

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**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.**

Tatiana Lima

Belo Horizonte
2009

Tatiana Lima

**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 apresentada ao Programa de
Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
da Pontifícia Universidade Católica de
Minas Gerais, como requisito parcial
para obtenção de título de Mestre em
Engenharia Mecânica

Orientador: Ernani Sales Palma

**Belo Horizonte
2009**

FICHA CATALOGRÁFICA

Elaborada pela Biblioteca da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

L732a Lima, Tatiana
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. / Tatiana Lima. Belo Horizonte, 2009.
164f. : il.

Orientador: Ernani Sales Palma
Dissertação (Mestrado) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais.
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

1. Vasos de pressão. 2. Métodos dos elementos finitos. I. Palma, Ernani Sales. II. Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

CDU: 621.772

Tatiana Lima

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 apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, como requisito parcial para obtenção de título de Mestre em Engenharia Mecânica

Ernani Sales Palma, Dr. (Orientador) – PUC Minas

Janes Landre Jr., Dr – PUC Minas

Yukio Shigaki, Dr. - CEFET

Belo Horizonte, 23 de abril de 2009

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, por todas as oportunidades que Ele tem colocado em minha vida.

Agradeço aos meus pais e irmãos pelo apoio, ao meu marido Wagner pelo incentivo e confiança.

Agradecimento especial ao Prof. Ernani e aos professores da PUC-MG, pela compreensão e qualidade de ensino.

Agradecimento especial ao meu amigo Carlos Filgueiras que me ajudou na realização deste trabalho.

RESUMO

Este trabalho realiza um estudo comparativo dos métodos de análise de tensões em junções casco/bocais, devido a carregamentos externos. Os métodos de análise comparados são WRC 107, WRC 297 e Método de Elementos Finitos. WRC 107 e WRC 297 são boletins de avaliações de tensões em vasos de pressão devido a esforços externos em bocais. Para a análise pelo WRC 107 foi utilizado o programa PVELite, para análise pelo método WRC 297, foi utilizado o programa CodeCalc, que é um anexo do programa PVElite e para a análise pelo método de elementos finitos o programa Algor V21. 1. Para fazer a comparação entre os métodos foram desenvolvidos três modelos de bocais, o primeiro sem chapa de reforço, o segundo e o terceiro com chapa de reforço. Em cada um destes bocais foram aplicados esforços externos e, após a aplicação dos esforços, compararam-se os resultados de tensões obtidos pelos três métodos de análises propostos neste estudo. As chapas de reforços utilizadas nos modelos foram dimensionadas de acordo com o Código ASME VIII Divisão 1 Parágrafo UG-37.

Palavras-Chave: análise de tensões, WRC 107, WRC 297, elementos finitos, vaso de pressão, bocais, reforços e casco.

ABSTRACT

This work is a comparative study of the methods of analysis of stress in junctions vessel/nozzles, due to external loads. The methods of analysis compared are WRC 107, WRC 297 and Method of Finite Elements. WRC 107 and WRC 297 are bulletins of evaluations of stresses in pressure vessel due to external loads in nozzles. For the analysis for WRC 107 the PVELite program was used, for analysis for method WRC 297, was used the CodeCalc program, that is an annex of the software PVELite and for the analysis for the method of finite elements the program Algor V21.1. To make the comparison between the methods, three models of nozzle have been developed, the first one without reinforcement plate, and the second and third with reinforcement plate. In each one of these nozzles it was applied external loads and after the application of the loads, compared the results of stress for the three methods of analyses considered in this study. The plates of reinforcements used in the models, had been projected in accordance with Code ASME VIII Division 1 Paragraph UG-37.

Keywords: finite analysis of stress, WRC 107, WRC 297, elements, pressure vessel, nozzles, pad and vessel.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Vaso de Pressão suportado por selas.....	21
Figura 2 – Vaso de Pressão suportado por pernas.....	22
Figura 3 – Vaso de Pressão suportado por saia.....	23
Figura 4 – Tensão Admissível do aço SA-106 Gr. B em função da temperatura.....	28
Figura 5– Categoria de tensões e limites de tensões admissíveis.....	34
Figura 6 - Diagrama de corpo livre de um cilindro	35
Figura 7 – Exemplo de Tensão Primária Geral de Membrana	39
Figura 8 – Exemplo de Tensão Secundária de Membrana.....	40
Figura 9 - Localização e categoria das soldas.....	42
Figura 10 – Casco Cilíndrico	44
Figura 11 – Forças e Tensões em um Tampo Esférico Pressurizado	45
Figura 12 – Tampo Elipsoidal.....	46
Figura 13 – Tampo Torisférico	47
Figura 14 – Placa com um furo circular	48
Figura 15 – Concentração de Forças em Aberturas.....	49
Figura 16 – Método da reposição de área	51
Figura 17 – Carregamentos localizados em bocais	52
Figura 18 – Nomenclatura e Convenção de Sinais de Cargas Localizadas	52
Figura 19 – Fluxograma do Método de Análise WRC 107.....	55

Figura 20 – Fluxograma do Método de Análise WRC 297	57
Figura 21 – Elemento Sólido – Brick	61
Figura 22 – Modelo do vaso de pressão	66
Figura 23 – Modelo A – Bocal de 2”	69
Figura 24 – Modelo B – Bocal de 6”	70
Figura 25 – Modelo C Bocal de 10”	72
Figura 26 – Localização dos pontos de análise das forças e momentos	78
Figura 27 – Modelo A – 2” - MEF	89
Figura 28 – Modelo A – 2” - Vista da interseção do bocal com o casco em perspectiva	90
Figura 29 – Tensões obtidas no Modelo A – 2”	90
Figura 30 – Modelo B – 6” – MEF	103
Figura 31 – Modelo B – 6” – Vista da chapa de reforço em perspectiva	103
Figura 32 – Modelo B – 6” – Vista da interseção do bocal com a chapa de reforço e o casco em perspectiva	104
Figura 33 – Tensões obtidas no Modelo B – 6”	104
Figura 34 – Modelo C 10”– MEF	117
Figura 35 – Modelo C 10”– Vista da chapa de reforço em perspectiva	117
Figura 36 – Modelo C 10”– Vista da interseção do bocal com a chapa de reforço e o casco em perspectiva	118
Figura 37 – Tensões obtidas no Modelo C	119
Figura 38 – Gráfico comparativo das tensões obtidas no Modelo A – 2”	120

Figura 39 – Gráfico comparativo das tensões obtidas no Modelo B – 6”	121
Figura 40 – Gráfico comparativo das tensões obtidas no Modelo C – 10”	124
Figura 41 – Tensões obtidas pelo Método WRC 107.....	124
Figura 42 – Tensões obtidas pelo Método WRC 297.....	125
Figura 43 – Tensões obtidas pelo MEF	126

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 Exemplo de valores de tensões admissíveis indicadas pelo código ASME II.....	27
TABELA 2 Exemplos de eficiência de Juntas.....	43
TABELA 3 Convenção de Sinais de Cargas Localizadas de acordo com o Boletim WRC 107.....	53
TABELA 4 Dados de projeto do vaso de pressão	67
TABELA 5 Propriedades Mecânicas dos Materiais	67
TABELA 6 Valores dos carregamentos externos aplicados aos bocais a serem analisados.....	68
TABELA 7 Parâmetros do Modelo A.....	69
TABELA 8 Parâmetros do Modelo B 6”	71
TABELA 9 Parâmetros do Modelo C 10”	72
TABELA 10 Tabela comparativa dos métodos de análise de tensões para o Modelo A - Bocal 2” sem chapa de reforço.....	76
TABELA 11 Forças e Momentos Externos Aplicados no Modelo A	77
TABELA 12 Tabela de cálculos adimensionais do Modelo A.....	80
TABELA 13 Tabela de cálculos das tensões circunferenciais do Modelo A.....	81
TABELA 14 Tabela de cálculos das tensões longitudinais do Modelo A.....	81
TABELA 15 Tabela de cálculos das tensões cisalhantes do Modelo A	82
TABELA 16 Tabela das intensidades de tensões do Modelo A	82
TABELA 17 Somatório das tensões do Modelo A.....	82

TABELA 18 Tabela de valores retirados das curvas adimensionais para o Modelo A	84
TABELA 19 Tensões no vaso normais ao plano longitudinal Modelo A.....	85
TABELA 20 Tensões no vaso paralelas ao plano longitudinal Modelo A	86
TABELA 21 Tensões cisalhantes no vaso Modelo A	86
TABELA 22 Intensidade das tensões no vaso no plano longitudinal Modelo A	87
TABELA 23 Tensões no vaso normais ao plano circunferencial Modelo A.....	87
TABELA 24 Tensões paralelas ao plao circunferencial Modelo A.....	88
TABELA 25 Tensões cisalhantes ao plano circunferencial Modelo A.....	88
TABELA 26 Intensidade das tensões no vaso no plano circunferencial Modelo A	89
TABELA 27 Tabela comparativa dos métodos de análise de tensões para o Modelo B - Bocal 6” com chapa de reforço.	91
TABELA 28 Forças e Momentos Externos Aplicados no Modelo B	92
TABELA 29 Tabela de cálculos adimensionais do Modelo B.....	93
TABELA 30 Tabela de cálculos das tensões circunferenciais do Modelo B.....	94
TABELA 31 Tabela de cálculos das tensões longitudinais do Modelo B.....	94
TABELA 32 Tabela de cálculos das tensões cisalhantes do Modelo B	95
TABELA 33 Tabela das intensidades de tensões do Modelo B	95
TABELA 34 Somatório das tensões do Modelo B	95
TABELA 35 Tabela de valores retirados das curvas adimensionais para o Modelo B	97
TABELA 36 Tensões no vaso normais ao plano longitudinal Modelo B	98

TABELA 37 Tensões no vaso paralelas ao plano longitudinal Modelo B	99
TABELA 38 Tensões cisalhantes no vaso Modelo B	99
TABELA 39 Intensidade das tensões no vaso no plano longitudinal Modelo B	100
TABELA 40 Tensões no vaso normais ao plano circunferencial Modelo B.....	100
TABELA 41 Tensões paralelas ao plao circunferencial Modelo B.....	101
TABELA 42 Tensões cisalhantes ao plano circunferencial Modelo B.....	101
TABELA 43 Intensidade das tensões no vaso no plano circunferencial Modelo B	102
TABELA 44 Tabela comparativa dos métodos de análise de tensões para o Modelo C - Bocal 10” com chapa de reforço.	105
TABELA 45 Forças e Momentos Externos Aplicados no Modelo C	106
TABELA 46 Tabela das forças adimensionais do Modelo C	107
TABELA 47 Tabela de cálculos das tensões circunferenciais do Modelo C....	108
TABELA 48 Tabela de cálculos das tensões longitudinais do Modelo C.....	108
TABELA 49 Tabela de cálculos das tensões cisalhantes do Modelo C	109
TABELA 50 Tabela das intensidades de tensões do Modelo C	109
TABELA 51 Somatório das tensões do Modelo C	109
TABELA 52 Tabela de valores retirados das curvas adimensionais para o Modelo C	111
TABELA 53 Tensões no vaso normais ao plano longitudinal Modelo C.....	112
TABELA 54 Tensões no vaso paralelas ao plano longitudinal Modelo C	113
TABELA 55 Tensões cisalhantes no vaso Modelo C	113

TABELA 56 Intensidade das tensões no vaso no plano longitudinal Modelo C	114
TABELA 57 Tensões no vaso normais ao plano circunferencial Modelo C.....	114
TABELA 58 Tensões paralelas ao plano circunferencial Modelo C.....	115
TABELA 59 Tensões cisalhantes ao plano circunferencial Modelo C.....	115
TABELA 60 Intensidade das tensões no vaso no plano circunferencial Modelo C	116

LISTA DE ABREVIATURAS

CA	corrosão admissível [mm]
D	diâmetro interno do casco [mm]
E	eficiência de junta
F	tensão de pico [MPa]
FEM	finite element method
k	fator de amplificação
MAWP	maximum allowable working pressure [MPa]
MEF	método de elementos finitos
P	pressão de projeto [MPa]
P_b	tensões primárias gerais de membrana [MPa]
P_L	tensões primárias locais de membrana [MPa]
P_m	tensões primárias locais de membrana [MPa]
PMTA	pressão máxima de trabalho admissível [MPa]
Q	tensão secundária [MPa]
R	raio interno do casco [mm]
S_m	intensidade de tensão [MPa]

t	espessura [mm]
σ_L	tensão na direção longitudinal [MPa]
σ_C	tensão na direção circunferencial [MPa]

LISTA DE SIGLAS

ASME	American Society Mechanical Engineer
WRC	Welding Research Council
WRC 107	Welding Research Council Bulletin N°107
WRC 297	Welding Research Council Bulletin N°297
UCS	requerimentos para materiais
UG	requerimentos para construção de vasos
UW	requerimentos para soldagem

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	18
1.1. Justificativa do trabalho	18
1.2. Aplicações.....	18
1.3. Objetivos	19
1.3.1. <i>Objetivos gerais</i>	19
1.3.2. <i>Objetivos específicos</i>	19
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	20
2.1. Introdução	20
2.2. Código ASME.....	23
2.2.1. <i>Código ASME VIII Divisão 1</i>	29
2.2.2. <i>Código ASME VIII Divisão 2</i>	31
2.3. Tensões em vasos de pressão.....	34
2.3.1. <i>Teoria de cascas</i>	34
2.4. Análise de tensões	36
2.4.1. <i>Tipos de tensões</i>	37
2.4.2. <i>Tensões primárias</i>	38
2.4.3. <i>Tensões secundárias</i>	39
2.4.4. <i>Tensões de pico</i>	40
2.5. Fundamentos de dimensionamento de vasos de pressão	41
2.6. Espessuras requeridas	43
2.7. Aberturas em vasos de pressão	48
2.7.1. <i>Reforços de bocais</i>	49
2.8. Tensões localizadas em bocais	51
2.8.1. <i>Avaliação das tensões localizadas</i>	53
2.9. Metodologia de análise de tensões	61
3. METODOLOGIA	65
3.1. Introdução	65
3.2. Modelos	65
3.3. Modelo do vaso de pressão.....	66
3.4. Modelo dos bocais – características gerais.....	67
3.4.1. <i>Material e propriedades mecânicas;</i>	67
3.4.2. <i>Carregamentos</i>	68
3.5. Modelo A – Bocal 2” – sem chapa de reforço	68
3.6. Modelo B – Bocal 6” com chapa de reforço.....	70
3.7. Modelo C – Bocal 10” com chapa de reforço.....	71
3.8. Análise pelo Método dos Elementos Finitos.....	72
3.8.1. <i>Elementos utilizados para os Modelos A, B e C</i>	73
3.8.2. <i>Condições de contorno para o Modelo A</i>	73
3.8.3. <i>Condições de contorno para o Modelo B e C</i>	74
3.8.4. <i>Estudo de sensibilidade da malha e convergência dos resultados.</i>	74
3.8.5. <i>Modelos incluindo chapa de reforço</i>	75

4. RESULTADOS	76
4.1. Introdução	76
4.2. Resultados - Modelo A – Bocal 2”	76
4.2.1. <i>Resultado pelo método WRC 107 – Modelo A</i>	76
4.2.2. <i>Resultado pelo método WRC 297 – Modelo A</i>	83
4.2.3. <i>Resultado pelo método MEF – Modelo A</i>	89
4.3. Resultados - Modelo B – Bocal 6”	91
4.3.1. <i>Resultado pelo método WRC 107 – Modelo B</i>	91
4.3.2. <i>Resultado pelo método WRC 297 – Modelo B</i>	96
4.3.3. <i>Resultado pelo MEF – Modelo B</i>	102
4.4. Resultados - Modelo C – Bocal 10”	105
4.4.1. <i>Resultado pelo método WRC 107 – Modelo C</i>	105
4.4.2. <i>Resultado pelo método WRC 297 – Modelo C</i>	110
4.4.3. <i>Resultado pelo MEF – Modelo C</i>	116
4.5. Análise Comparativa dos Resultados	119
5. CONCLUSÕES	128
REFERÊNCIAS	130
ANEXO A – Análise pelo WRC 107	133
<i>Análise pelo WRC 107 – Modelo A (Bocal 2”)</i>	133
<i>Análise pelo WRC 107 – Modelo B (Bocal 6”)</i>	136
<i>Análise pelo WRC 107 – Modelo C (Bocal 10”)</i>	140
ANEXO B – Análise pelo WRC 297	145
<i>Análise pelo WRC 297 – Modelo A (Bocal 2”)</i>	145
<i>Análise pelo WRC 297 – Modelo B (Bocal 6”)</i>	150
<i>Análise pelo WRC 297 – Modelo C (Bocal 10”)</i>	157

1. INTRODUÇÃO

1.1. Justificativa do trabalho

A idéia de desenvolver este trabalho ocorreu em função dos diversos problemas encontrados durante a avaliação das tensões atuantes em bocais devido aos carregamentos externos aplicados nos mesmos. Estes carregamentos geralmente são provocados pelos sistemas de tubulação e bombas conectados nos bocais.

