços são o resultado do produto do fator multiplicador pelos valores básicos apresentados no documento citado. Os esforços são considerados como aplicados simultaneamente na intersecção do bocal com o casco do vaso de pressão. A Tabela 11 apresenta a intensidade dos esforços em função do diâmetro nominal do bocal.

Tabela 11

Esforços Externos Aplicados aos Bocais

DN (pol)	P (N)	VL (N)	VC (N)	ML (N.m)	MC (N.m)	MT (N.m)
3	2710	2710	2710	1084	1084	1084
4	3795	3795	3795	1581	1581	1581
6	8312	8312	8312	3795	3795	3795
8	10841	10841	10841	5782	5782	5782
10	13733	13733	13733	9215	9215	9215
12	16624	16624	16624	14455	14455	14455

Para a direção e o sentido dos esforços foi adotada a mesma convenção utilizada pelo Boletim 297 do WRC, conforme mostrado na Figura 41.

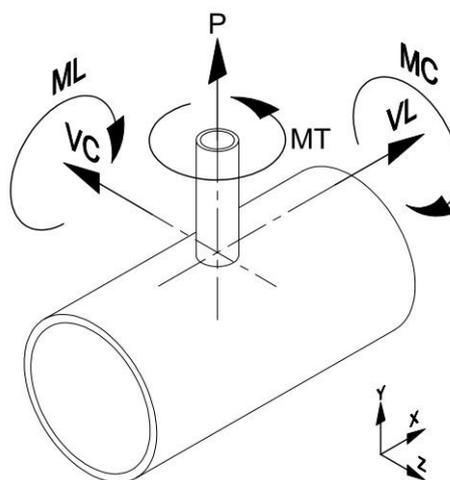


Figura 41 – Direção e sentido dos esforços externos aplicados aos bocais

3.3.5. Tipos de elementos utilizados

A seguir é apresentado o tipo de elemento adotado para cada programa de computador utilizado:

Ansys: Elemento tipo casca curvada de 8 nós com integração reduzida, tipo STIF93. Esse tipo de elemento foi adotado por ser similar ao tipo de elemento utilizado pelo programa Nozzle Pro, de forma a possibilitar melhor comparação dos resultados.

Nozzle Pro: Esse programa de computador é específico para análise de tensões em vasos de pressão e é pré-configurado de forma que o tipo de elemento a ser adotado não pode ser alterado. Nesse caso, o elemento tipo casca curvada de 8 nós com integração reduzida, similar ao elemento STIF93 utilizado pelo ANSYS. De acordo com COOK *et al.* (2002), embora esse tipo de elemento seja mais difícil de ser formulado e resolvido, além de estar sujeito a vários modos de deformação inconsistentes, foi constatado que ele é pouco sensível à forma e menos sensível ao tamanho do que muitos tipos de elementos desenvolvidos de maneira mais formal. Sua convergência à rigidez é boa, mesmo com malha mais grosseira e os cálculos de tensão não-média dão uma boa indicação visual da adequação do estado de tensão.

Solidworks Simulation: Elemento tetraédrico com dez nós, com interpolação quadrática. Esse tipo de elemento é largamente utilizado por vários programas de computador comerciais para análise de tensões por elementos finitos por se adequar bem a geometrias complexas.

3.3.6. Malhas de elementos finitos geradas

O modelo utilizado para gerar a malha de elementos finitos é formado por um setor do corpo cilíndrico e o pescoço do bocal, além da chapa de reforço, quando aplicável. A malha de elementos finitos foi gerada automaticamente pelo programa de análise de tensões por elementos finitos. A malha é do tipo estruturado

e apresenta boa qualidade na distribuição das tensões. Testes foram realizados com malha mais fina, mas os resultados se revelaram muito próximos dos resultados obtidos com a malha adotada, a qual exige menor tempo de processamento pelo computador. As Figuras 42 a 44 mostram exemplos de malha típica gerada para os modelos.