Quando se utiliza um método mais conservativo, porém universalmente consagrado como o WRC 107/297, muitas vezes depara-se com situações de difícil solução e economicamente inviáveis, como por exemplo, o acréscimo de espessura de uma determinada seção do casco ou do tampo do vaso.

Quando se parte para outro tipo de análise, como por exemplo, a análise por elementos finitos, pode-se avaliar de outra forma as tensões produzidas pelos carregamentos externos.

Assim, a proposta deste trabalho consiste na comparação dos métodos de cálculos utilizados para carregamentos externos em bocais.

1.2. Aplicações

Este trabalho aplica-se à análise de tensões em bocais conectados a vasos de pressão.

Para projetar um vaso de pressão, os esforços externos em bocais devem ser considerados, pois, se não forem corretamente analisados, podem gerar grandes transtornos ao projetista, visto que eles podem limitar a espessura do vaso uma vez que os esforços externos exercem tensões nas junções do bocal com o casco, nas vizinhanças da junção e no casco do vaso.

1.3. Objetivos

1.3.1. *Objetivos gerais*

O objetivo geral deste trabalho é estudar métodos de análise de tensões devido a esforços externos em bocais de vasos de pressão, pretendendo-se assim, criar um comparativo entre esses métodos, objetivando desenvolver um senso crítico sobre a utilização de cada método de análise.

1.3.2. *Objetivos específicos*

Especificamente através deste trabalho, as tensões atuantes em bocais de vasos de pressão serão comparadas de três maneiras distintas:

- (a) análise de esforços em bocais a partir do método WRC 107 (ASME)
- (b) análise de esforços em bocais a partir do método WRC 297 (ASME)
- (c) análise de esforços em bocais pelo método de elementos finitos.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Introdução

Vasos de pressão são recipientes estanques, capazes de conter um fluido pressurizado e são equipamentos que possuem vasta utilização industrial. Eles são utilizados em indústrias petroquímicas, químicas, nucleares e térmicas.

Os vasos de pressão são equipamentos caros, e em sua maioria, são fabricados sob encomenda, ou seja, de acordo com a necessidade do cliente. Por este motivo, não são equipamentos fabricados em produção seriada.

Os vasos de pressão são inspecionados e monitorados constantemente para se evitar falhas e acidentes. A inspeção ocorre tanto na fase de construção do vaso como após a sua fabricação.

Um acessório muito importante para os vasos de pressão são os bocais, que têm como finalidade a transferência de fluidos e comunicação entre os equipamentos. Os bocais são soldados ao vaso, formando interseções cilíndricas.

Códigos de projeto como, por exemplo, o código ASME (2007) estabelece valores de tensões admissíveis para interseções entre bocais/casco. Analisam-se as tensões em bocais através de métodos como o WRC 107, o WRC 297 e o método de elementos finitos (MEF).

Atualmente, têm-se desenvolvido muitas pesquisas sobre as análises de tensões em bocais utilizando o MEF. Isso se deve ao fato desta análise proporcionar um resultado que mais se aproxima da realidade. Vários artigos têm sido publicados apresentando resultados comparativos com soluções analíticas e experimentais.

Os vasos de pressão são compostos de casco, tampos, bocais e suporte, que podem ser saia, pernas ou selas, dependendo do tipo e dimensão do vaso. As Figuras 1, 2. e 3 são exemplos de vasos sustentados por selas, pernas e saia respectivamente, sendo a Figura 1 um exemplo de um vaso horizontal e as Figuras 2 e 3 exemplos de vasos verticais.

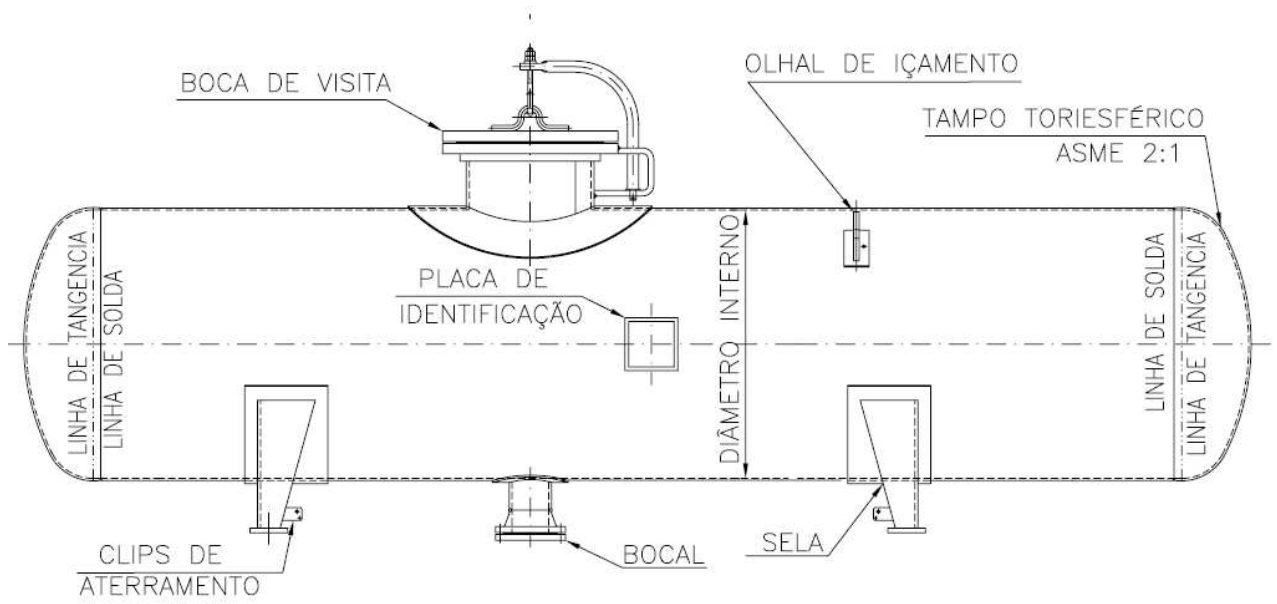


Figura 1 – Vaso de Pressão suportado por selas

Fonte: Elaborado pela autora

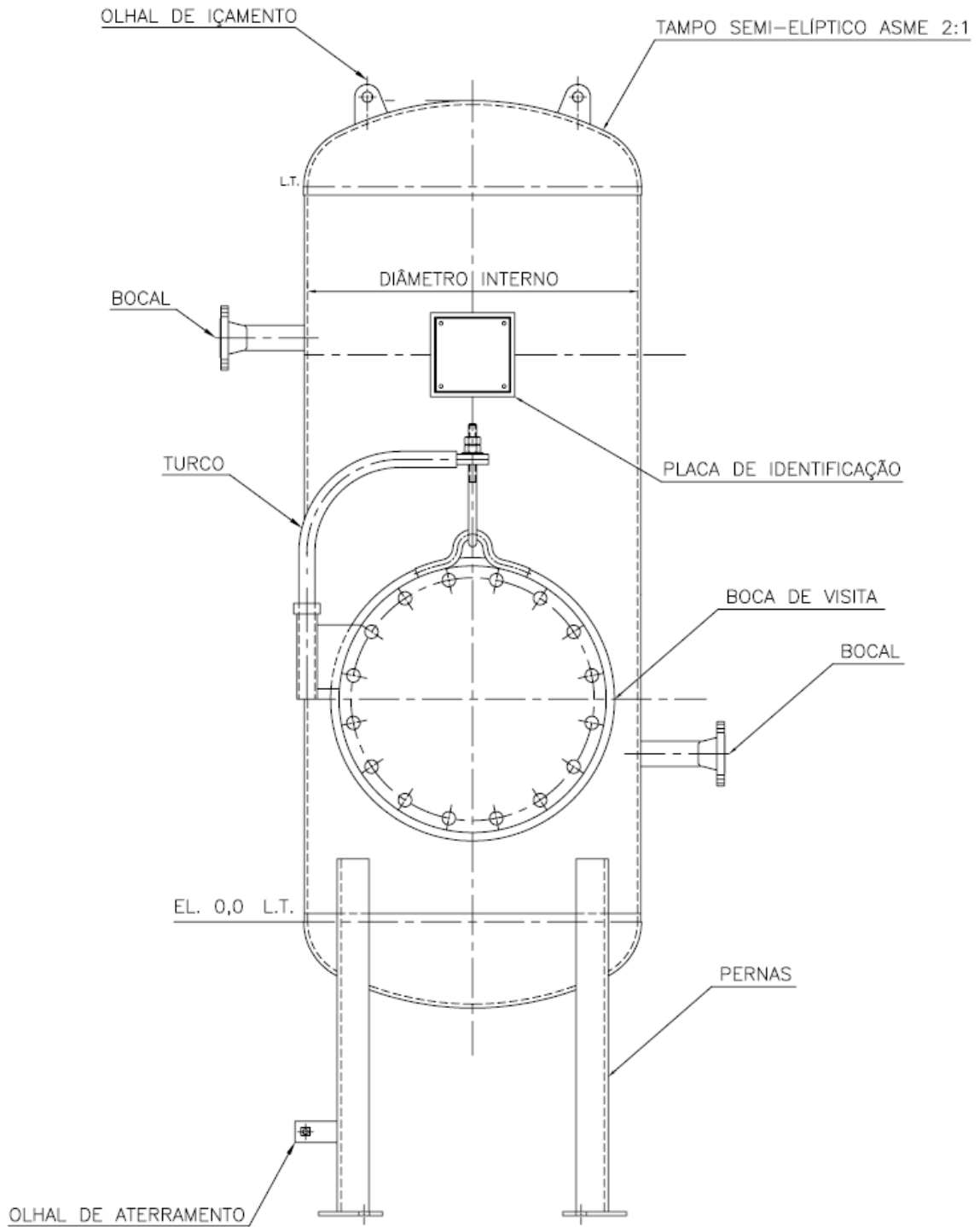


Figura 2 – Vaso de Pressão suportado por pernas.

Fonte: Elaborado pela autora

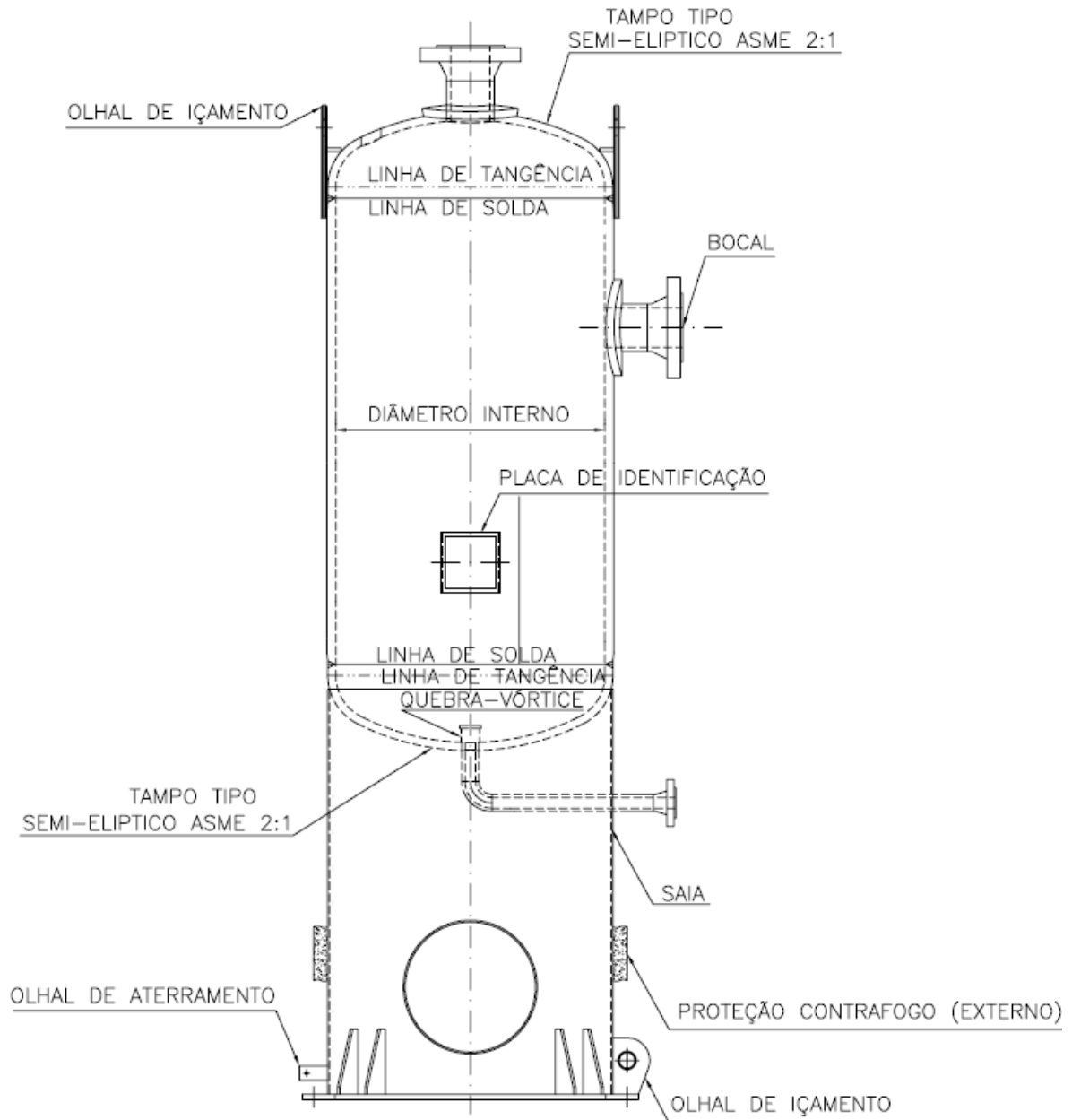


Figura 3 – Vaso de Pressão suportado por saia.

Fonte: Elaborado pela autora

2.2. Código ASME

Durante os séculos XVIII e XIX, devido à revolução industrial, o vapor era a fonte de energia nas indústrias e, com isso, a quantidade de caldeiras a vapor era muito elevada. No início do século XX, a taxa de acidentes com explosões de

caldeiras a vapor era de uma explosão e de duas mortes por dia. Devido a esses dados alarmantes, tornou-se necessário a elaboração de legislações para evitar acidentes.

Em 1815, ocorreu uma explosão em Londres, que originou em uma investigação pelo Parlamento Britânico, que concluiu que a causa do acidente era devido à má construção, a materiais não adequados e à pressão excessiva. A partir desta análise, foi exigido que as caldeiras fossem construídas de ferros forjados, com tampos hemisféricos e válvulas de segurança.

No século XX, em Brockton, Massachusetts, ocorreu um trágico acidente em uma fábrica de sapatos, matando dezenas de pessoas e ferindo centenas de outras. Depois deste acidente, o estado de Massachusetts, criou a primeira legislação para projeto e construção de caldeiras a vapor. Esta legislação foi criada em 1907, conhecida como Massachusetts Rules, fixava coeficiente de segurança de 4,5 em relação ao limite de resistência do material.

Seguindo o exemplo de Massachusetts, outros estados americanos, também criaram suas legislações. Porém, devido ao grande número de legislações criadas, cada uma com requerimentos diferentes, ficava muito difícil para os fabricantes de equipamentos venderem seus serviços, pois cada estado tinha sua legislação e tornou-se necessário padronizar as regras para dimensionamento, fabricação e inspeção dos equipamentos.

As normas de projeto de vasos de pressão foram criadas em função do grande número de acidentes, ou seja, a necessidade das normas era evitar acidentes. O código ASME teve a finalidade de padronizar, unificar e consolidar as diversas normas existentes nos Estados Unidos.

Em 1911, a Sociedade Americana de Engenheiros Mecânicos – ASME fundou um comitê, com o propósito de formulação de regras para a construção de caldeiras a vapor e vasos de pressão.

O primeiro código a vigorar nos Estados Unidos foi o Código AMSE – American Society of Engineer, “Rules for Construction of Stationary Boilers and for Allowable Working Pressure” - em 1914 e adotado na primavera de 1915.

Desde sua publicação em 1914, 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

- Seção I – Código para Construção de Caldeiras;
- Seção II – Especificação de Materiais;
- Seção III – Regras para construção de Componentes Nucleares;
- Seção IV – Regras para construção de Caldeiras; heating boiler (caldeira de calefação)
- Seção V – Ensaio Não-Destrutivo,
- Seção VI – Regras recomendadas para manutenção e operação de caldeiras;
- Seção VII – Regras recomendadas para manutenção e operação de caldeiras;
- Seção VIII – Regras para construção de vasos de pressão,
- Seção IX – Qualificações de Soldagem e Brasagem,
- Seção X – Código de Vasos de Pressão e Caldeiras – Fibras – Vasos de Pressão com Reforçamentos Plásticos;
- Seção XI – Regras para Inspeção de Plantas e Componentes Nucleares
- Seção XII – Regras para construção de Tranques Transportáveis

Em 1925 foi publicado o ASME VIII Rules for Construction of Pressure Vessel Section VIII. O ASME VIII é dividido em três divisões:

ASME VIII Division 1 – *Rules for Construction of Pressure Vessels*

ASME VIII Division 2 - *Rules for Construction of Pressure Vessels – Alternative Rules*

ASME VIII Division 3 - *Rules for Construction of Pressure Vessels – Alternative Rules for High Pressure Vessels*

As primeiras publicações do código ASME consideravam coeficientes de segurança altos que resultavam em pequenas tensões admissíveis para o material e, conseqüentemente, elevadas espessuras de paredes do vaso, que elevava o peso e o custo do equipamento.