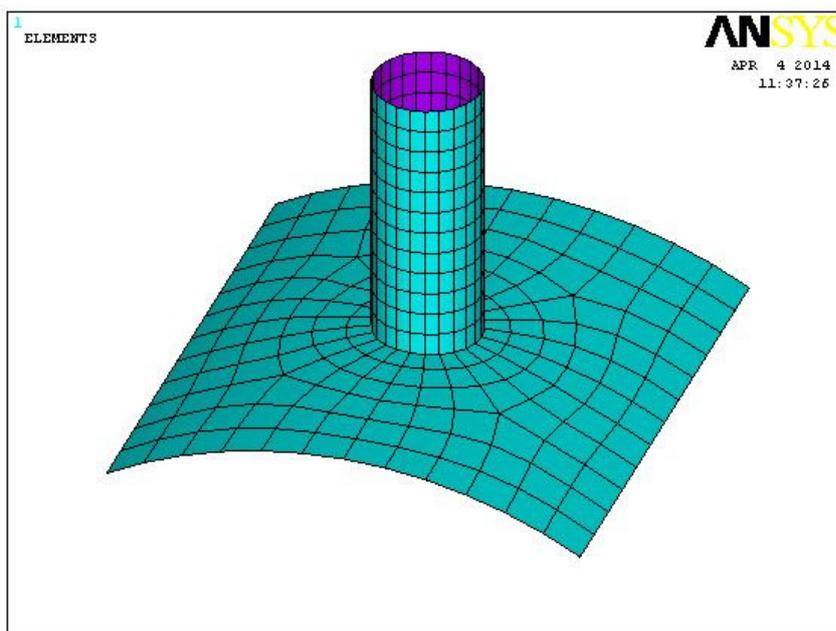


Figura 42 – Exemplo de malha de elementos finitos gerada pelo Ansys

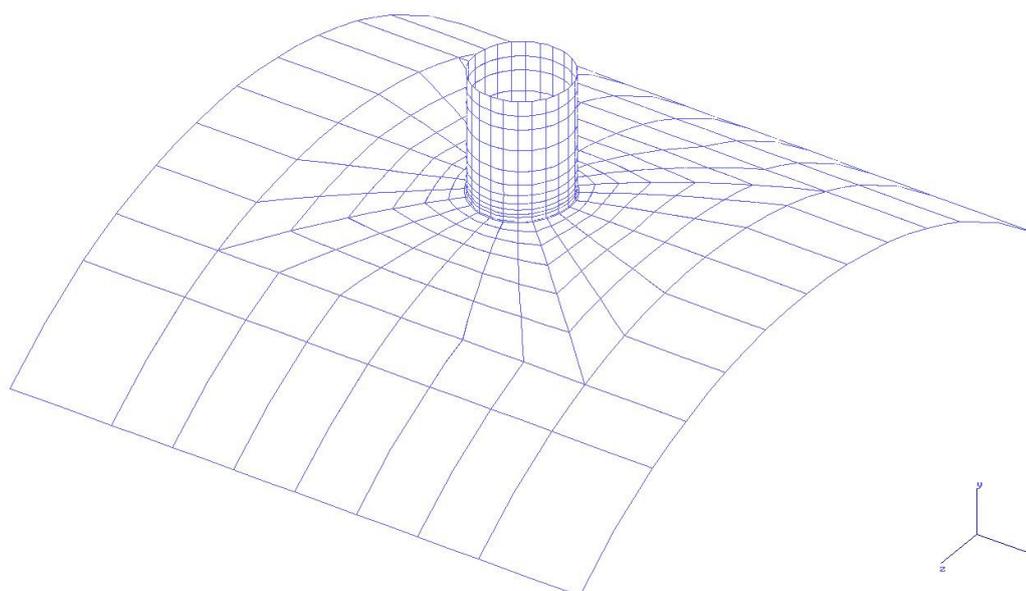


Figura 43 – Exemplo de malha de elementos finitos gerada pelo Nozzle Pro

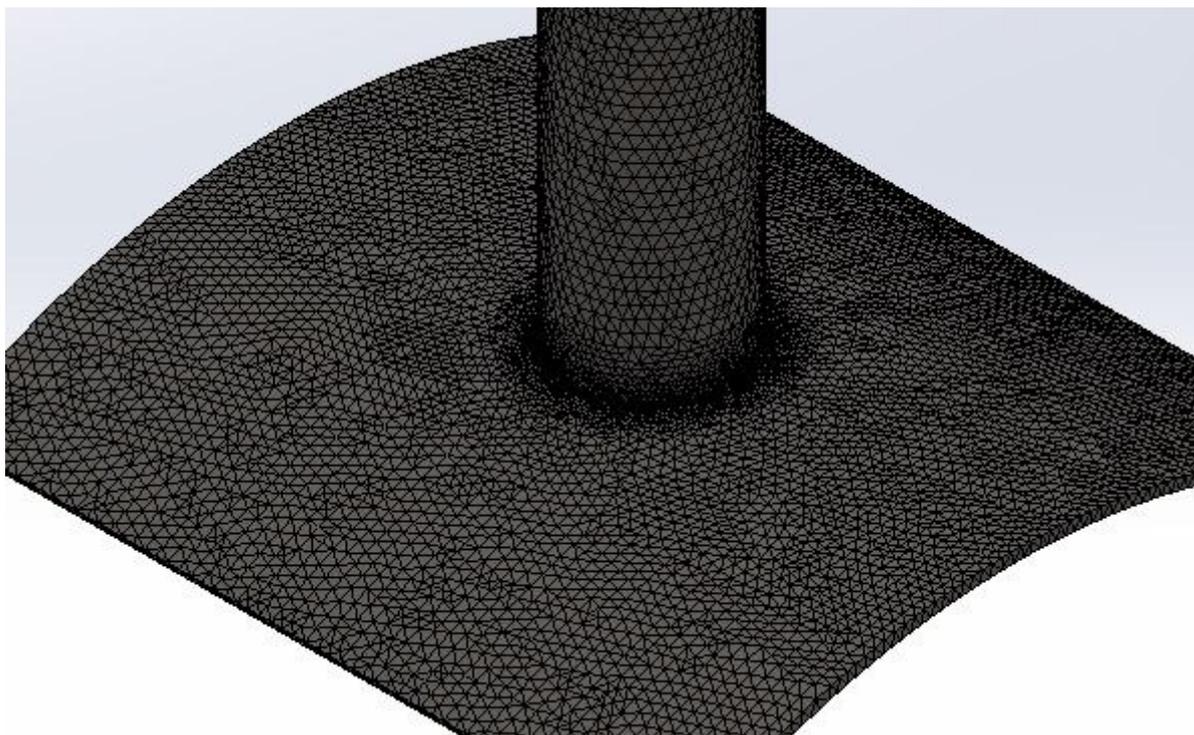


Figura 44 – Exemplo de malha de elementos finitos gerada pelo Solidworks Simulation

3.3.7. Condições de contorno

- Bordas na direção longitudinal do setor do casco (Eixo X): liberdade de translação nos sentidos radial e longitudinal, e liberdade de rotação em torno do eixo perpendicular à face da borda; demais graus de liberdade restritos.
- Bordas na direção transversal do setor do casco (Eixo Z): liberdade de translação nos sentidos radial e circunferencial, e liberdade de rotação em torno do eixo perpendicular à face da borda; demais graus de liberdade restritos.
- Borda circunferencial superior do bocal: liberdade total de rotação e translação

4. RESULTADOS

Os resultados foram analisados pelos dois métodos por duas formas diferentes:

1. Pelas tensões máximas
2. Pelas tensões em oito pontos definidos pelo Boletim WRC 107

4.1. Análise dos resultados com base nas tensões máximas

Do ponto de vista prático, o que interessa ao projetista são as tensões máximas que ocorrem na região da ligação do bocal com o casco do equipamento. Essas tensões máximas serão comparadas com as tensões admissíveis estabelecidas pelo Código ASME Seção VII Divisão 2. Como o Código apresenta tensões admissíveis diferentes para tensões primárias (tensões de membrana e flexão desenvolvidas pela ação da pressão interna) e para tensões primárias mais secundárias (tensões de membrana e flexão desenvolvidas pela ação da pressão interna mais as tensões de flexão desenvolvidas em função dos esforços externos aplicados ao bocal), os resultados obtidos pelos dois métodos empregados foram extratificados dessa forma.

Portanto, para cada modelo foram desenvolvidas dois tipos de análise de tensões: a primeira pelo método analítico do Boletim WRC 297, através do programa de computador Codecalc, e a segunda pelo método de análise de tensões por elementos finitos, através dos programas de computador Ansys, Nozzle/Pro e Solidworks Simulation.

Os resultados apresentados pelo programa de computador Codecalc são em forma de tabela. As Figuras 45 a 47 mostram exemplos dos resultados obtidos pelos programas de análise de tensões por elementos finitos.