Com a evolução da humanidade, foram-se aumentando as pressões de serviço e dimensões dos vasos de pressão, o que obrigou as normas de projeto a refinarem seus métodos de cálculo e exigirem mais nos detalhes de construções de

vasos, o que levou a um aumento da tensão admissível do material, mas mantendo-se o grau de confiabilidade e segurança do equipamento.

Nota-se que espessura elevada não significa necessariamente, maior segurança, pois problemas de soldagem, suscetibilidade às fraturas frágeis e maior incidência de defeitos, dentre outros problemas, são mais graves com o aumento da espessura.

As tensões admissíveis são as máximas tensões adotadas para o dimensionamento de um vaso de pressão. Essas tensões devem ser menores que os limites de resistência e elasticidade do material na temperatura de projeto considerada.

A relação entre os limites de resistência e de elasticidade e a tensão admissível é o coeficiente de segurança adotado (TELLES, 2005,p.86).

A resistência mecânica do material diminui com o aumento da temperatura, conseqüentemente a tensão admissível também diminui com o aumento da temperatura. Assim, o código ASME II contém tabelas que fornecem, para cada material aceito pela norma, valores de tensões admissíveis de acordo com uma faixa de temperatura de trabalho. A Tabela 1 retirada do código ASME II - Especificação de Materiais- exemplifica como o código lista os valores de tensões admissíveis a partir de uma faixa de temperatura, a Figura 4 mostra o decréscimo da tensão admissível em função da temperatura para o aço ASME SA-106 Gr.B, a partir dos valores tabelados pelo código.

TABELA 1

Exemplo de valores de tensões admissíveis indicadas pelo código ASME II

TABLE 1A (CONT'D)
SECTION I; SECTION III, CLASS 2 AND 3; * SECTION VIII, DIVISION 1; AND SECTION XII
MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES *S* FOR FERROUS MATERIALS
(*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

Line No.	Maximum Allowable Stress, ksi (Multiply by 1000 to Obtain psi), for Metal Temperature, °F, Not Exceeding													
	-20 to 100	150	200	250	300	400	500	600	650	700	750	800	850	900
1	17.1	...	17.1	...	17.1	17.1	17.1	17.1	17.1	15.6	13.0	10.8	8.7	5.9
2	14.6	14.6	14.6	...	14.6	14.6	14.6	14.6	14.6	13.3	11.1	9.2	7.4	5.0
3	17.1	...	17.1	...	17.1	17.1	17.1	17.1	17.1	15.6	13.0	10.8	8.7	5.9
4	17.1	17.1	17.1	...	17.1	17.1	17.1	17.1	17.1	15.6	13.0	10.8	8.7	5.9
5	17.1	17.1	17.1	...	17.1	17.1	17.1	17.1	17.1	15.6	13.0	10.8	8.7	5.9
6	14.6	14.6	14.6	...	14.6	14.6	14.6	14.6	14.6	13.3	11.1	9.2	7.4	5.0
7	17.1	17.1	17.1	...	17.1	17.1	17.1	17.1	17.1	15.6	13.0	10.8	8.7	5.9
8	17.1	17.1	17.1	...	17.1	17.1	17.1	17.1	17.1	15.6	13.0	10.8	8.7	5.9
9	17.1	...	17.1	...	17.1	17.1	17.1	17.1	17.1	15.6
10	14.6	14.6	14.6	...	14.6	14.6	14.6	14.6	14.6
11	17.1	...	17.1	...	17.1	17.1	17.1	17.1	17.1	15.6	13.0	10.8	8.7	5.9
12	17.1	17.1	17.1	17.1	17.1	17.1	17.1	17.1	17.1
13	17.1	17.1	17.1	...	17.1	17.1	17.1	17.1	17.1	15.6	13.0	10.8	8.7	5.9
14	17.1	17.1	17.1	...	17.1	17.1	17.1	17.1	17.1	15.6	13.0	10.8	8.7	...
15	17.1	17.1	17.1	...	17.1	17.1	17.1	17.1	17.1	15.6	13.0	10.8	8.7	5.9
16	17.1	17.1	17.1	...	17.1	17.1	17.1	17.1	17.1	15.6	13.0	10.8	8.7	5.9
17	17.1	...	17.1	...	17.1	17.1	17.1	17.1	17.1	15.6
18	17.1	17.1	17.1	...	17.1	17.1	17.1	17.1	17.1	15.6	13.0	10.8	8.7	5.9

Fonte: AMERICAN BOILER AND PRESSURE VESSEL CODE, SEC II, 2004.

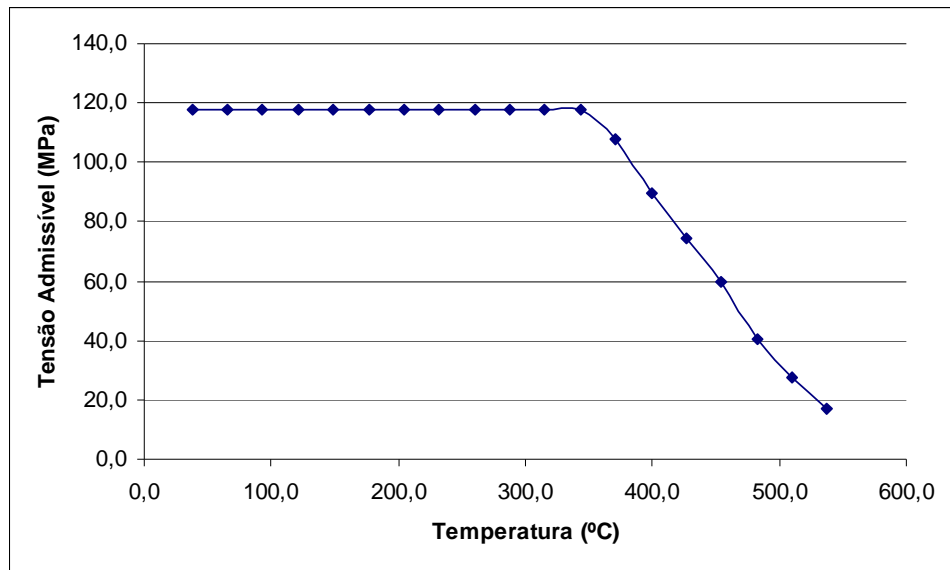


Figura 4 – Tensão Admissível do aço SA-106 Gr. B em função da temperatura

Fonte: Dados da pesquisa

Para a fabricação de um vaso de pressão, o usuário do código ASME deve consultar outros códigos pertinentes, padrões, leis, regulamentos, ou outros documentos relevantes para seu projeto. Por isso, o comitê que foi criado em 1911 aprova uma grande variedade de regras de construção para permitir que o usuário selecione aqueles que lhe fornecerão um vaso de pressão com uma vida útil razoavelmente longa e segura para o equipamento.

O código não deve ser usado como um manual de projeto. Por isso o julgamento e a experiência do engenheiro devem ser empregados na seleção das regras do código apropriadas a todo o serviço ou necessidade específica do seu projeto.

Os julgamentos de engenharia devem ser consistentes com a filosofia do código e nunca devem ser usados contrariando as proibições específicas do mesmo. O código ASME contém exigências imperativas, proibições específicas, e as orientações não mandatórias para atividades da construção. O código não se dirige a todos os aspectos destas atividades e aqueles aspectos que não são contemplados especificamente não devem ser considerados proibidos.

O comitê reconhece que as ferramentas e as técnicas usadas para a mudança do projeto e da análise progridem, e esperam que engenheiros usem o

bom senso na aplicação destas ferramentas (AMERICAN BOILER AND PRESSURE VESSEL CODE, 2004,p.4).

O código nem requer nem proíbe o uso dos computadores para o projeto ou a análise dos componentes construídos às exigências do código. Entretanto, os engenheiros e projetistas que utilizam programas de computador para o projeto ou análise são advertidos que são responsáveis por todas as suposições técnicas inerentes nos programas que utilizam e são responsáveis pela aplicação destes programas a seu projeto (AMERICAN BOILER AND PRESSURE VESSEL CODE, 2004, p.4).

2.2.1. Código ASME VIII Divisão 1

O código ASME VIII Divisão 1 é a norma sobre vaso de pressão mais utilizada no Brasil (FALCÃO, 2002,p.1) e em grande parte do mundo. Esta norma abrange também, evaporadores e trocadores de calor, onde há geração de vapor.

O código ASME VIII Divisão 1 apresenta regras para dimensionamento das partes que compõem um vaso de pressão, tais como, tampos, costados, flanges, bocais e reforços, além de conter regras para fabricação, montagem e inspeção do vaso. Estes componentes podem estar sujeitos às pressões internas e/ou externas, dependendo da aplicação dos mesmos. Porém, o código não adota procedimentos para a avaliação de tensões localizadas em suportes e bocais, sendo necessário consultar outras literaturas para a avaliação dos mesmos.

Os equipamentos que são projetados segundo esta norma, estão limitados às pressões internas de no mínimo $1,05 \text{ kgf/cm}^2$ (103 kPa) e no máximo de $210,92 \text{ kgf/cm}^2$ (20685 kPa), e às pressões externas de no máximo $1,05 \text{ kgf/cm}^2$ (103 kPa).

O Código ASME VIII Div. 1 , tem como critério de projeto a teoria da máxima tensão cisalhante.

Do código ASME é citada a expressão “vazar antes de romper” (“leak before break”). O que está implícito, a sua limitação sobre a tensão de escoamento do material e seu cuidado de não atingir uma região de comportamento frágil deste material.

O código ASME VIII Div. 1 é dividido em seções que começam com a letra U de “unfired” do inglês que significa “sem chama”. Nas seções onde se inicia com a abreviatura UG, significa que são requerimentos gerais para a construção do equipamento. Nas seções iniciadas por UW, significa que são requerimentos para soldagens. E nas seções iniciadas por UCS, são requerimentos para equipamentos construídos com aço carbono e aço baixa liga

O código ASME Divisão 1 estabelece as tensões admissíveis para o dimensionamento do equipamento. Estas tensões são denominadas como tensões admissíveis ou intensidade de tensões admissíveis, e estão em função das propriedades mecânicas características do metal, tais como, limite de escoamento, ruptura, etc., na temperatura de projeto.

Os cálculos para espessuras das paredes dos vasos devem ser feitos de modo que a tensão de membrana máxima circunferencial “hoop stress” devido à pressão interna, não ultrapasse os limites estabelecidos na Seção II, do código ASME – parte D, ou seja, para temperaturas abaixo da faixa de fluência, a tensão admissível de tração é o menor dos seguintes valores:

- 1/3,5 da mínima tensão de ruptura na temperatura ambiente;
- 1/3,5 da tensão de ruptura na temperatura de projeto;
- 2/3 da mínima tensão de cisalhamento na temperatura ambiente;
- 2/3 da tensão de cisalhamento na temperatura de projeto.

Com a publicação do “Code Case 2290” em 1998, foi estabelecido pelo ASME que, para alguns materiais, o coeficiente de segurança seria igual a 3,5 ao invés de 4,0, como era considerado nas versões anteriores.

Para temperaturas na faixa de fluência, a tensão admissível de tração será reduzida da seguinte forma:

- 100% da tensão média para uma razão de fluência de 0,01%/1000 horas;
- 67% da tensão média de ruptura ao fim de 1000000 horas;
- 80% da tensão mínima de ruptura a 1000000 horas.

O código ASME Divisão 1 contém uma série de fórmulas simples de cálculo dando a espessura necessária de cascos e tampos em função da pressão interna ou externa, baseadas na teoria de membrana, isto é, desprezando os efeitos de flexão devido à espessura da parede do vaso. (TELLES, 2005,p.98).

Embora o código ASME VIII Divisão 1, indique que o vaso de pressão deve resistir a todas as cargas que nele atuam, como por exemplo, pressão interna, pressão externa, cargas de vento, pesos, etc., as fórmulas de cálculo nesta norma consideram somente os efeitos de pressão interna e de pressão externa, ficando os demais cálculos a critério de engenheiro, não somente quanto a que critério de cálculo utilizar, mas também quanto à necessidade de fazê-lo ou não.

O código ASME VIII Divisão 1, inclui, além de todas as exigências de resistência, fórmulas de cálculo e critérios de fabricação, que o fabricante do vaso de pressão seja autorizado pelo ASME a fabricar vasos de pressão e que nestes vasos, haja uma inspeção formal realizada por um inspetor também autorizado pela ASME, e ainda que seja estampado no vaso o símbolo da ASME, e que o usuário do vaso ou alguém contratado por ele, estabeleça as condições de projeto do vaso, tais como, necessidade ou não de margem para corrosão, indicação de serviço tóxico, se for o caso, necessidade ou não de tratamentos térmicos, além dos exigidos pela norma.

2.2.2. Código ASME VIII Divisão 2

O código ASME VIII Divisão 2, também chamado de regras alternativas de projeto, foi criado em 1969, adotando critérios e detalhes de projeto, fabricação, inspeção e testes mais rigorosos, tensões admissíveis maiores do que a Divisão 1, além de não limitar a pressão de projeto.

Como na Divisão 1 do código ASME VIII, a Divisão 2 não adota procedimentos para a avaliação de tensões localizadas em suportes e bocais, sendo necessária para esta análise a consulta de outras literaturas.

Nesta divisão do código é adotada a teoria da máxima tensão cisalhante – ruptura pelo cisalhamento máximo, conhecido como critério de Tresca, por sua facilidade e aplicação à análise de fadiga. Para o cálculo de tensões a norma define a intensidade de tensão “stress intensity”, S_m , que é o dobro da tensão de cisalhamento máximo calculada em um determinado ponto, ou seja, esta tensão é igual à metade da maior diferença algébrica entre duas das tensões principais (σ_1 , σ_2 e σ_3) de um corpo submetido à tração, conforme mostram as Equações (1) e (2). Nos sólidos de revolução estas tensões são localizadas nas paredes dos vasos.

Se $\sigma_1 < \sigma_2 < \sigma_3$ então,

$$\tau = \frac{(\sigma_1 - \sigma_3)}{2} \quad (1)$$

e

$$S_m = 2\tau \quad (2)$$

A norma fornece tabelas com valores máximos admissíveis de S_m , para todos os materiais aceitáveis, em temperaturas abaixo da faixa de fluência. Para cada temperatura, o valor de S_m será o menor entre um terço do limite de ruptura ou dois terços do limite de elasticidade.

Esta norma permite tensões mais elevadas do que na Divisão 1, o que resulta em menores espessuras e menor peso do equipamento. Mas para garantir a integridade do vaso, são exigidas uma série de requerimentos adicionais de projeto, cálculo, materiais, fabricação e inspeção.

A metodologia de cálculo de espessuras pode ser por fórmulas ou por cálculos alternativos baseado em análise e classificação das tensões em categorias. Quando se adota este método, a tensão máxima admissível será multiplicada por um fator de intensificação, k .

O fator k é obtido da Tabela AD 150.1 do ASME VIII Divisão 2, e é um fator que leva em consideração as várias condições de carregamento.

Um dos requerimentos do código ASME VIII Div. 2 é a exatidão da classificação das tensões. Esta divisão estabelece diferentes limites de tensões admissíveis (“stress intensities”) para diferentes categorias de tensões. (BEDNAR, 1991,p.29).

A Figura 5 mostra as possíveis combinações dos carregamentos com as tensões admissíveis. As tensões que ocorrem nos cascos dos vasos são divididas em primárias, secundária e de pico.

As tensões primárias são devidas aos carregamentos mecânicos e são subdivididas em gerais e locais. As tensões secundárias são subdivididas em tensões de membrana e tensões de flexões. As tensões de pico são as maiores tensões locais em um ponto considerado.

De acordo com o tipo de carregamento, as tensões são classificadas e combinadas em P_m , P_L , P_b , Q e F , onde:

P_m = soma de todas as tensões primárias gerais de membrana;

P_L = soma de todas as tensões primárias locais de membrana;

P_b = soma de todas as tensões primárias de flexão

Q = soma de todas as tensões secundárias de membrana e de flexão

F = soma de todas as tensões de pico.