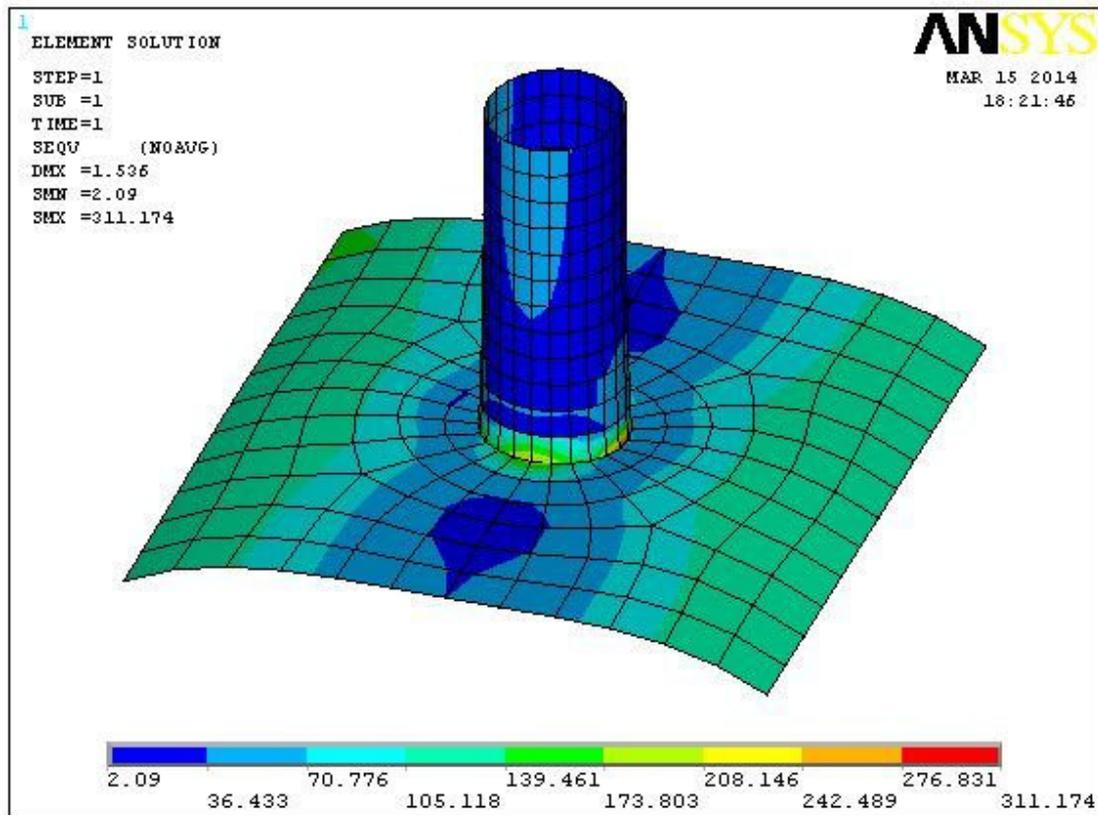


Figura 45 – Exemplo de distribuição de tensões gerada pelo Ansys

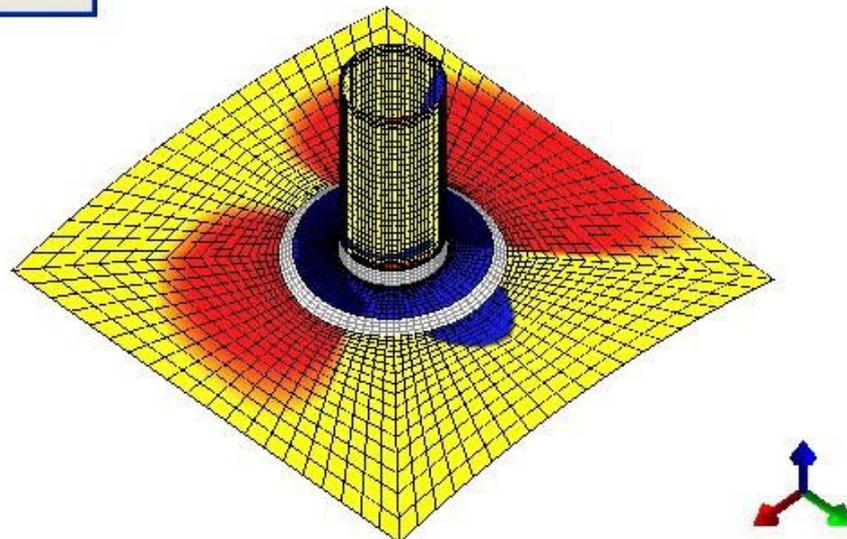


Figura 46 – Exemplo de distribuição de tensões gerada pelo Nozzle Pro

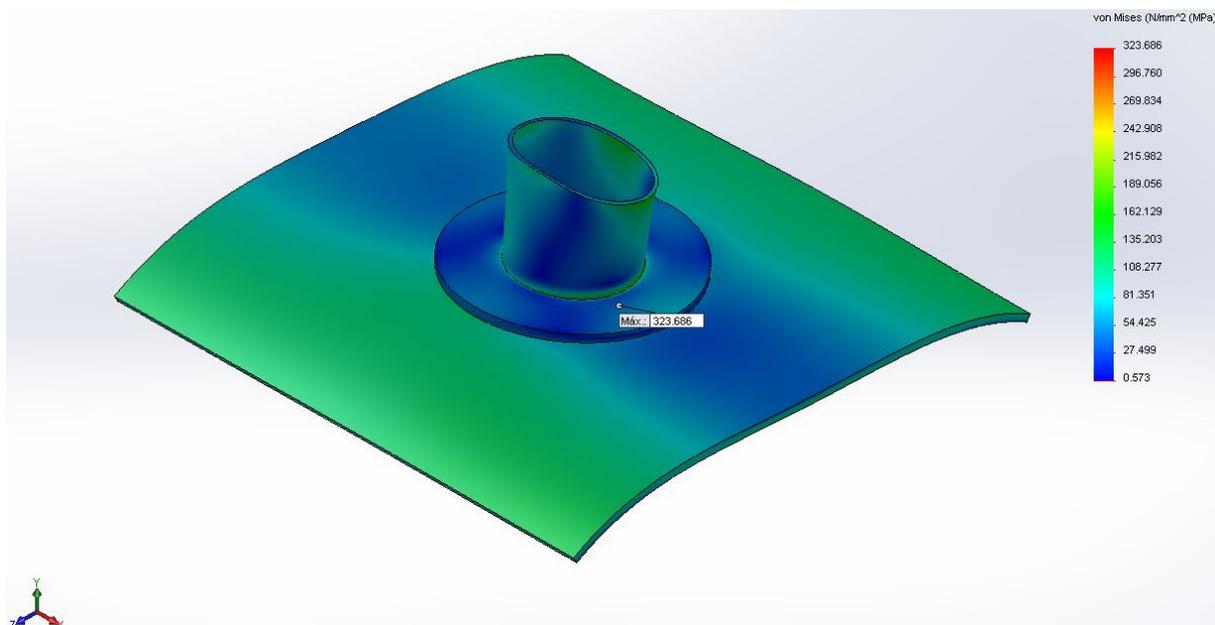


Figura 47 – Exemplo de distribuição de tensões gerada pelo Solidworks Simulation

As Tabelas 12 e 13 apresentam um resumo geral das tensões máximas calculadas nos doze modelos analisados pelo método do Boletim WRC 297 e pelo método de elementos finitos.

Tabela 12

Resumo das Tensões Máximas Calculadas – MEF & WRC 297 (MPa)

Bocal Sem Chapa de Reforço

DN do Bocal Pol.	Programa de Análise	Tensão Primária	Tensão Primária + Secundária
3	Ansys	295	415
	Nozzle/Pro	210	600
	Solidworks	305	382
	WRC 297	113	754
4	Ansys	297	472
	Nozzle/Pro	252	655
	Solidworks	305	370
	WRC 297	121	723
6	Ansys	292	640
	Nozzle/Pro	335	848
	Solidworks	299	498
	WRC 297	147	795
8	Ansys	311	737
	Nozzle/Pro	380	821
	Solidworks	290	541
	WRC 297	154	598
10	Ansys	387	855
	Nozzle/Pro	410	826
	Solidworks	296	683
	WRC 297	160	514
12	Ansys	434	1042
	Nozzle/Pro	416	842
	Solidworks	380	966
	WRC 297	96	622

Tabela 13

Resumo das Tensões Máximas Calculadas – MEF & WRC 297 (MPa)

Bocal Com Chapa de Reforço

DN do Bocal Pol.	Programa de Análise	Tensão Primária	Tensão Primária + Secundária
3	Ansys	200	234
	Nozzle/Pro	200	236
	Solidworks	278	296
	WRC 297	96	365
4	Ansys	210	234
	Nozzle/Pro	198	237
	Solidworks	278	297
	WRC 297	96	308
6	Ansys	219	249
	Nozzle/Pro	183	286
	Solidworks	267	290
	WRC 297	96	315
8	Ansys	207	287
	Nozzle/Pro	180	298
	Solidworks	246	233
	WRC 297	96	328
10	Ansys	204	375
	Nozzle/Pro	190	316
	Solidworks	272	417
	WRC 297	96	366
12	Ansys	205	462
	Nozzle/Pro	196	379
	Solidworks	332	569
	WRC 297	96	409

Para cada modelo de bocal foram efetuadas comparações entre as tensões máximas calculadas pelo método do Boletim WRC 297 e pelo método de elementos finitos para os seguintes casos:

- Tensões primárias máximas em bocal sem reforço;
- Tensões primárias somadas às tensões secundárias máximas em bocal sem reforço;
- Tensões primárias máximas em bocal com reforço;
- Tensões primárias somadas às tensões secundárias máximas em bocal com reforço.

A seguir são apresentadas figuras com gráficos plotados com as tensões calculadas pelos programas Ansys, Nozzle Pro e Solidworks Simulation, comparadas com as tensões calculadas pelo método do Boletim WRC 297. A título de comparação, os gráficos também mostram a tensão admissível, estabelecida pelo Código ASME, Seção VIII, Divisão 2, Parte D, conforme segue (ver Figura 19):

Tensões primárias: Tensão admissível igual a 1,5 vezes a tensão admissível básica do material (S), fornecida pela Tabela 1A do Código ASME Seção II, Parte D, correspondente a 1,5 vezes 108, ou seja, 162 MPa.