A máxima intensidade de tensão, S_m , é calculada conforme Equações (3) a (6), para um tipo particular de tensão (P_m) ou para a combinação dos tipos de tensões (P_L+P_b+Q) e comparada com os limites de intensidade de tensões (tensões admissíveis) do Código. Dadas as tensões principais σ_1 , σ_2 e σ_3 na categoria considerada, chama-se:

$$S_{12} = \sigma_1 - \sigma_2 \quad (3)$$

$$S_{23} = \sigma_2 - \sigma_3 \quad (4)$$

$$S_{31} = \sigma_3 - \sigma_1 \quad (5)$$

S é o máximo valor absoluto destas diferenças:

$$S = \max(|S_{12}|, |S_{23}|, |S_{31}|) \quad (6)$$

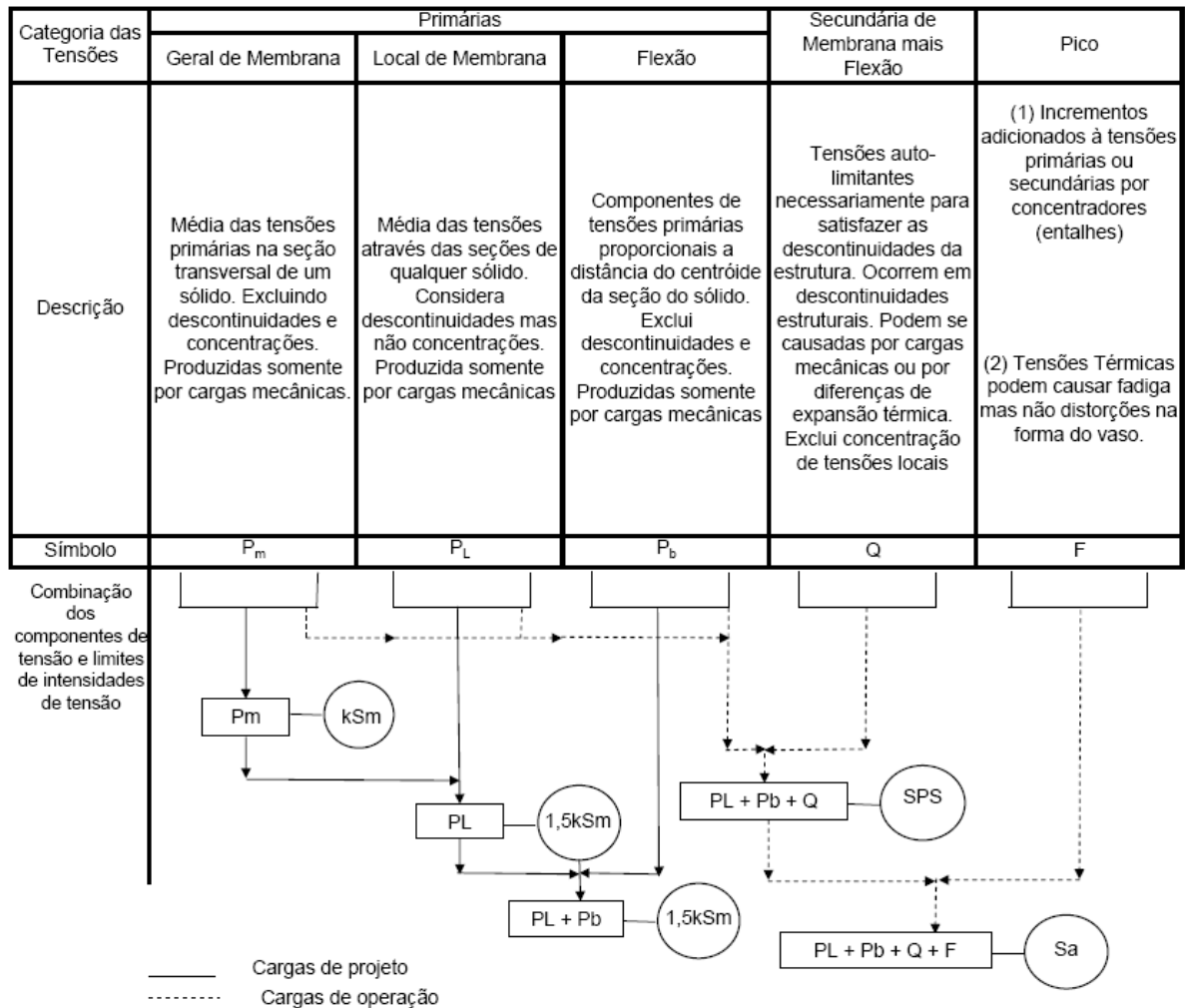


Figura 5– Categoria de tensões e limites de tensões admissíveis.

Fonte: AMERICAN BOILER AND PRESSURE VESSEL CODE VIII - Division 1, 2007

2.3. Tensões em vasos de pressão

2.3.1. Teoria de cascas

No dimensionamento de vasos de pressão utiliza-se a teoria de cascas finas, tanto para o projeto por norma quanto para o projeto por análise. Assim, todo o conhecimento desenvolvido e até hoje existente nas normas e para a análise de tensões tem como base a teoria de cascas finas (MIRANDA, 2007,p.13).

A teoria das cascas finas pode ser definida da seguinte maneira:

Se a espessura da parede for pequena em presença dos raios de curvatura e não houver descontinuidades, tais como quebras bruscas das curvas meridianas, as tensões poderão ser calculadas, com precisão suficiente, desprezando a flexão da parede do reservatório, isto é, admitindo que as tensões de tração na parede sejam uniformemente distribuídas ao longo da espessura. As grandezas de tensões podem ser, então, facilmente calculadas pelas equações da estática. (TIMOSHENKO, 1977,p.273)

A Figura 6 apresenta a distribuição de tensões em um corpo cilíndrico. As tensões num corpo cilíndrico atuam nas direções longitudinal (σ_L) ou meridional e circunferencial (σ_C) ou latitudinal. O comprimento, o raio e a espessura são conhecidos respectivamente por L, r e t.

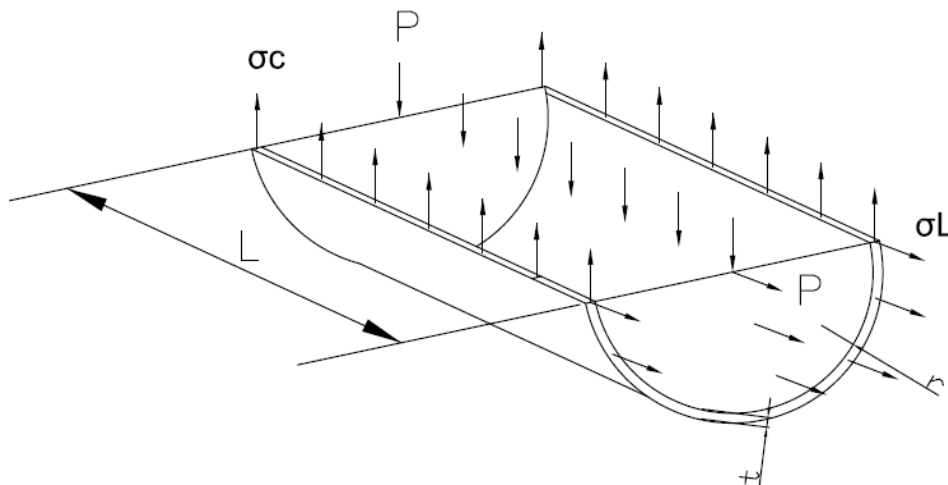


Figura 6 - Diagrama de corpo livre de um cilindro

Fonte: Adaptado de FALCÃO, 2002

Do diagrama de corpo livre de um cilindro, tem-se que a partir do equilíbrio das forças, as forças devidas à pressão são iguais às forças que atuam nas paredes do cilindro.

As tensões atuando na seção longitudinal podem ser definidas pela Eq.(7)

$$2PLr = 2Lt\sigma_c \rightarrow \sigma_c = \frac{Pr}{t} \quad (7)$$

Da mesma forma, a Equação (8) mostra que para as tensões atuantes na seção circunferenciais têm-se

$$P\pi r^2 = 2\pi Lrt\sigma_L \rightarrow \sigma_L = \frac{Pr}{2t} \quad (8)$$

As tensões obtidas nas Eqs. (7) e (8) são conhecidas como tensões de membrana, que foram obtidas pelas equações de equilíbrio.

As cascas que não resistem à flexão são, algumas vezes, chamadas membranas e as tensões calculadas, desprezando a flexão, são chamadas tensões de membranas. Admite-se que as forças exteriores, uniformemente distribuídas, ao longo do bordo da casca, sejam tangentes aos meridianos. (TIMOSHENKO, 1977,p.274).

É muito útil considerar as tensões de membrana como atuando na superfície média da casca (MIRANDA, 2007,p.15), porém, em algumas aplicações relacionadas a vasos de pressão, as espessuras podem ser significativas comparadas aos raios, e como é mais complexo lidar com cascas “grossas”, a importância da espessura é desconsiderada na maioria dos casos e a teoria das cascas finas é aplicada.

De fato, as equações são válidas se $r \geq 10t$ e são freqüentemente usadas para $r \geq 5t$ (MIRANDA, 2007,p.15).

Quando sua espessura é pequena, comparada com suas dimensões $R_m/t > 10$ os vasos comportam-se como membrana, e as tensões resultantes são chamadas tensões de membrana. As tensões de membrana são tensões médias de tração ou tensões de compressão. Estas tensões são uniformemente distribuídas na parede do vaso e agem tangencialmente à superfície. (MOSS, 2004,p.2)

2.4. Análise de tensões

Os vasos de pressão estão sujeitos a vários esforços e diferentes intensidades de tensão em cada componente. A categoria e intensidade das tensões são funções da natureza das cargas, da geometria e construção dos componentes do vaso.

De acordo com o código ASME Divisão 1 parágrafo UG-22, os esforços nos vasos de pressão são devidos, à pressão interna ou externa, ao peso do equipamento, às reações estáticas, devido aos componentes soldados, como por exemplo, bocais, tubulações, isolamentos, suportes internos, reações cíclicas ou dinâmicas devido às variações térmicas, cargas de vento, forças sísmicas, reações de impacto devido ao fluido, e gradientes de temperatura.

Em qualquer vaso de pressão sujeito às pressões internas ou externas, têm-se tensões nas paredes do casco (MOSS, 2004, p.2). O estado de tensão é triaxial e os três eixos principais são:

σ_x = tensão longitudinal ou meridional;

σ_y = tensão circunferencial;

σ_z = tensão radial.

A tensão radial é uma tensão direta, resultante da ação da pressão agindo diretamente na parede do vaso, e causa uma tensão de compressão igual à pressão. Em vasos de paredes finas esta tensão é pequena comparada com as outras tensões principais, e é geralmente ignorada. Então, nós assumimos, para propósitos de análise, que o estado de tensão é biaxial. (MOSS, 2004,p.2).

Conclui-se que a análise de tensões de membrana não é completamente precisa, pois assumimos simplificações como um estado biaxial de tensão e que a tensão se distribui uniformemente na parede do casco, mas para vasos de parede finas, é uma aproximação segura.

2.4.1. Tipos de tensões.

Como vimos na seção 2.2.2, as tensões são divididas em tensões primárias, secundárias e de pico. As tensões primárias são subdivididas em gerais e locais de membrana e de flexão. As tensões secundárias são divididas em membrana e flexão.

Nas paredes dos vasos de pressão existem tensões de membrana e flexão devidas à pressão e esforços localizados. As tensões de membrana são tensões normais e atuam uniformemente distribuídas na seção transversal das paredes. As tensões de flexão também são normais, porém variam linearmente em relação ao eixo neutro da seção transversal da parede do equipamento. (FALCÃO, 2002, p.9)

Além disto, as tensões podem atuar uniformemente em toda a parede do equipamento (tensões gerais), oriundas de um carregamento uniforme como pressão, ou atuar localizadamente numa região restrita (tensões locais) como, por exemplo, tensões em bocais e aberturas. (FALCÃO, 2002, p.9)

2.4.2. Tensões primárias

A tensão primária pode ser uma tensão normal ou cisalhante desenvolvida por um carregamento imposto. Estas tensões caracterizam-se por não diminuírem os seus valores, quando a estrutura deforma-se.

São tensões causadas por esforços mecânicos permanentes, não incluindo as tensões devidas a concentrações e descontinuidades. Sua principal característica é não ser auto-limitante. As tensões auto-limitantes têm como característica a sua redução, em função de deformações. Caso estas tensões levem ao escoamento do material poderão ocorrer deformações excessivas que causarão a ruptura (FALCÃO, 2002, p.9).

As tensões primárias são divididas em tensões primárias gerais de membrana – P_m , em tensões primárias de flexão – P_b , e tensões primárias locais de membrana - P_L .

Tensão de Membrana pode ser definida como um componente de tensão normal uniformemente distribuída na espessura e igual à média dos valores de tensões da seção considerada.

Como exemplo das tensões primárias gerais de membrana podem-se citar as causadas por pressão, peso próprio e cargas de vento. Exemplos de tensões primárias de flexão são as causadas por pressão em placas planas e na região esférica de tampos conformados. (FALCÃO, 2002, p.9)

A Figura 7 apresenta um vaso sob pressão interna, exemplificando uma tensão primária geral.

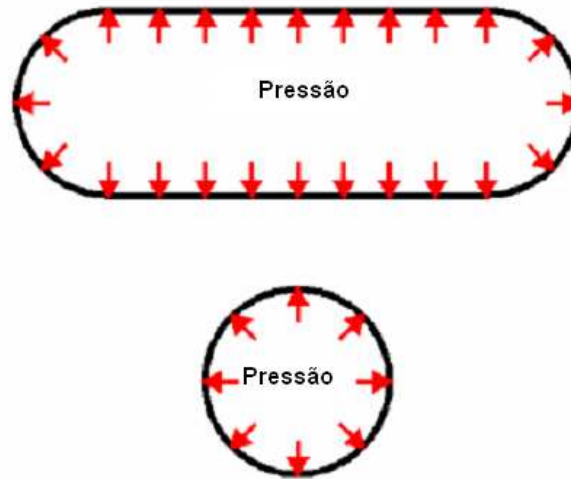


Figura 7 – Exemplo de Tensão Primária Geral de Membrana

Fonte: Adaptado pela autora

Outro exemplo de tensão primária é a tensão de flexão em uma porção central de um tampo reto devido à pressão.

As tensões primárias locais de membrana são tensões produzidas por pressão ou outro carregamento mecânico e associado com uma descontinuidade caracterizada por serem auto-limitantes. Quando a deformação ocorre, o carregamento é distribuído para estrutura do vaso e para outras partes na vizinhança do ponto de aplicação. Exemplos destas tensões são as tensões em bocais devido a esforços externos ou por descontinuidades estruturais, tais como junções de tampos e cascos, diferenças de espessuras, etc.

2.4.3. Tensões secundárias

As tensões secundárias podem ser normais ou cisalhantes e caracterizam-se por diminuírem os seus valores quando a estrutura se deforma.

São tensões normais ou de cisalhamento, cuja principal característica é ser auto-limitante. Pequenas deformações plásticas locais reduzem estas tensões que, geralmente, não provocam falhas nos equipamentos, e por este motivo têm tensões admissíveis superiores aos das tensões primárias locais. (FALCÃO, 2002, p.10).

As tensões secundárias são representadas pela letra Q , e são divididas em tensões secundárias de membrana e de flexão. Um exemplo de tensão secundária de membrana, Q_m , são as forças e momentos devido à expansão térmica, como pode ser visto na Figura 8. Exemplos de tensões secundárias de flexão causada pela pressão em discontinuidades, como junção de tampos conformados com costado. Outro exemplo são as tensões de flexão causada por forças e momentos em bocais e suportes.

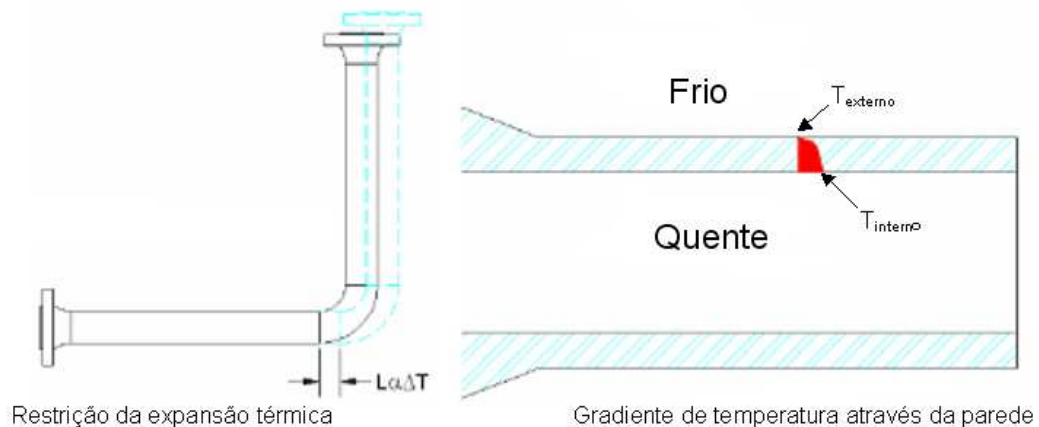


Figura 8 – Exemplo de Tensão Secundária de Membrana

Fonte: Adaptado pela autora

2.4.4. Tensões de pico

As tensões de pico, F , são tensões aditivas. (FALCÃO, 2002, p.10).

As tensões de pico são aditivas para as tensões primárias e secundárias [...] presentes em um ponto de concentração de tensão. Tensões de Pico são significativas somente para a condição de fadiga ou para materiais frágeis. Tensões de pico são fontes de trincas por fadiga e aplicadas para tensões de membrana, flexão e cisalhamento. (MOSS, 2004, p.2)

Exemplos de tensões de pico são tensões em qinas, como pro exemplo na quina de algum acessório soldado no vaso.