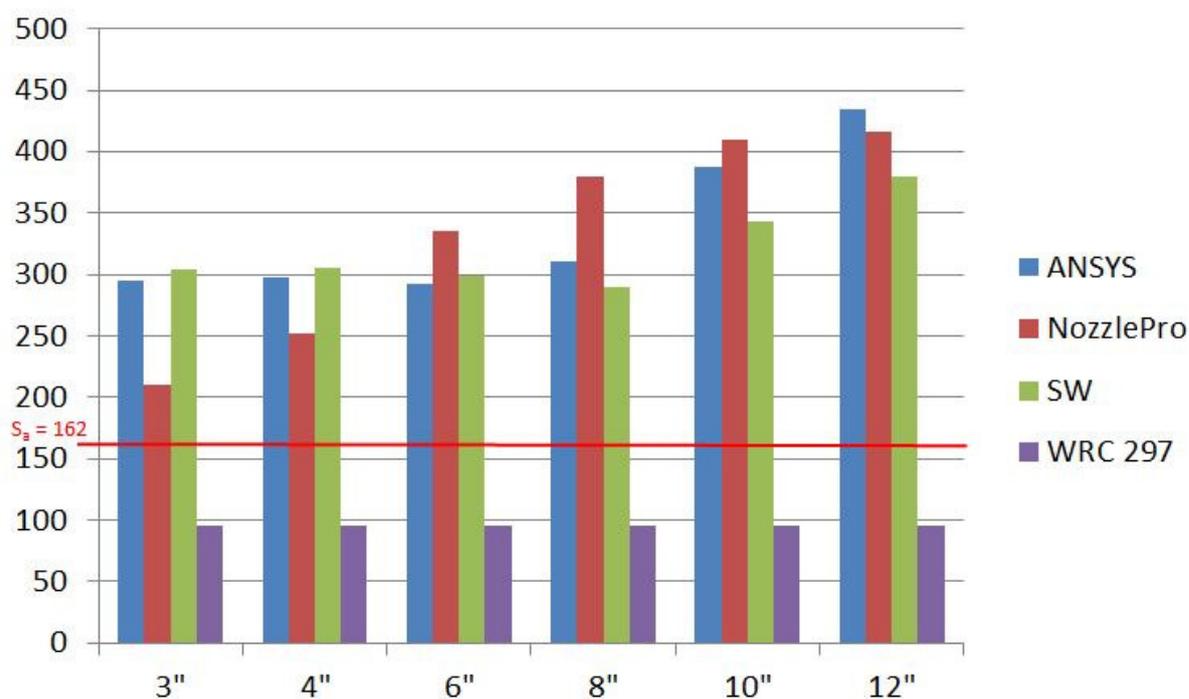
Tensões primárias somadas às tensões secundárias: Tensão admissível igual ao maior valor entre 3 vezes a tensão admissível básica (S) ou 2 vezes a tensão de escoamento do material (S_y), fornecidas pela Tabela 1A do Código ASME Seção II, Parte D. Nesse caso $3S = 3 \cdot 108 = 324$ MPa e $2S_y = 2 \cdot 205 = 410$ MPa, portanto, a tensão admissível nesse caso corresponde a 410 MPa.

Nota: Para os dois casos de tensão admissível foi considerada a tensão admissível básica do material do casco, por ser menor que a tensão admissível básica do material do pescoço do bocal.

4.1.1. Comparação entre tensões primárias máximas para os bocais sem chapa de reforço:

Com base no gráfico mostrado na Figura 48 quanto às tensões primárias máximas para bocal sem chapa de reforço, foi constatado o seguinte:

- Nessas circunstâncias, todos os bocais estariam aprovados pelo método do Boletim WRC 297 e estariam reprovados pelo método de elementos finitos;
- As tensões calculadas pelo método do Boletim WRC 297 têm o mesmo valor para todos os diâmetros;
- Os programas Ansys e Solidworks Simulation apresentam resultados similares.

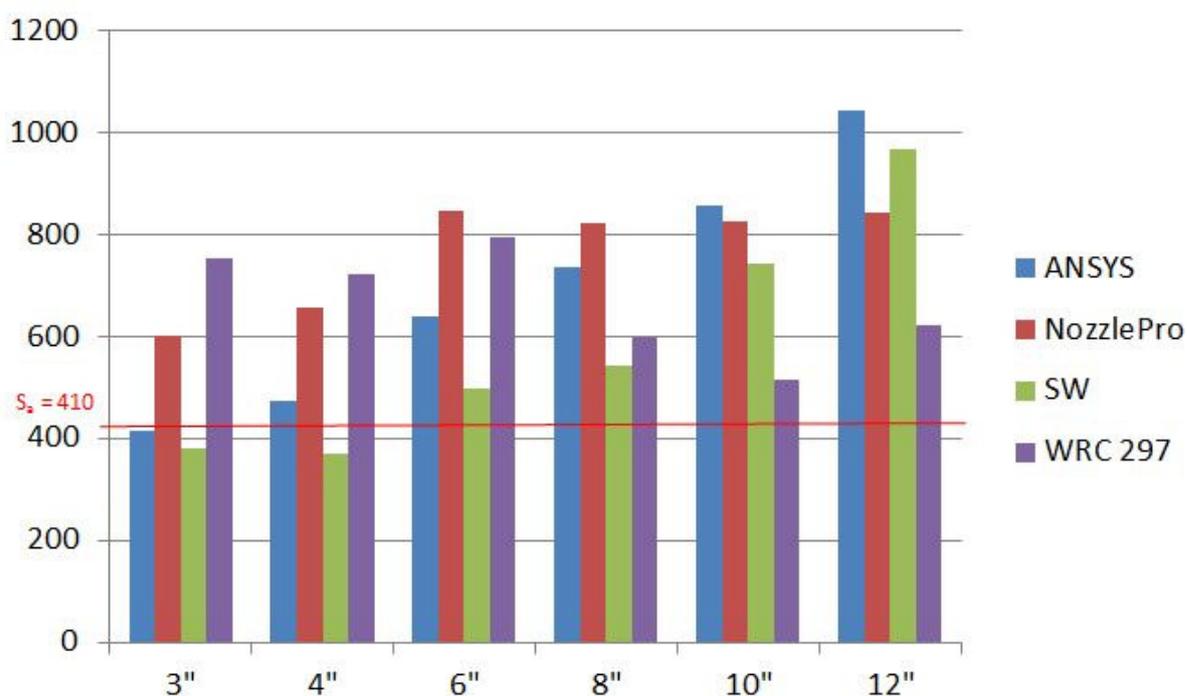


. Figura 48 – Tensões Primárias Máximas em Função do DN de Bocal Sem Reforço (MPa)

4.1.2. Comparação entre tensões primárias adicionadas às tensões secundárias máximas para os bocais sem chapa de reforço:

De acordo com o gráfico mostrado na Figura 49 quanto às tensões primárias adicionadas às tensões secundárias máximas para bocal sem chapa de reforço, foi verificado o seguinte:

- O bocal com DN 3" estaria aprovado pelos programas Ansys e Solidworks Simulation e reprovados pelos outros programas;
- O bocal de DN 4" estaria aprovado pelo programa Solidworks Simulation e reprovado pelos demais programas.