2.5. Fundamentos de dimensionamento de vasos de pressão

Para dimensionamento de um vaso de pressão, deve-se ter em mente alguns conceitos básicos, tais como pressão de projeto, pressão de teste, eficiência de solda entre outros, além da geometria do equipamento.

A pressão de projeto foi definida por Megyesy (1972) de uma maneira simples, como sendo a pressão utilizada para determinar a espessura mínima permissível ou características físicas para diferentes partes do vaso. Ou seja, é a pressão utilizada para projetar o equipamento.

A pressão máxima de trabalho admissível, (PMTA), também conhecida por MAWP do inglês – *“Maximum Allowable Working Pressure”*, que nada mais é do que a pressão máxima suportada pelo elemento mais fraco do equipamento. Para o cálculo da PMTA deve-se considerar o vaso na condição corroída, efeitos de temperatura, e os efeitos das cargas externas, tais como vento agindo sobre o equipamento. Quando não se calcula a PMTA, a pressão de projeto pode ser utilizada como em seu lugar.

A pressão de teste hidrostático é definida como 1,3 vezes a máxima pressão de trabalho admissível vezes a razão entre a tensão admissível do material à temperatura de operação pela tensão admissível à temperatura de teste (ASME VIII DIV1, 2007,p.73). O teste hidrostático deve ser feito após a fabricação completa do vaso, para que se possa garantir que todas as soldas do vaso foram testadas.

Existem vários métodos para se fazer juntas soldadas. A escolha para o tipo de junta depende das circunstancias de soldagem, dos requerimentos do código e dos aspectos econômicos.

Em muitos casos a acessibilidade da junta determina o tipo de soldagem. O tipo de solda deve ser determinado pelo fabricante do vaso. O código estabelece que os tipos de juntas dependam do serviço do vaso, do material do mesmo e de

sua localização. No código ASME Divisão 1, o parágrafo UW-27 descreve os regulamentos para soldagem.

A eficiência de solda é expressa como uma quantidade numérica e é usada no projeto como um fator de redução da tensão admissível do material. O valor deste fator depende do tipo e do nível do exame radiográfico realizado na solda.

As soldas são classificadas em quatro categorias conforme a Figura 9. A Tabela 2 ilustra o método de obtenção dos valores de eficiência de junta. O termo “categoria” é utilizado para definir a localização da junta no vaso, mas não o tipo de junta. (ASME VIII DIV1, 2007,p.106)

As categorias de solda são divididas da seguinte maneira:

Categoria A - juntas longitudinais soldadas com a parte principal do casco, transições em diâmetros ou bocais, juntas circunferenciais soldadas em tampos com a parte principal do casco, transições de diâmetros, bocais.

Categoria B - juntas circunferenciais soldadas com a parte principal do casco, bocais, ou transições de diâmetros

Categoria C - juntas soldadas a flanges, tubulações no casco.

Categoria D - juntas soldadas de bocais com o casco, esferas e transições de diâmetros.

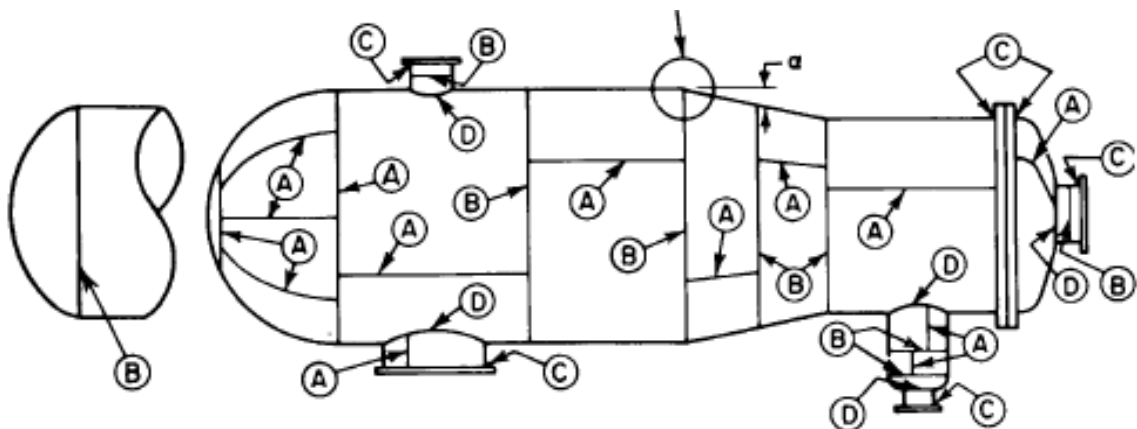







Figura 9 - Localização e categoria das soldas

Fonte: AMERICAN BOILER AND PRESSURE VESSEL CODE VIII - Division 1, 2007

TABELA 2
Exemplos de eficiência de Juntas

Tipo de Junta		Exame Radiográfico		
		Total	Parcial	Nenhum
	Solda simples e dupla	1,00	0,85	0,70
	Solda simples com backing (mata-junta)	0,90	0,80	0,65
	Solda simples sem backing (mata-junta)	-	-	0,6
	Filete duplo	-	-	0,55
	Filete simples	-	-	0,45

Fonte: Adaptado de Pressure Vessel Design Manual, 1987

2.6. Espessuras requeridas

Como já mencionado anteriormente, vasos de pressão são compostos de tampos, cascos, cones e a união destas partes. Para cada componente, têm-se diferentes equações para se obter a mínima espessura requerida.

Para o dimensionamento de cascos cilíndricos, conforme ilustrado na Figura 10 e mencionado anteriormente, utiliza-se teoria de cascas finas. A Equação (9),

descreve a fórmula utilizada para o dimensionamento da espessura mínima requerida para um casco cilíndrico.

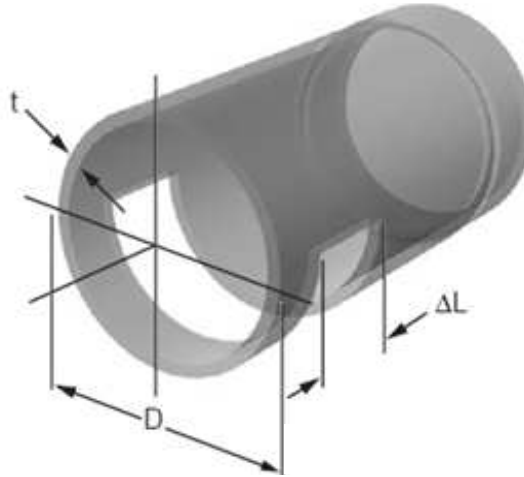


Figura 10 – Casco Cilíndrico

Fonte: Adaptado de BALL & CARTER, 2002

$$t = \frac{PR}{(SE - 0,6P)} + CA \quad (9)$$

Onde:

t = espessura mínima requerida

P = pressão de Projeto ou a PMTA

R = Raio interno do vaso

S = Tensão Máxima admissível do material

E = Eficiência de Junta

CA = Corrosão Admissível

Os tampos de vasos de pressão podem ter diferentes formatos, nos quais os mais usuais são os tampos elíptico, hemisféricos e torisféricos.

A Figura11 mostra um tampo esférico pressurizado e a Equação (10) descreve a fórmula utilizada para o cálculo da espessura mínima requerida para tampos hemisféricos e esféricos.

$$t = \frac{PR}{(2SE - 0,2P)} + CA \quad (10)$$

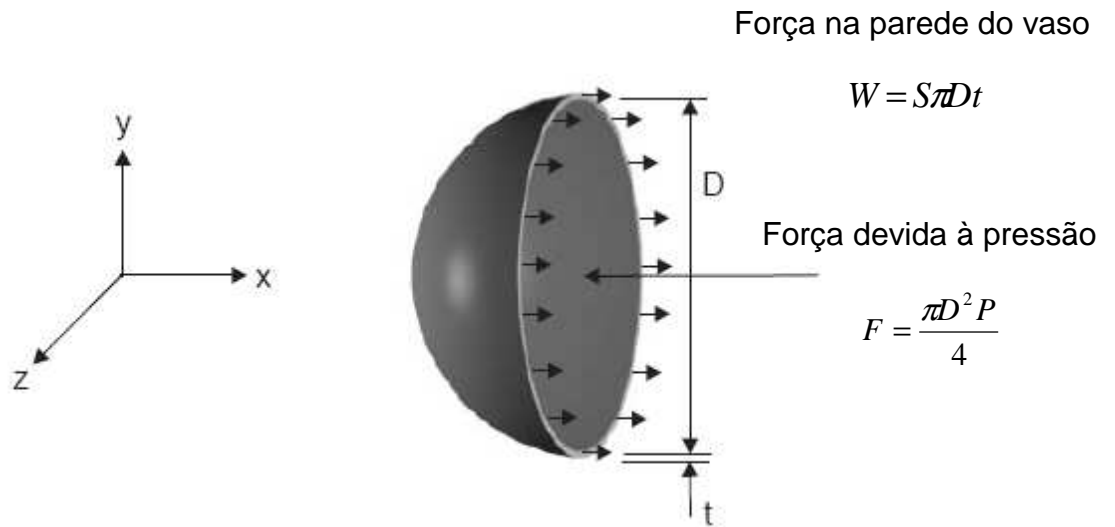


Figura 11 – Forças e Tensões em um Tampo Esférico Pressurizado

Fonte: Adaptado de BALL & CARTER, 2002

Onde:

t = espessura mínima requerida

P = pressão de Projeto ou a PMTA

R = Raio interno do vaso

S = Tensão máxima admissível do material

E = Eficiência de Junta

CA = Corrosão Admissível

F = Força devida à pressão

W = Força interna resultante

O tampo elíptico tem, teoricamente, as seções transversais como uma elipse geométrica perfeita. No tampo elíptico a relação de semi-eixos é 2:1, isto é, o diâmetro do tampo é quatro vezes a sua altura. (TELLES, 2005,p.223).

Para o cálculo da espessura mínima requerida para tampos elipsoidais, utiliza-se a Equação (11), retirada do ASME VIII Div. 1, parágrafo UG-32 e ilustrado pela Figura 12.

$$t = \frac{PD}{(2SE - 0,2P)} + CA \quad (11)$$

Onde:

t = espessura mínima requerida

P = pressão de Projeto ou a PMTA

D = Diâmetro interno do tampo

S = Tensão máxima admissível do material

E = Eficiência de Junta

CA = Corrosão Admissível

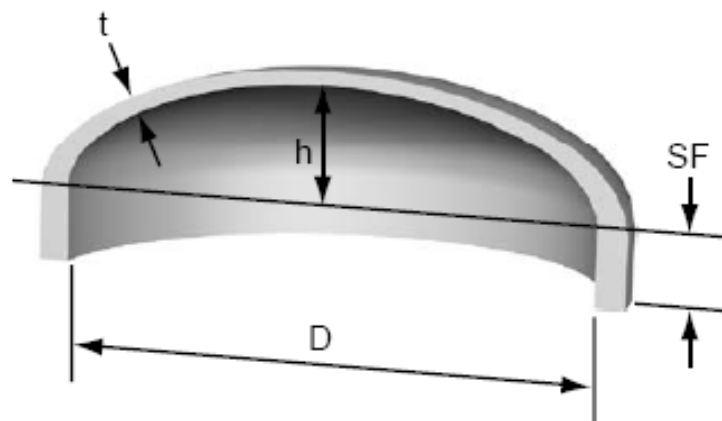


Figura 12 – Tampo Elipsoidal

Fonte: Adaptado de BALL & CARTER, 2002

Tampos torisféricos são constituídos por uma calota central esférica (crown), de raio, R e por uma seção toroidal de concordância (knucle), de raio, r (TELLES, 2005,p.224), conforme mostrado na Figura 13.

O tampo torisférico que mais se aproxima de uma elipse é o que apresenta a relação de raios como descritos nas Equações (12) e (13) respectivamente. Para o cálculo da espessura mínima requerida para tampos torisféricos, utilizam-se as Equações (14) e (15) dependendo da geometria do mesmo.

$$R = 0,9D \quad (12)$$

$$R = 0,17D \quad (13)$$

Onde D é o diâmetro interno do equipamento.

Quando a relação $\frac{L}{r} = 423,3$, usa-se a Equação 14

$$t = \frac{0,885PL}{(SE - 0,1P)} + CA \quad (14)$$

Quando a relação $\frac{L}{r} > 423,3$, usa-se a Equação 15

$$t = \frac{PLM}{(2SE - 0,2P)} + CA \quad (15)$$

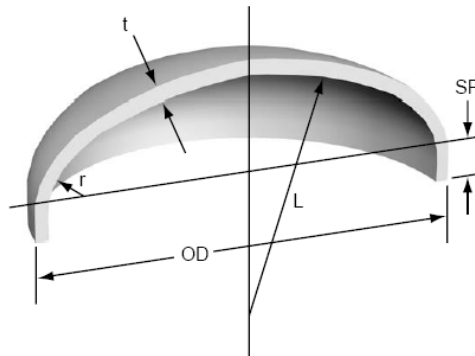


Figura 13 – Tampo Torisférico

Fonte: Adaptado de BALL & CARTER, 2002

Onde,

L = Raio interno do tampo torisférico [mm]

r = raio interno da coroa (inside knuckle radius) [mm]

M = Fator para tampos torisféricos

α = ângulo [graus]

2.7. Aberturas em vasos de pressão

Aberturas em vasos de pressão são necessárias para a instalação de bocais, flanges cegos ou tampas planas. Devido a diferentes finalidades, estas aberturas podem ter diferentes formas e tamanhos, porém, requerem um cuidado especial para se manter as cargas e tensões em um nível aceitável.

No projeto das aberturas, dois tipos de tensões são importantes: tensões primárias, incluindo ambas as tensões de membrana e de flexão; e as tensões de pico, para análise por fadiga. (FARR & FARR, 1998,p.123).

Sabe-se que uma abertura em um vaso de pressão, provoca uma concentração de tensões na vizinhança da abertura, podendo ser um ponto de fraqueza do vaso. A Figura 14 mostra a variação de tensões em uma placa plana com um furo circular.

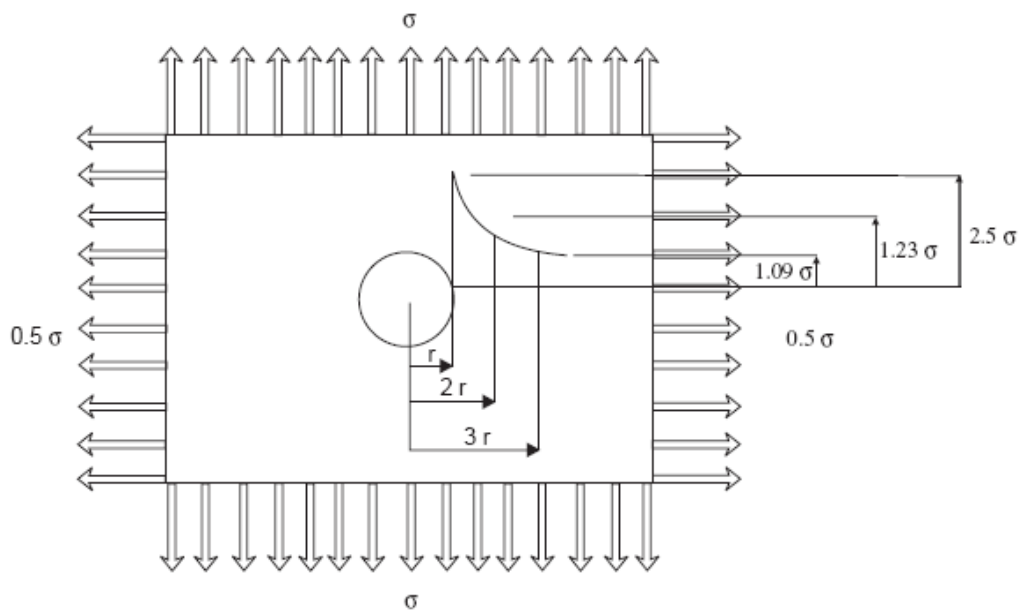


Figura 14 – Placa com um furo circular

Fonte: Adaptado de BALL & CARTER, 2002

A razão das tensões bi-direcionais é de 0,5, que representam as razões das tensões longitudinais e circunferências encontradas em um casco cilíndrico. (BALL & CARTER, 2002, p.154). As tensões variam de 2,5 vezes a tensão nominal na borda da abertura a 1,09 vezes da tensão nominal para uma distância de $3r$ do centro do

furo. A uma distância de $2r$ (diâmetro do furo), as tensões são de 1,23 vezes a tensão nominal.

2.7.1. Reforços de bocais

Para reduzir a concentração de tensões na junção entre bocais e vasos de pressão adiciona-se material ao redor do furo para reforçar a abertura feita no vaso. Esta adição é feita, normalmente, por uma chapa de reforço ou pela utilização de um material com espessura superior à espessura da região do vaso onde está sendo feito o furo.

Para a instalação de um bocal, a força total devida à pressão é uniformemente distribuída na parede do vaso, de comprimento, L , conforme Figura 15.