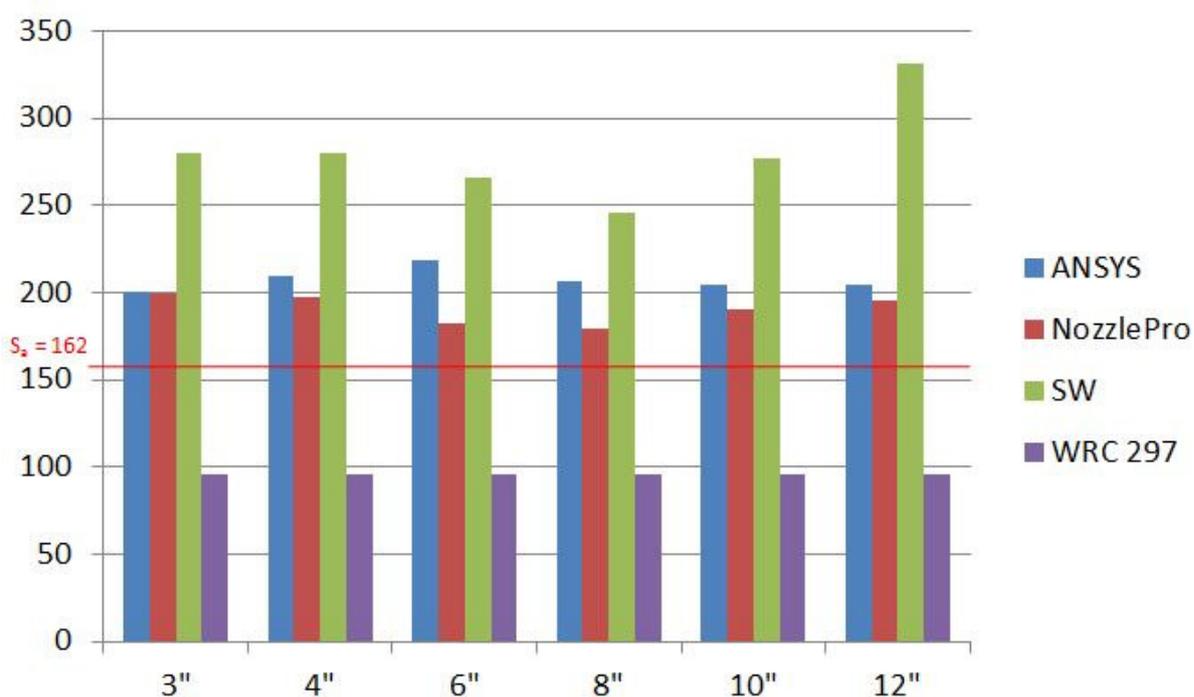


. Figura 49 – Tensões Primárias + Secundárias Máximas em função do DN de Bocal Sem Reforço (MPa)

4.1.3. Comparação entre tensões primárias máximas para os bocais com chapa de reforço:

Com base no gráfico mostrado na Figura 50 quanto às tensões primárias máximas para bocal com chapa de reforço, foi constatado o seguinte:

- Nessas circunstâncias, todos os bocais estariam aprovados pelo método do Boletim WRC 297 e estariam reprovados pelo método de elementos finitos;
- As intensidades das tensões calculadas pelos programas Ansys e Nozzle Pro são similares;
- As tensões calculadas pelo programa Solidworks Simulation são superiores às tensões calculadas pelos programas Ansys e Nozzle Pro.

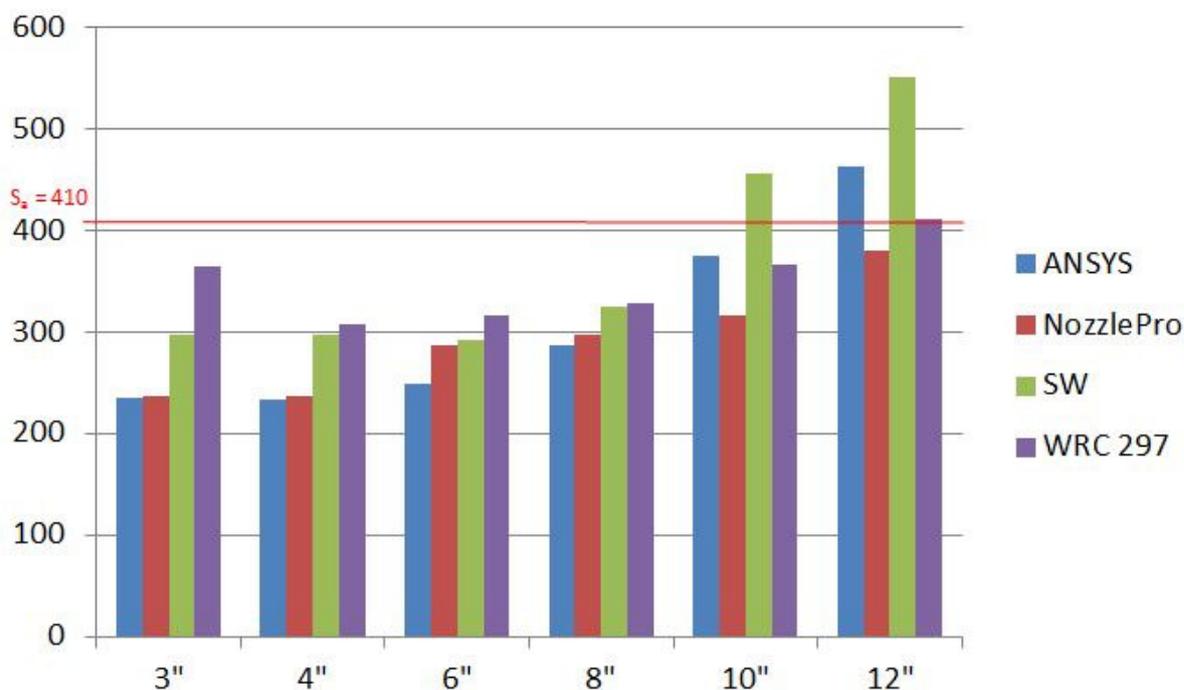


. Figura 50 – Tensões Primárias Máximas em função do DN de Bocal Com Reforço (MPa)

4.1.4. Comparação entre tensões primárias + secundárias máximas para os bocais com chapa de reforço:

Com base no gráfico mostrado na Figura 51 quanto às tensões primárias somadas às tensões secundárias máximas para bocal com chapa de reforço, foi constatado o seguinte:

- Os bocais com DN 10" e 12" estariam reprovados pelo programa Solidworks Simulation;
- O bocal com DN 12" estaria reprovado pelo programa Ansys e pelo Boletim WRC 297;
- Todos os bocais estariam aprovados pelo programa Nozzle Pro.



. Figura 51 – Tensões Primárias + Secundárias Máximas em função do DN de Bocal Com Reforço (MPa)

4.2. Análise dos resultados com base nas tensões em oito pontos

O Boletim WRC 107 estabelece oito pontos distintos para cálculo das tensões, conforme mostrado na Figura 52.

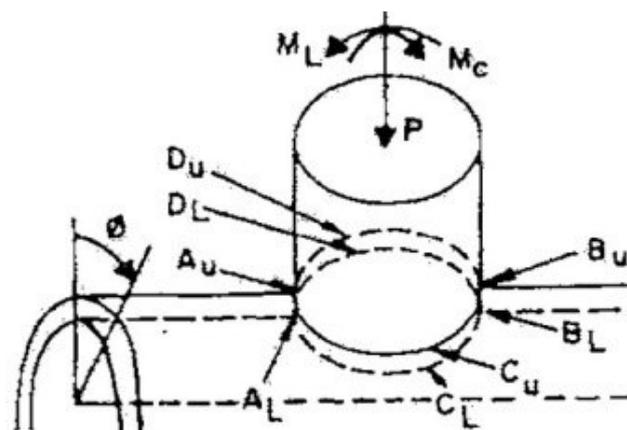


Figura 52 – Posição dos oito pontos onde a tensão é calculada de acordo com o Boletim WRC 107
(Obs.: Os pontos A_U , B_U , C_U e D_U estão localizados na face externa do casco e os pontos A_L , B_L , C_L e D_L estão localizados na face interna do casco – Fonte: Boletim WRC 107)

Desta forma, foram efetuadas análises de tensões por elementos finitos para comparar os valores das tensões obtidas nesses oito pontos, como também para verificar se a tensão máxima pode ocorrer em algum ponto fora dos oito pontos. Para a análise das tensões por elementos finitos nos oito pontos específicos foi utilizado o programa de computador Solidworks Simulation, pois os modelos criados para este programa são sólidos, o que facilita a instalação dos oito sensores virtuais nos pontos indicados para medição das tensões. Devido à grande quantidade de dados, foram tabuladas apenas as tensões primárias somadas às tensões secundárias para bocais sem reforço e para bocais com reforço. As Tabelas 14 e 15 apresentam as tensões calculadas nos oito pontos obtidas pelo método do Boletim WRC 297, através do programa Codecalc, como também as calculadas pelo programa de análise de tensões por elementos finitos Solidworks Simulation.