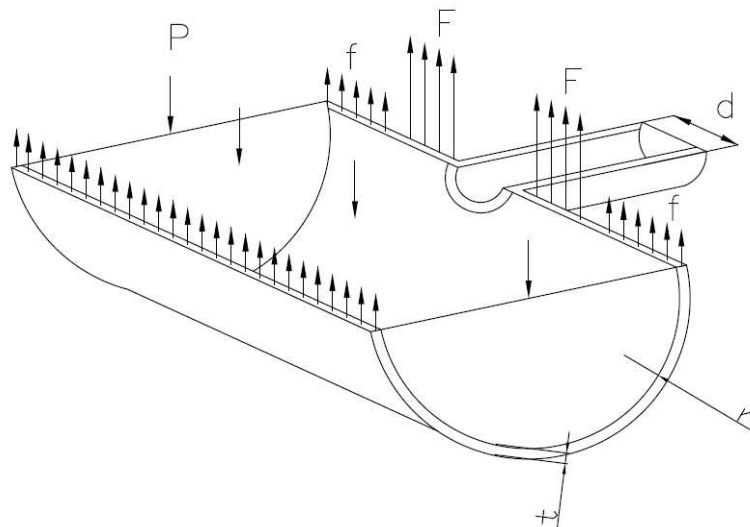


Figura 15 – Concentração de Forças em Aberturas

Fonte: Adaptado de FALCÃO, 2002

- Reposição de área

O cálculo de reforço do bocal foi desenvolvido há muitos anos atrás, baseado nas informações disponíveis na época. Porém este método é utilizado até os dias de hoje, pois os resultados apresentados são satisfatórios.

O método de reposição de área, previsto no código ASME VIII (2007), recomenda que seja feito o provimento de material próximo ao furo, em excesso, tendo no mínimo a área do material retirado para a abertura do furo. (MIRANDA, 2007,p.35)

A Figura 16, apresenta o método de formulação utilizada pelo código ASME VIII (2007) para a reposição de área, onde:

A = área requerida;

A_1 = área disponível no casco;

A_2 = área disponível na projeção externa do bocal;

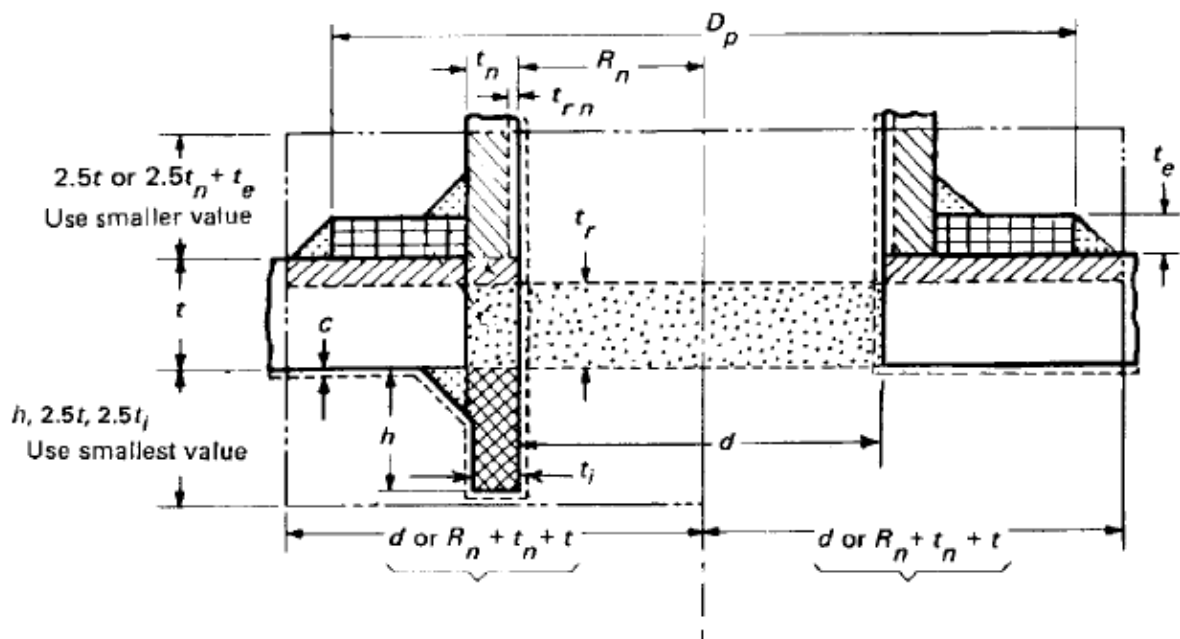
A_3 = área interna disponível do bocal;

A_{41} = área disponível de solda do lado externo do bocal;

A_{42} = área disponível de solda no lado externo do reforço;

A_{43} = área disponível de solda do lado interno do bocal;

A_5 = área disponível no reforço.



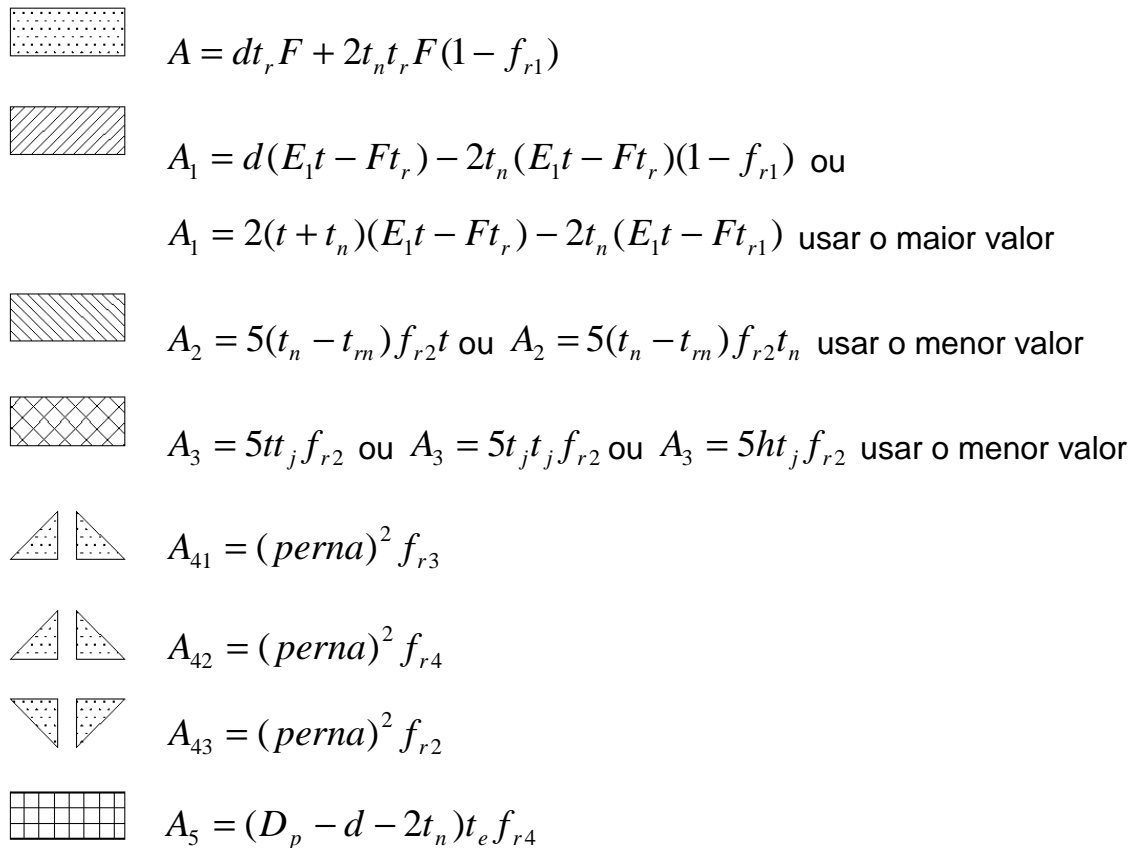


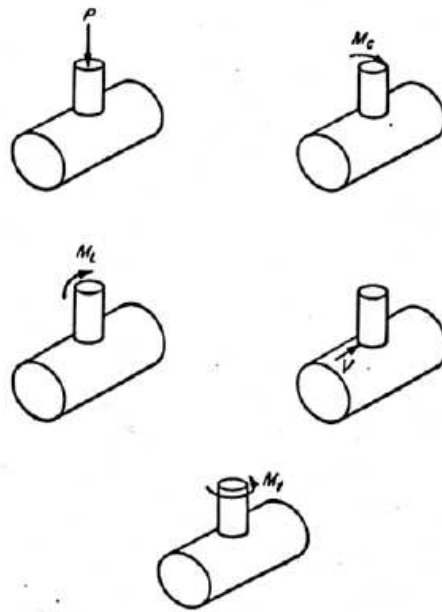
Figura 16 – Método da reposição de área

Fonte: AMERICAN BOILER AND PRESSURE VESSEL CODE VIII - Division 1, 2007

De acordo com o código, se $A_1 + A_2 + A_3 + A_{41} + A_{42} + A_{43} + A_5 \geq A$, a abertura está adequadamente reforçada. Senão, é necessário reavaliar novas geometrias para a reposição de área.

2.8. Tensões localizadas em bocais

Esforços externos aplicados em bocais, como os de tubulação, provocam tensões adicionais de membrana, flexão e cisalhamento em cascos cilíndricos e esféricos. Os principais carregamentos aplicados no casco são mostrados conforme Figura 17.



P – força radial; M_C – momento circunferencial; M_L – momento longitudinal;
 M_T – momento torçor; V – força tangencial;

Figura 17 – Carregamentos localizados em bocais

Fonte: Adaptado FALCÃO, 2002

A convenção de sinais e nomenclaturas de cargas localizadas é conforme o Boletim WRC 107 e mostradas na Figura 18 e na Tabela 3. Nota-se que a convenção de sinais para tensões é (+) para tração e (-) para compressão

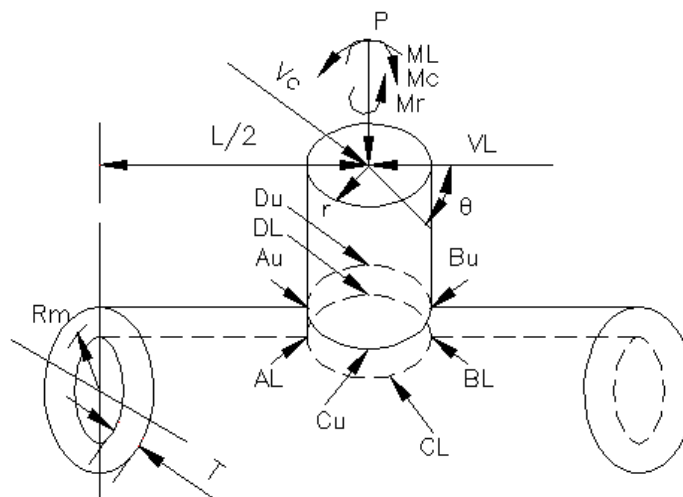


Figura 18 – Nomenclatura e Convenção de Sinais de Cargas Localizadas

Fonte: WELDING RESEARCH CONCIL N° 107,2002

TABELA 3
Convenção de Sinais de Cargas Localizadas de acordo com o Boletim WRC 107

Tensões	Localização	Carregamentos		
		P	M ₁	M ₂
Membrana $\frac{N_x}{T} \& \frac{N_y}{T}$	Au AL	-		-
	Bu BL	-		+
	Cu CL	-	-	
	Du DL	-	+	
Flexão $\frac{6M_x}{T^2}$	Au	-		-
	AL	+		+
	Bu	-		+
	Bl	+		-
	Cu	-	-	
	CL	+	+	
	Du	-	+	
	DL	+	-	
Flexão $\frac{6M_y}{T^2}$	Au	-		-
	AL	+		+
	Bu	-		+
	Bl	+		-
	Cu	-	-	
	CL	+	+	
	Du	-	+	
	DL	+	-	

Fonte: Adaptado WELDING RESEARCH CONCIL Nº 107,2002.

2.8.1. Avaliação das tensões localizadas

Os principais procedimentos de avaliação das tensões localizadas são os Boletins WRC Bulletin 107 – “Local Stresses in Spherical and Cylindrical Shells due to External Loadings”; e o WRC Bulletin 297 – “Local Stresses in Cylindrical Shells Due to External Loadings on Nozzles – Supplement to WRC Bulletin 107”, baseados nos artigos do professor P.P. Bijlaard.

Porém, atualmente, devido às limitações destes dois boletins os esforços em bocais também estão sendo analisados pelo método de elementos finitos.

(a) Boletim WRC 107

O boletim WRC 107 é um boletim desenvolvido a partir de estudos feitos pelo professor P.P. Bijlaard da universidade Cornell e publicado pelo WRC – *Welding Research Council*. Este boletim foi o mais usado dentre todos os publicados pelo Welding Research Council.

A primeira publicação deste boletim foi em agosto de 1965, e a última revisão foi em outubro de 2002. Da revisão de março de 1977 para a de outubro de 2002 houve poucas mudanças editoriais, mas não houve mudanças técnicas.

Os resultados obtidos pelo prof. Bijlaard foram alcançados através de métodos analíticos e experimentais, e ele desenvolveu soluções teóricas envolvendo um número simplificado de suposições. Estas circunstâncias limitaram o potencial dos resultados em razões de $\frac{d_i}{D_i} \cong 0,33$ no caso de cascos esféricos e $\frac{d_i}{D_i} \cong 0,25$ para o caso de cascos cilíndricos, onde d_i é o diâmetro interno do bocal e D_i o diâmetro interno do vaso.

O boletim WRC 107 é um procedimento parametrizado de cálculo de tensões em bocais. Os valores de entrada são adimensionais, os resultados das tensões devidos à força e momentos são retirados de curvas feitas através de dados experimentais.

A Figura 19 apresenta resumidamente o método de análise de tensões utilizado pelo Boletim WRC 107.

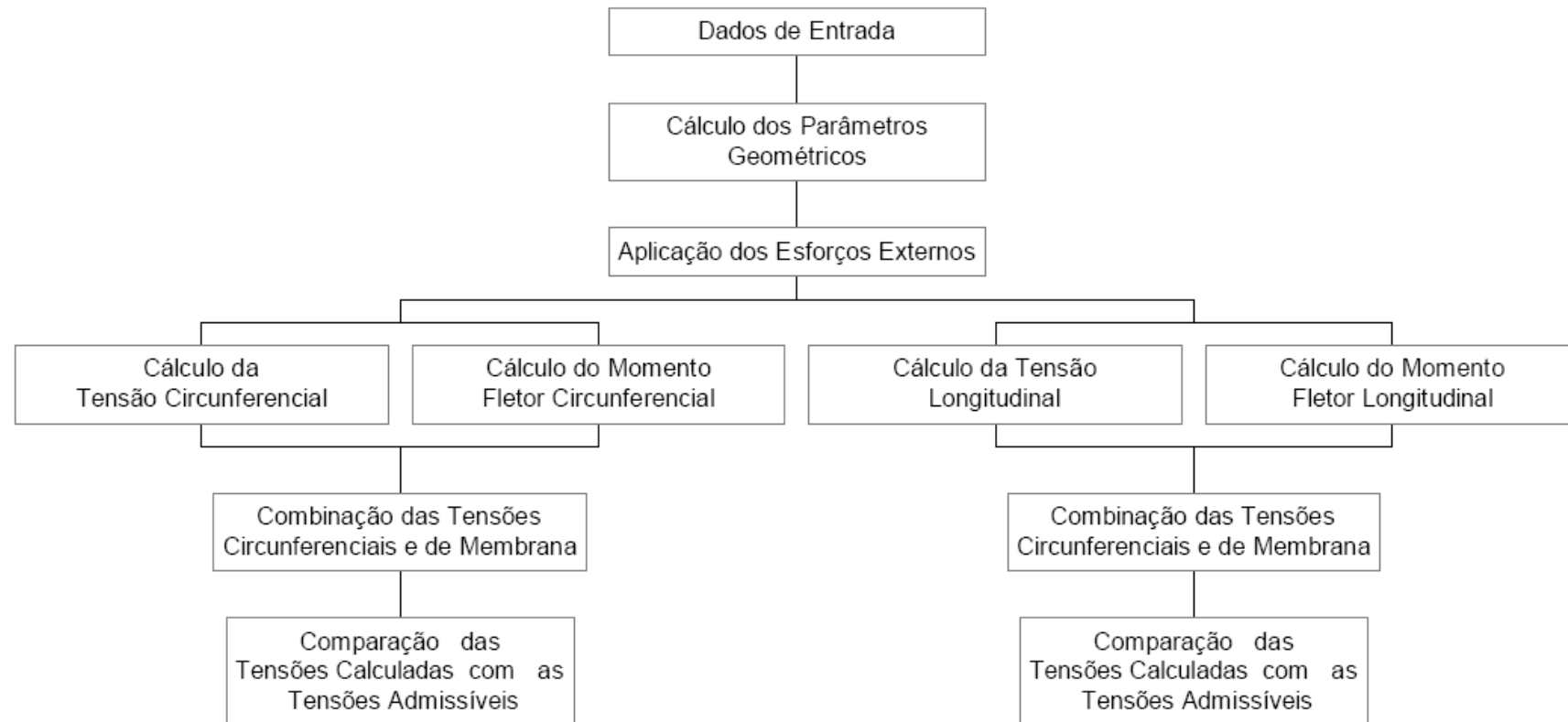


Figura 19 – Fluxograma do Método de Análise WRC 107

Fonte: Elaborado pela autora

(b) Boletim WRC 297

A primeira edição do Boletim WRC 297 foi publicada em agosto de 1984 e as demais revisões foram devidas à aproximação conservativa de tensões. A última publicação deste boletim foi em setembro de 1987.

Apesar do Boletim WRC 107 ter sido vastamente utilizado desde sua publicação até hoje em dia, o boletim WRC 297 é uma complementação ao boletim WRC 107.

No Boletim WRC 297, as tensões em bocais e cascos podem ser determinadas, e a razão diâmetro-espessura é maior do que a do WRC 107, e o método de desenvolvimento usado têm bases na teoria de cascas finas. (WRC 297, 1987,p.1).

Este boletim é um suplemento ao WRC 107 e é especificamente aplicado a bocais cilíndricos em vasos cilíndricos. Tais como, tensões em junções de bocais com vaso, que não era coberto pelo WRC 107, podem ser calculados. Este boletim oferece maiores razões D/T do que o WRC 107, oferecendo uma leitura mais confiável para pequenos valores de d/D, e inclui o efeito da espessura do pescoço do bocal, além de calcular as tensões nas vizinhanças da junção bocal/casco.

A verificação completa de dados indica que os resultados deste boletim são conservativos. (WELDING RESEARCH CONCIL N° 297, 1987, p.1

As limitações do Boletim WRC 297 são $\frac{d}{D} \leq 0,50$ e $\frac{D}{T} \leq 2500$, sendo d

diâmetro externo do bocal, D = diâmetro médio do casco, T = espessura do casco.

A Figura 20 apresenta resumidamente o método de análise de tensões utilizado pelo Boletim WRC 297.

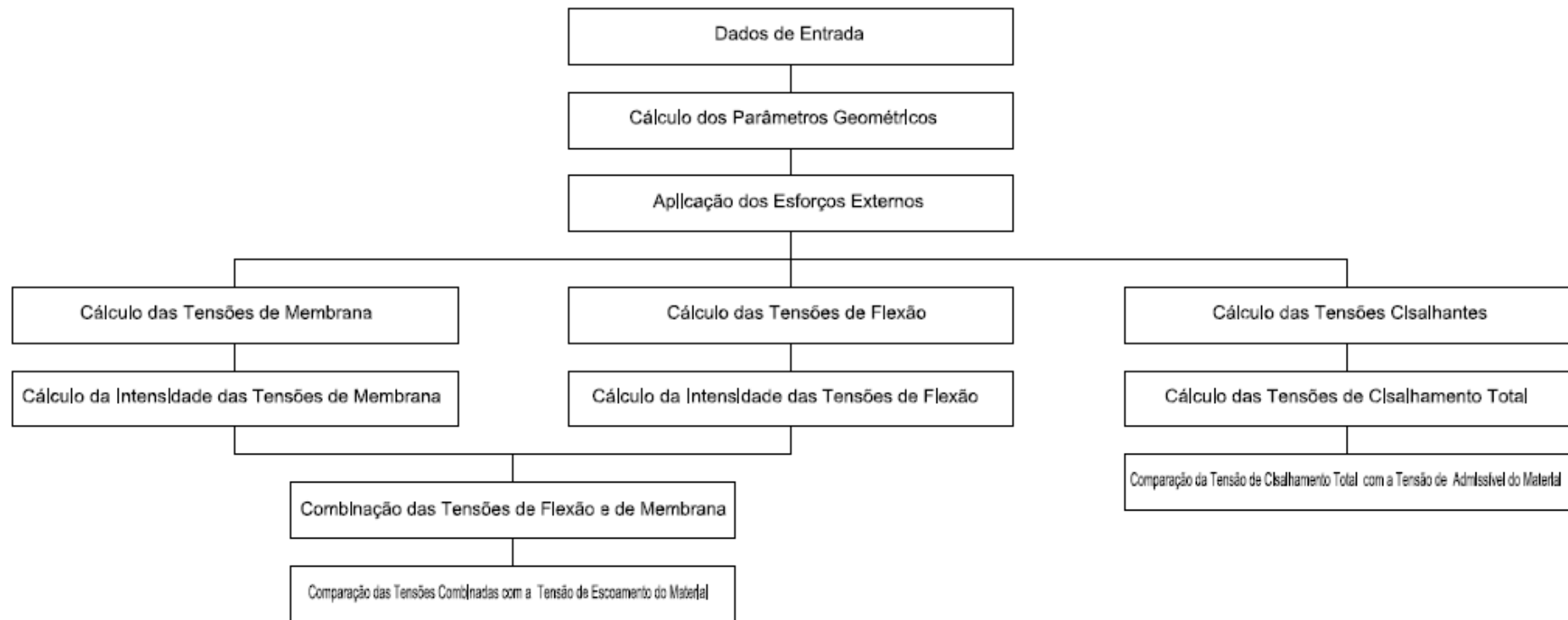


Figura 20 – Fluxograma do Método de Análise WRC 297

Fonte: Elaborado pela autora

(c) Análise por Elementos Finitos

Os cálculos por elementos finitos estão sendo usados freqüentemente para o cálculo de tensões localizadas em bocais, principalmente quando a configuração do bocal não se enquadra nos Boletins WRC 107 e WRC 297, ou quando as tensões atuantes ultrapassam os limites destes boletins.

O método de elementos finitos é um meio de se conseguir uma solução numérica aproximada para um problema específico.

Atualmente, o MEF é muito utilizado na engenharia e pode ser visto como uma ferramenta poderosa. Uma característica do MEF é o campo contínuo ou domínio subdividido em elementos, os quais formam uma malha. Outra característica do MEF é que a solução do problema discreto é assumida para ter uma forma prescrita. A solução tem que pertencer a um espaço de funções e este é construído pelos valores da função, por exemplo, linearmente ou quadraticamente, entre os valores dos pontos nodais. Os pontos nodais, ou nós, são pontos típicos dos elementos como os vértices, os pontos médios dos lados, os pontos médios do elemento, entre outros. Devido a esta escolha, a representação da solução fica fortemente vinculada à representação geométrica do domínio.

Este método pode ser utilizado para análises dinâmicas ou estáticas. Para o caso de análises estáticas usam-se cargas estáticas e pressões ou deslocamentos conhecidos, e têm como características usarem materiais elásticos e condições de contorno bem definidas.

Para se fazer uma análise pelo método de elementos finitos é necessário possuir alguns dados básicos, tais como, geometria, elemento, material, condições de contorno, cargas e método de solução.

(d) Tipos de Elementos para Análise de Vasos de Pressão

O tipo de elemento usado em uma análise para o projeto de vaso de pressão pode influenciar muito o resultado do projeto. Muitos programas comerciais possuem uma grande biblioteca de elementos finitos, mas em projetos de vasos de pressão os tipos mais comuns de elementos utilizados são o sólido 3D. (MACKENZIE & BOYLE, 1996,p.52).

(e) Elementos 3D sólidos

Os elementos sólidos são baseados na teoria da elasticidade, que descrevem o comportamento de deformação de um componente sob a ação de uma carga de pequena deformação e tensão (MACKENZIE & BOYLE, 1996,p.55).

Elementos 3D sólidos são baseados na teoria da elasticidade 3D. O estado de tensões em um ponto do corpo é definido por seis tensões: (MACKENZIE & BOYLE, 1996,p.55).

Tensões Normais: $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$

Tensões Cisalhantes: τ_x, τ_y, τ_z

Três graus de liberdade são definidos para cada nó de um elemento 3D sólido: deslocamento ortogonal, u_x, u_y, u_z . A Figura 21 apresenta um exemplo de um elemento sólido.

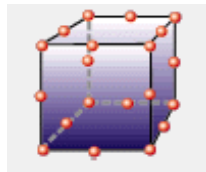


Figura 21 – Elemento Sólido – Brick

Fonte: ALGOR, 2008

2.9. Metodologia de análise de tensões

As metodologias usadas para a análise de tensões em bocais e vasos de pressão são a experimental, a analítica e a numérica.

A metodologia experimental apresenta resultados obtidos a partir de ensaios em vasos de pressão com bocais. Esta metodologia baseia-se na leitura de instrumentos de medição de deformações através de extensômetros (strain-gauges) e que são transformadas em tensões. Esta metodologia apresenta resultados reais,

que podem ser utilizados como parâmetros comparativos para validação de resultados analíticos e numéricos.

Petrovic (2001) Analisou as tensões em vaso de pressão cilíndrico carregado por forças axiais e transversais em bocais, aplicando o método de elementos finitos para determinar o estado de tensões no casco cilíndrico. Os valores obtidos de tensões na região do bocal foram usados para determinar os valores de tensões máximas. Os valores obtidos das ficaram aproximadamente 12,5% comparados aos obtidos pelo método de elementos finitos, e a diferença entre as tensões obtidas por extensômetros - dados experimentais e tensões calculadas foram de no máximo 12%.

Weiss e Joost (1997) estudaram as cargas impostas em interseções bocais-vaso devidas ao sistema de tubulações. Na maioria dos casos, a reação das interseções do vaso e bocais é desconhecida, tornando-se difícil a análise de flexibilidade e reações nas condições de contorno. Eles fizeram uma análise por elementos finitos no regime elástico combinada com dados experimentais para resolver tais problemas. Esta pesquisa foi feita com diferentes tipos de construções de vaso-bocais, e encontrados diferentes valores para cargas local, global e total. Comparando os resultados obtidos com dados de trabalhos experimentais e literatura, eles obtiveram um bom resultado. Com os resultados foi alcançada uma nova qualidade de análise do sistema de tubulação.

A metodologia analítica, que fornece equações e soluções baseadas na teoria de cascas finas, possui vários artigos que propõem soluções matemáticas para cálculo de fatores de concentração de tensões (SCFs) e a comparam com outras metodologias. (MIRANDA, 2007)

Dekker e Bos (1997) fizeram uma comparação de vários métodos de cálculos analíticos, tais como, WRC 107, BS 5500 e Wordsworth, e obtiveram diferentes resultados nas análises. Eles concluíram que as tensões devido aos carregamentos externos em bocais e casco, dependem também da razão da espessura da parede do bocal e da espessura da parede do casco. Eles mostraram que, em alguns casos, as tensões nos bocais são maiores do que as tensões nos cascos.

Finalizando, eles criaram gráficos paramétricos determinando as tensões locais devidas aos carregamentos externos e pressões internas.

Dekker e Stikvoort (1997) compararam diferentes métodos de cálculos, por quatro códigos de projeto para avaliarem as tensões na junção bocal-casco devido à pressão interna, e compararam o resultado de cada código de projeto com a análise de elementos finitos. Os resultados comparativos do estudo mostram diferentes resultados dependendo do código de projeto utilizado, para calcular a intensidade de tensões em interseções bocais-casco em vasos cilíndricos. As diferenças encontradas nos métodos analíticos são grandes, e comparados com dados numéricos tornam os resultados mais confusos.

Moore e Moffat (2006) construíram uma teoria geral para a construção de equações de correlação para parâmetros multidimensionais de dados numéricos. A teoria é baseada na matemática de n superfícies dimensionais. Esta teoria preencheu uma necessidade aplicada ao método teórico para a construção de equações algébricas para valores arbitrários de dados científicos numéricos. Os autores sugerem que os parâmetros estudados podem ser utilizados para minimizar trabalhos e obter boas equações de correlações para se ter um projeto mais eficiente.

Liu e outros (2005) desenvolveram um método modificado de compensação elástica (MECM), para junções bocais-casco, uma vez que o método de compensação elástica (ECM) era muito complicado para o endereçamento computacional das junções. O MECM melhorou a precisão do método de compensação elástica, preservando suas vantagens tais como simplicidade e alta eficiência. Para o estudo, limitaram-se as cargas para três modelos diferentes de junções, o primeiro modelo com um casco de espessura fina, o segundo modelo com um bocal sem chapa e o terceiro modelo com um bocal reforçado. Os resultados obtidos foram comparados com os resultados pelo método de elastico-plástico, e proporcionam uma boa estimativa para cargas plásticas limitantes para junções bocal-casco, os resultados e eficiência do método foram satisfatórios para demonstrar a validade do mesmo.

Diamantoudis e Kermanidis (2004), fizeram um estudo comparativo para projeto por análise e projeto por fórmula para cilindros com interseção bocal usando diferentes técnicas de elementos finitos. Os resultados comparativos mostram claramente as desvantagens em termos de capacidade de limite de carga quando os procedimentos de análise por fórmula são usados em projetos de vasos de pressão com aços de alta resistência. Os resultados do método de elementos finitos mostram claramente as vantagens de técnicas de modelamento de cascas para sólidos e combinam a precisão das técnicas de modelamento por 3D sólido e 3D cascas. Os autores concluem que a aplicação do método de projeto por análise é menos conservativa para parâmetros de projeto e que aços de alta resistência são severamente punidos quando se utilizam as regras de projeto por fórmulas ao invés da metodologia de projeto por análise

Dekker e Brink (2000) compararam tensões em junções de bocal/vaso sujeitos à pressão interna baseados na teoria das cascas finas (membrana), para avaliarem os efeitos do material adicional da solda. Para isto, utilizaram-se elementos axisimétricos 3D. A principal conclusão obtida foi que a área externa da solda oferece pouco reforço, e que as análises de tensões baseadas na teoria das cascas finas (membrana) são completamente aceitas.

Liu e outros (2004) fizeram uma análise dos limites de pressões e correspondentes Fatores de Concentração de Tensões (SFC) máximos para interseções cilíndricas de paredes finas sujeitas a pressões internas. Para isto, eles calcularam as tensões limites de 81 modelos parametrizados pelo MEF 3D, assumindo um comportamento elástico perfeitamente plástico do material. Os resultados obtidos através do MEF 3D estão de acordo com análise feitas por métodos experimentais de outros autores. Eles mostraram a variação dos SFCs de acordo com os parâmetros estudados. Os critérios de aceitação dos SFCs podem ser aceitos para projeto de reforços de bocais em vasos de pressão cilíndricos sujeitos a pressão interna, exceto para alguns casos de grandes razões de espessura t/T e pequenas razões de aberturas $\rho(D/d)$.

3. METODOLOGIA

3.1. Introdução

A metodologia de trabalho utilizada baseia-se em análise de tensões usando três diferentes métodos de análises que são o WRC 107, WRC 297 e o Método dos Elementos Finitos.

Estas análises foram realizadas considerando as hipóteses de isotropia, linearidade e homogeneidade.

Para o método de análise WRC 107 será utilizado o programa PVElite versão 2008. No método de análise WRC 297 será utilizado o programa CodeCalc, versão 2008. Finalmente para a análise por elementos finitos, será utilizado o programa Algor V21. 1.

Após a utilização dos programas listados acima, os resultados serão comparados e avaliados pelos três métodos de análises.

3.2. Modelos

Para este trabalho, serão analisados três modelos diferentes de bocais em um vaso de pressão, sob a ação de carregamentos externos. Estes modelos de bocais serão denominados Modelos A, B e C. O Modelo A é um bocal sem chapa de reforço, soldado diretamente na parede do vaso. Os Modelos B e C são bocais com chapa reforço, soldado no vaso. Em todos os três modelos, o vaso está sujeito a uma pressão interna e os bocais sujeitos a carregamentos externos.