Tabela 14

Tensões Calculadas nos Oito Pontos Definidos pelo Boletim WRC 107 – MEF & WRC 297 (MPa)

Bocal Sem Chapa de Reforço

DN do Bocal	Programa de Análise	Tensão nos pontos definidos							
		A _U	A _L	B _U	B _L	C _U	C _L	D _U	D _L
3	Solidworks	123	369	345	231	63	100	173	109
	WRC 297	608	471	754	621	180	133	316	274
4	Solidworks	170	352	358	252	201	102	189	103
	WRC 297	546	454	723	634	181	144	340	307
6	Solidworks	184	339	472	264	393	138	261	110
	WRC 297	536	478	795	748	226	194	462	441
8	Solidworks	172	305	461	290	436	154	195	87
	WRC 297	379	353	598	586	238	214	435	423
10	Solidworks	156	279	443	308	558	174	196	68
	WRC 297	298	291	505	514	285	267	474	470
12	Solidworks	169	263	510	314	916	220	342	94
	WRC 297	309	312	540	563	402	387	619	623

Tabela 15

Tensões Calculadas nos Oito Pontos Definidos pelo Boletim WRC 107 – MEF & WRC 297 (MPa)

Bocal Com Chapa de Reforço

DN do Bocal	Programa de Análise	Tensão nos pontos definidos							
		A _U	A _L	B _U	B _L	C _U	C _L	D _U	D _L
3	Solidworks	68	293	85	255	97	53	45	7
	WRC 297	334	188	365	219	109	63	141	100
4	Solidworks	23	297	88	254	59	51	21	9
	WRC 297	265	160	308	199	88	54	129	95
6	Solidworks	126	289	93	235	201	71	37	19
	WRC 297	245	162	315	233	92	60	156	127
8	Solidworks	154	264	92	218	93	77	52	14
	WRC 297	229	177	328	277	110	84	198	174
10	Solidworks	157	241	123	200	359	117	56	18
	WRC 297	240	203	366	330	159	134	273	250
12	Solidworks	121	227	164	192	392	146	43	28
	WRC 297	267	234	411	383	235	206	365	340

As Tabelas 16 e 17 apresentam as tensões máximas calculadas pelo método do Boletim WRC 297, através do programa Codecalc, além das tensões máximas calculadas pelo método de análise de tensões por elementos finitos, através do programa Solidworks Simulation, subdivididas da seguinte forma: tensões máximas absolutas que podem ou não ocorrer em um dos oito pontos específicos e tensões máximas entre os oito pontos específicos.

Tabela 16

Tensões Primárias + Secundárias Máximas – MEF & WRC 297 (MPa)
Bocal Sem Chapa de Reforço

DN do Bocal	SolidWorks	SolidWorks		WRC 297	
Pol.	Tensão Máx.	Tensão	Ponto	Tensão	Ponto
3	382	369	A _L	754	B _U
4	370	358	B _U	723	B _U
6	498	472	B _U	795	B _U
8	541	461	B _U	598	B _U
10	741	559	C _U	514	B _L
12	966	916	C _U	623	D _L

Tabela 17

Tensões Primárias + Secundárias Máximas – MEF & WRC 297 (MPa)
Bocal Com Chapa de Reforço

DN do Bocal	SolidWorks	SolidWorks		WRC 297	
Pol.	Tensão Máx. Abs.	Tensão	Ponto	Tensão	Ponto
3	298	293	A _L	365	B _U
4	297	297	A _L	308	B _U
6	292	289	A _L	315	B _U
8	325	264	A _L	328	B _U
10	456	359	C _U	366	B _U
12	552	392	C _U	411	B _U

As Figuras 53 e 54 apresentam gráficos com a comparação das tensões máximas absolutas e as tensões máximas em um dos oito pontos calculadas pelo Solidworks Simulation, além das tensões máximas calculadas em um dos oito pontos pelo método do Boletim WRC 297, através do programa Codecalc.

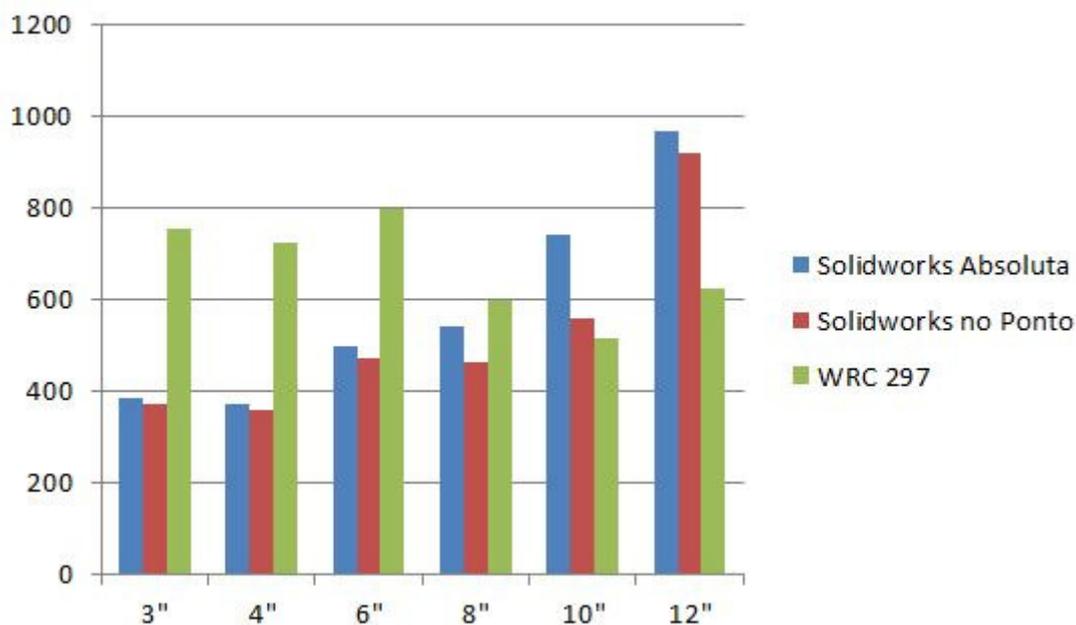


Figura 53 – Tensões Primárias + Secundárias Máximas em função do DN do Bocal Sem Reforço (MPa)

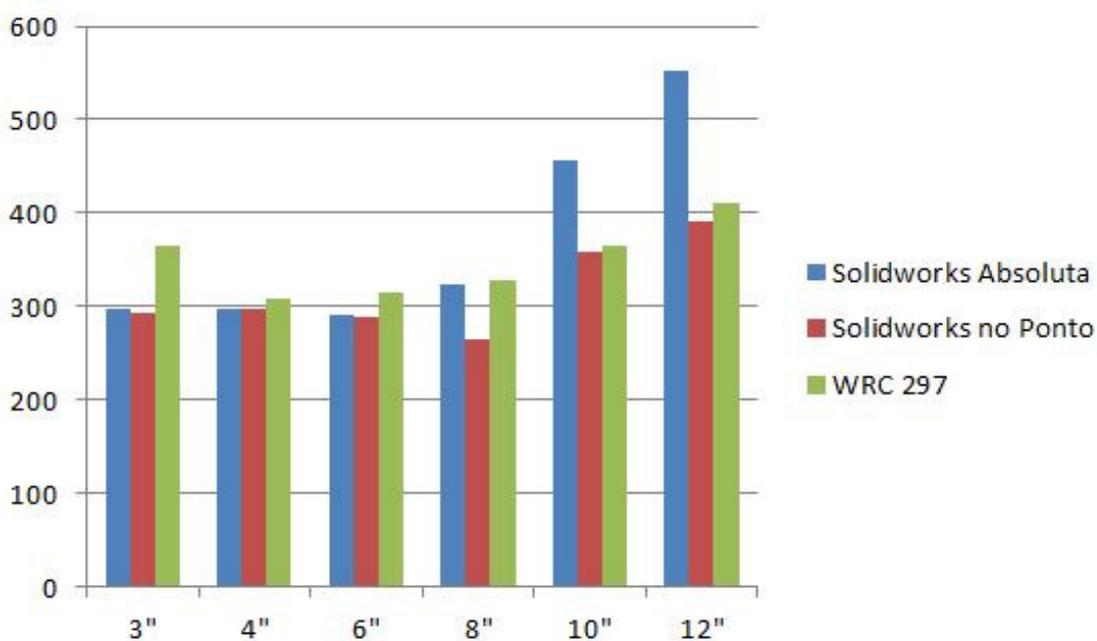


Figura 54 – Tensões Primárias + Secundárias Máximas em função do DN do Bocal Com Reforço (MPa)

Como pode ser observado nas Figuras 53 e 54, as tensões máximas podem não ocorrer em um dos oito pontos específicos estabelecidos pelo Boletim WRC 107. Portanto, as tensões máximas calculadas pelo Boletim WRC 297 podem não ser as tensões máximas que ocorrem na ligação do bocal com o casco do vaso de pressão. Isto corrobora com o item 4.1 do Boletim WRC 107, onde está escrito que *“no caso geral de cargas arbitrárias, não há certeza que a tensão máxima ocorrerá em um dos oito pontos considerados. A intensidade máxima de tensão poderá estar localizada em algum ponto intermediário ao redor da junta sujeita ao carregamento arbitrário”* e é reiterado pelo artigo publicado por PENG (1987).

4.3. Discussão

Com base nos resultados apresentados, pode ser observado que as tensões primárias máximas calculadas pelo método do Boletim WRC 297 são menores que as tensões primárias máximas calculadas pelo método de análise de tensões por elementos finitos, ou seja, o método de elementos finitos é mais conservativo que o método do Boletim WRC 297 para tensões primárias. Pode ser verificado que todos os bocais estariam aprovados pelo método do Boletim WRC 297 e reprovados pelo método de elementos finitos. Isso demonstra que os bocais sujeitos apenas à pressão interna podem ser subdimensionados quando avaliados pelo Boletim WRC 297, ou seja, o bocal pode ser especificado sem reforço, quando na verdade seria necessária a adição de reforço e, conseqüentemente, poderia ocorrer falha no equipamento. Esta subavaliação do Boletim WRC 297 ocorre porque as tensões geradas devido à pressão interna não são incluídas nos cálculos, ou seja, são consideradas somente as tensões geradas pelos esforços externos aplicados ao bocal.

No caso de tensões primárias somadas às tensões secundárias para bocais sem reforço, os resultados apresentaram grande variação, mas pode ser constatado que a maioria dos bocais estaria reprovada pelos dois métodos, ou seja, haveria necessidade de reforço.

Com relação às tensões primárias somadas às secundárias nas ligações com reforço, a variação entre as intensidades das tensões máximas foi menor em relação à variação para bocais sem reforço e pode ser notado que a maioria dos bocais estaria aprovada.

Quanto à questão das tensões calculadas nos oito pontos definidos pelo Boletim WRC 107, os resultados comprovam que a tensão máxima pode não ocorrer em um desses pontos, ou seja, a tensão máxima pode estar entre dois pontos quaisquer. Neste caso, quando isto ocorre, a tensão máxima calculada pelo Boletim WRC 297 é menor que a tensão máxima real. De acordo com PENG (1987), essa diferença pode chegar a 40%.

5. CONCLUSÕES

Este trabalho apresentou um estudo de análise de tensões em bocais cilíndricos com diâmetro nominal de 3", 4", 6", 8", 10" e 12", com e sem chapa de reforço, instalados em vaso de pressão com casco cilíndrico, sujeitos a pressão interna e esforços externos aplicados na ligação do bocal com o casco. As análises de tensões foram efetuadas por dois métodos: o método do Boletim WRC 297 e o método de elementos finitos. O método de elementos finitos foi aplicado através de três programas de computador diferentes.

Com base na avaliação dos resultados apresentados, as seguintes conclusões podem ser obtidas:

- O método de elementos finitos inclui o efeito da pressão interna sobre a intensidade da tensão máxima, o que não ocorre com o método do Boletim WRC 297. Isso pode levar ao subdimensionamento do reforço na abertura no casco do vaso de pressão e, conseqüentemente, a gerar tensões reais com intensidade superior às tensões calculadas e causar falha do equipamento.
- O método de análise de tensões por elementos finitos é mais abrangente, pois enquanto o método do Boletim WRC 297 calcula as tensões em oito pontos específicos, o método de elementos finitos calcula as tensões em toda a região em torno da ligação do bocal com o casco do equipamento. Isso ficou comprovado pelas comparações efetuadas entre as intensidades das tensões calculadas nos oito pontos pelos dois métodos, que mostraram que, na maioria dos casos, a tensão máxima estava fora dos oito pontos definidos pelo Boletim WRC 107. Também é importante ressaltar que, a depender da relação entre a espessura do pescoço do bocal e a espessura do casco do equipamento, a tensão máxima pode ocorrer fora da região de intersecção entre o bocal e o casco, e isso não é detectado pelo método do Boletim WRC 297.
- O método de análise de tensões pelo Boletim WRC 297, têm limitações quanto à geometria, muitas vezes desconsiderada pelo projetista, e que pode levar a dimensionamentos incorretos. Isto não ocorre com o método

de elementos finitos, pois permite a análise de tensões em qualquer geometria.

Em resumo, o método do Boletim WRC 297 têm várias limitações de uso, e só pode ser utilizado em casos onde a pressão interna no equipamento é inexistente e que os parâmetros geométricos da ligação do bocal com o casco do equipamento estejam adequados aos limites estabelecidos pelo método. Nos demais casos é mais adequado o uso de um programa de análise de tensões por elementos finitos pois a tensão máxima calculada é definida no ponto em que relamente ocorre e considera o efeito da pressão interna juntamente com os esforços externos aplicados ao bocal. Além disso, os programas de análise de tensões por elementos finitos não têm limitações quanto às relações geométricas. É importante enfatizar que a redução de preço dos programas de computador para análise de tensões por elementos finitos e o aumento da capacidade de processamento dos computadores pessoais, viabiliza a adoção do método de elementos finitos para todos os casos e possibilita maior flexibilidade no dimensionamento de bocais de vasos de pressão, o que pode proporcionar equipamentos mais seguros, além da redução de custos.

5.1. Trabalhos futuros

Como sugestão para trabalhos futuros ficam as seguintes sugestões:

- Análise da influência da posição do bocal em relação ao corpo do vaso de pressão na concentração de tensões;
- Estudo comparativo de tensões em bocais obtidas por cálculo através de métodos numéricos e por métodos experimentais;
- Estudo para desenvolvimento de programa de computador para estabelecer esforços externos admissíveis em bocal de vaso de pressão em função do tipo e da combinação de esforços.

REFERÊNCIAS

ABNT NBR 11889:2013. **Bobinas e Chapas Grossas de Aço Carbono e de Aço de Baixa Liga e Alta Resistência – Requisitos**. Associação Brasileira de Normas Técnicas, Rio de Janeiro, Brasil, 2013.

AGARWAL, R. B. **Introduction to Finite Element Analysis**. ME 273 Lecture Notes. San José State University, San José, Califórnia, USA, 2013.

ASME B16.5. **Pipe Flanges and Flanged Fittings: NPS 1/2 through NPS 24 Metric/Inch Standard**. American Society of Mechanical Engineers, New York, USA, 2003.

ASME B36.10. **Welded and Seamless Wrought Steel Pipe**. American Society of Mechanical Engineers, New York, USA, 2000.

ASME Boiler and Pressure Vessel Code II, Part D. **Properties (Metric), Materials**. American Society of Mechanical Engineers, New York, USA, 2010.

ASME Boiler and Pressure Vessel Code VIII, Division 1. **Rules for Construction of Pressure Vessels**. American Society of Mechanical Engineers, New York, USA, 2010.

ASME Boiler and Pressure Vessel Code VIII, Division 2. **Alternative Rules: Rules for Construction of Pressure Vessels**. American Society of Mechanical Engineers, New York, USA, 2010.

ASME Boiler and Pressure Vessel Code VIII, Division 3. **Alternative Rules for Construction of High Pressure Vessels: Rules for Construction of Pressure Vessels**. American Society of Mechanical Engineers, New York, USA, 2010.

AZEVEDO, A. F. M. **Método de Elementos Finitos**. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Portugal, 2003.

AYOB, A. **Stress Analysis of Torispherical Shell With Radial Nozzle**. Journal – The Institution of Engineers, Malaysia, Vol. 67, No. 3, 2006.

BARAN, N. M. **Finite Element Analysis on Microcomputers**. 1st Ed. New York, USA: McGraw Hill, 1991.

BJÄRKBY, E. **Parameterized Model For Stress Analysis of Nozzles**. Master Thesis in The Master's Programme Product Development – Chalmers University Of Technology, Gothenburg, Sweden, 2011.

CHATTOPADHYAY, S. **Pressure Vessels Design and Practice**. 1st Ed. Boca Raton, USA: CRC Press, 2005.

CHAUDHARI, S. S.; JADHAV, D. N. **A Suggested Stress Analysis Procedure For Nozzle To Head Shell Element Model – A Case Study**. International Journal on Theoretical and Applied Research in Mechanical Engineering, Bubhaneswar, India, Vol. 1, Iss. 2, 2012.

COOK, R. D. *et al.* **Concepts and Applications of Finite Element Analysis**. 4th Ed. New York, USA: Wiley & Sons, 2002.

CROSS, W. **The Code: An Authorized History of The Asme Boiler and Pressure Vessel Code**. American Society of Mechanical Engineers, New York, USA, 1990.

FISH, J.; BELYTSCHKO, T. **First Course in Finite Elements**. 1st Ed. West Sussex, USA: Wiley & Sons, 2007.

GHAMBARI, G. *et al.* **Pressure Vessel: Design, Guides & Procedures**. www.pv-book.com, 2011.

HUTTON, D. V. **Fundamentals of Finite Element Analysis**. 1st Ed. New York, USA: McGraw Hill, 2004.

KHARAT, A.; KULKARNI, V. V. **Stress Concentration at Openings in Pressure Vessels – A Review**. International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology, Kolhapur, India, Vol. 2, Iss. 3, March 2013.

LIMA, T. **Análise de Tensões Atuantes em Junções Bocais/Casco de Vasos de Pressão Cilíndricos Sob Pressão Interna e Sujeitos À Aplicação de Cargas Externas em Bocais**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Brasil, 2009.

LIU, G. R.; QUEK, S. S. **The Finite Element Method – A Practical Course**. 1st Ed. London, England: Butterworth-Heinemann, 2003.

MANI, N.; THANYGAIYARASU, G.; CHELLAPANDI, P. **Stress Analysis of Steam Generator Shell Nozzle Junction For Sodium Cooled Fast Breeder Reactor**. International Journal of Engineering Science and Technology, Vol. 2, p. 2690-2698, 2010.

MATTHEWS, C. **Enginner's Guide to Pressure Equipment: The Pocket Reference**. 1st Ed. London, England: Wiley & Sons, 2001.

MEGYESY, E. F. **Pressure Vessel Handbook**. 14th Ed. Tulsa, USA: Pressure Vessel Publishing Inc., 2008.

MIRANDA, J. R. F. **Análise de Tensões Atuantes em Intersecções Entre Bocais e Vasos de Pressão Cilíndricos Sem e Com Chapa de Reforço Sob Pressão Interna**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Brasil, 2007.

MERSHON, J. L. *et al.* **Bulletin 297: Local Stresses in Cylindrical Shells Due to External Loadings on Nozzles – Supplement to WRC Bulletin No. 107. Revision I**. New York, USA: Welding Research Council, 1987.

N-253. **Projeto de Vaso de Pressão**. Rev. K. Petrobras, Rio de Janeiro, Brasil, 2010.

NARALE, P.; KACHARE P. S. **Structural Analysis of Nozzle Attachment on Pressure Vessel Design**. International Journal of Engineering Research and Applications, Bubhaneswar, India, Vol. 2, p. 1353-1358, 2012.

NAYAK, A. H. B.; TRIVEDI, R. R. **Stress Analysis of Reator Nozzle To Head Junction**. International Conference On Current Trends in Technology, Nirma University, Ahmedabad, India, 2011.

OSAGE, D. A. *et al.* **Bulletin 537: Precision Equations and Enhanced Diagrams For Local Stresses In Spherical and Cylindrical Shells Due To External Loadings For Implementation of WRC Bulletin 107**. Welding Research Council , New York, USA, 2011.

PENG, L. C. **Local Stresses in Vessels – Notes on the Application of WRC-107 and WRC-297**. Pressure Vessel Research Committee. 106/Vol 110, February 1988.

SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C. R.; BUDYNAS, R. G. **Projeto de Engenharia Mecânica**. 7^a. Ed. Porto Alegre: Bookman, 2005.

SKOPINSKY, V. N.; SMETANKIN A. B. **Modeling and Stress Analysis of Nozzle Connections on Ellipsoidal Heads of Pressure Vessels Under External Loading**. International Journal of Applied Mechanics and Engineering, Moscow, Russia, Vol. 11, No. 4, p. 965-979, 2006.

TELLES, P. C. S. **Vasos de Pressão**. 2^a Ed. Rio de Janeiro, Brasil: LTC Editora, 2005.

WICHMAN, K. R. *et al.* **Bulletin 107: Local Stresses in Spherical and Cylindrical Shells Due to External Loadings**. Welding Research Council, New York, USA, 2002.

XUE, M. D.; LI, D. F.; HWANG, K. C. **A Thin Shell Theoretical Solution for Two Intersecting Cylindrical Shells Due To External Branch Pipe Moments.** Journal of Pressure Vessel Technology, New York, USA, Vol. 127/357, 2005.

ZIENKIEWICZ, O. C.; TAYLOR, R.L; ZHU, J. Z. **The Finite Element Method – Its Basis & Fundamentals.** 7th Ed. London, England: Butterworth-Heinemann, 2013.