Para facilitar e identificar cada bocal a serem estudados, os mesmos foram padronizados da seguinte maneira:

- (a) modelo A - Bocal 2" - sem chapa de reforço;
- (b) modelo B – Bocal 6" - com chapa de reforço;

(c) modelo C – Bocal 10” - com chapa de reforço

3.3. Modelo do vaso de pressão

Os bocais a serem analisados estão conectados em um vaso de pressão horizontal, mostrado na Figura 22. As dimensões e os dados de projeto estão descritos na Tabela 4

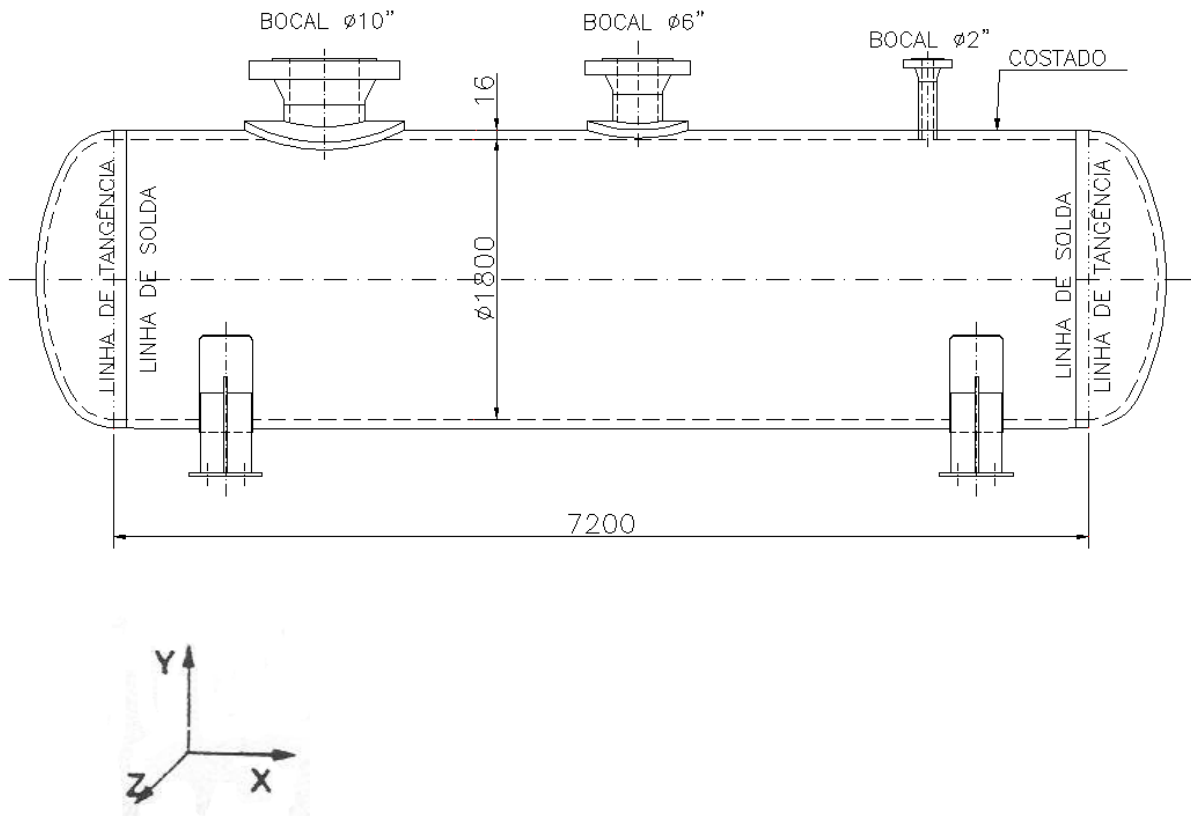


Figura 22 – Modelo do vaso de pressão

Fonte: Elaborado pela autora

TABELA 4
Dados de projeto do vaso de pressão

Dados de Projeto	
Código	ASME SEC. VIII, DIV. 1
Edição / Adenda	2004 / 2006
Pressão de Projeto [MPa]	1,47
Temperatura de Projeto [°C]	68
Diâmetro interno [mm]	1800
Comprimento entre Tangentes [mm]	7200
Eficiência de Soldas Casco [%]	100
Eficiência de Soldas Tampos [%]	100
Sobreespesura para corrosão [mm]	3

Fonte: Dados da pesquisa

3.4. Modelo dos bocais – características gerais

3.4.1. Material e propriedades mecânicas;

O material utilizado para o casco cilíndrico é o aço ASME SA-516 60 e para os bocais o aço ASME SA-106 B. Estes materiais são de uso comum em bocais e vasos de pressão. As propriedades mecânicas destes aços estão apresentadas na Tabela 5.

TABELA 5
Propriedades Mecânicas dos Materiais

Material	Tensão de Escoamento (MPa)	Limite de Resistência (MPa)	Módulo de Elasticidade (GPa)
SA-516-60	220,6	413,7	210
SA-106-B	241,3	413,7	210

Fonte: AMERICAN BOILER AND PRESSURE VESSEL CODE VIII - Division 1, 2007

3.4.2. Carregamentos

Os valores dos carregamentos, forças e momentos aplicados nos bocais estão listados na Tabela 6, de acordo com o seu diâmetro nominal e suas coordenadas.

TABELA 6

Valores dos carregamentos externos aplicados aos bocais a serem analisados

Classe		150#	
Diâmetro Nominal (pol/mm)	Eixos	Forças (N)	Momentos (N.m)
2 / 60,3	X,Z	667	343
	Y	804	284
6 / 168,3	X,Z	2226	1628
	Y	2667	1353
10 / 273	X,Z	6227	4472
	Y	7473	3727

Fonte: Dados da pesquisa

3.5. Modelo A – Bocal 2” – sem chapa de reforço

O bocal A é um bocal de duas polegadas. A geometria do Modelo A é apresentado na Figura 23, com os parâmetros geométricos definidos na Tabela 7

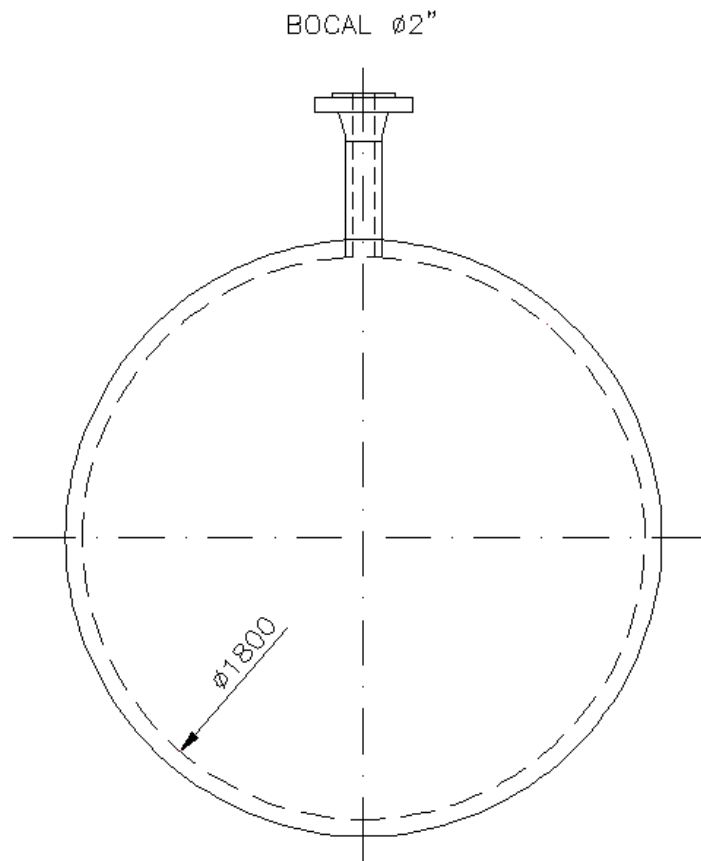


Figura 23 – Modelo A – Bocal de 2"

Fonte: Elaborado pela autora

TABELA 7
Parâmetros do Modelo A

Diâmetro Interno do Vaso [D] (mm)	1.800
Espessura da parede do vaso [T] (mm)	16
Diâmetro nominal do bocal [d] (in/mm)	2 / 60,3
Diâmetro interno do bocal [di] (mm)	38,18
Diâmetro externo do bocal [do] (mm)	63,32

Fonte: Dados da pesquisa

3.6. Modelo B – Bocal 6” com chapa de reforço

O bocal B é um bocal de seis polegadas. A geometria do Modelo B é apresentada na Figura 24, com os parâmetros geométricos definidos na Tabela 8.

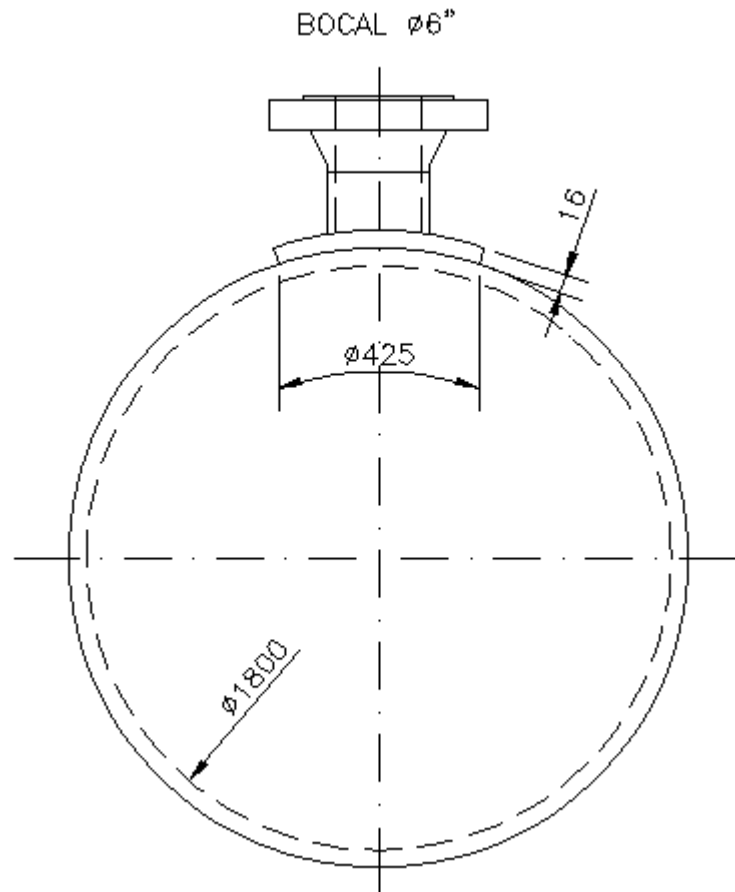


Figura 24 – Modelo B – Bocal de 6"

Fonte: Elaborado pela autora

TABELA 8
Parâmetros do Modelo B 6"

Diâmetro Interno do Vaso [D] (mm)	1.800
Espessura da parede do vaso [T] (mm)	16
Diâmetro nominal do bocal [d] (in/mm)	6 / 168,3
Diâmetro interno do bocal [di] (mm)	146,3
Diâmetro externo do bocal [do] (mm)	168,3
Diâmetro do reforço do bocal (mm)	425,0

Fonte: Dados da pesquisa

3.7. Modelo C – Bocal 10" com chapa de reforço

O bocal B é um bocal de dez polegadas. A geometria do Modelo C é apresentada na Figura 25, com os parâmetros geométricos definidos na Tabela 9.

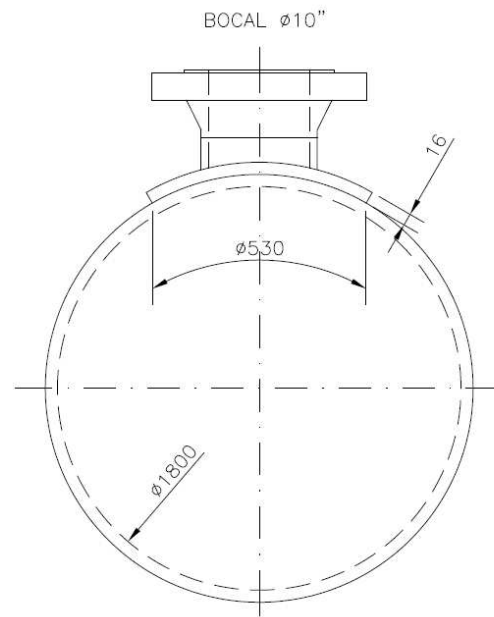


Figura 25 – Modelo C Bocal de 10"

Fonte: Elaborado pela autora

TABELA 9

Parâmetros do Modelo C 10"

Diâmetro Interno do Vaso [D] (mm)	1.800
Espessura da parede do vaso [T] (mm)	16
Diâmetro nominal do bocal [d] (in/mm)	10 / 273,0
Diâmetro interno do bocal [di] (mm)	242,82
Diâmetro externo do bocal [do] (mm)	273,00
Diâmetro do reforço do bocal (mm)	530,0

Fonte: Dados da pesquisa

3.8. Análise pelo Método dos Elementos Finitos

Para a análise pelo método de elementos finitos, os materiais do vaso, do bocal e da chapas de reforço foram considerados com as propriedades mecânicas conforme descrito na Tabela. 5. Foi assumida análise linear elástica com material isotrópico e homogêneo.

3.8.1. Elementos utilizados para os Modelos A, B e C

Para os três modelos analisados neste trabalho, utilizam-se elementos sólidos tridimensionais de oito nós com três graus de liberdade por nó, para a geração da malha do vaso, do bocal e da chapa de reforço, quando utilizada.

O elemento sólido BRICK da plataforma computacional ALGOR DESIGN CHECK (ALGOR, 2008), foi utilizado para a geração das malhas.

O elemento BRICK é um elemento tridimensional que possui três graus de liberdade de translação em X, Y e Z, o que significa que as deflexões são calculadas. As transmissões de forças são suportados.

Para a aplicação dos momentos no bocal foi construída uma “aranha”, que consiste em um círculo com oito divisões modelados com elemento tipo viga, para transmitir os momentos para o bocal.

3.8.2. Condições de contorno para o Modelo A

Devido à simetria de geometria do vaso e dos carregamentos no plano longitudinal da interseção, somente um quarto do vaso foi modelado. Assim as condições de contorno foram impostas em todos os nós localizados na face do plano de simetria.

Uma das extremidades do modelo foi assumida como suporte fixo, enquanto que a outra ficou livre axialmente, sendo suportada somente por um apoio cilíndrico.

3.8.3. Condições de contorno para o Modelo B e C

Devido à simetria de geometria do vaso e dos carregamentos no plano longitudinal da interseção, somente metade do vaso foi modelado. Assim, as condições de contorno foram impostas em todos os nós localizados na face do plano de simetria.

Duas extremidades do modelo foram definidas com translação em nos eixos x, y e z, enquanto que a outras duas extremidades foram definidas com translação no eixo y e rotação nos eixos x e z.

3.8.4. Estudo de sensibilidade da malha e convergência dos resultados.

Para análise das interseções cilíndricas foi realizado um estudo de convergência e sensibilidade da malha de elementos finitos. Para isto, o modelo foi simulado assumindo a variação do número de elementos na direção da espessura.

O efeito do número de elementos na direção da espessura pode detectar as variações de tensões nas regiões de descontinuidades geométricas do modelo e assim, detectar as tensões de pico e flexões localizadas (MIRANDA, 2007,p.50).

3.8.5. Modelos incluindo chapa de reforço

Os Modelos B e C aumentam a complexidade da modelagem na região de interesse, pois ambos apresentam chapas de reforço nas intersecções bocal-vaso.

Nestes modelos, as chapas de reforço foram consideradas como sendo integralmente coladas aos modelos. A hipótese assumida foi de contato tipo colado (bonded) que não envolve o comportamento não-linear, uma vez que não existe movimento relativo entre as superfícies. Assim para efeitos de comparação e simplificação, foi assumida a hipótese de contato colado, ou seja, com a chapa de reforço completamente aderida ao costado cilíndrico do vaso e ao bocal. Esta consideração também foi assumida para efeitos de comparação dos métodos de análise de tensões, uma vez que o Código ASME VIII Div.1 parágrafo UG-37, considera todo o material dentro dos limites do UG-37 como sendo uma única peça e o boletim WRC 107 também faz esta consideração.

O material, condições de contorno e carregamentos utilizados foram os mesmo do Modelo A.

4. RESULTADOS

4.1. Introdução

Nesse capítulo apresentam-se os resultados dos métodos de análise de tensões WRC 107, WRC 297 e o Método dos Elementos Finitos.

4.2. Resultados - Modelo A – Bocal 2”

Os valores das tensões obtidas pelos métodos WRC 107, WRC 297 e MEF estão listados na Tabela 10.

TABELA 10

Tabela comparativa dos métodos de análise de tensões para o Modelo A - Bocal 2” sem chapa de reforço.

Método de Análise	Tensão Obtida (MPa)	Localização
WRC 107	167,72	Bocal
WRC 297	167,00	Bocal
MEF	166,80	Bocal

Fonte: Dados da pesquisa

4.2.1. Resultado pelo método WRC 107 – Modelo A

Nesse item será detalhado todos os cálculos realizados na determinação dos esforços atuantes no modelo A do bocal 2, utilizando-se o método WRC 107. Na

Tabela 11 estão apresentados os esforços externos aplicados no bocal. Estes esforços foram usados por serem carregamentos reais em determinados serviços.

TABELA 11
Forças e Momentos Externos Aplicados no Modelo A

Tipo de Esforço	Valor
Força Radial (P)	804 N
Força Longitudinal (VI)	667 N
Força Circunferencial (Vc)	667 N
Momento Circunferencial (Mc)	343 N-m
Momento Longitudinal (MI)	343 N-m
Momento Torçor (Mt)	284 N-m

Fonte: Dados da pesquisa

Na tabela 12, o cálculo dos parâmetros adimensionais está mostrado. As células que estão designadas por Figura representam os valores retirados de gráficos do boletim WRC 107 que são as curvas adimensionais para cascos cilíndricos. As letras A, B, C e D indicam a localização dos pontos de análise das forças e momentos de acordo com o Boletim WRC 107 e WRC 297 que estão ilustrados na Figura 26 e detalhados na Figura 18 (página 55). Por exemplo, na primeira linha tem-se: Os cálculos do parâmetros adimensionais do vaso e do bocal de acordo com as Equações (16) e (17), o cálculo da força de membrana adimensional na parede do vaso na direção circunferencial.

Nesta Tabela 12, o valor da primeira linha da coluna Figura é 4C que representa a força de membrana devido à força radial. O valor de 13,055 significa o valor da força de membrana devido à força radial nos pontos A e B da Figura 26. Os demais cálculos de tensões seguem o mesmo método de análise.

O cálculo da intensidade das tensões é representado pelo maior valor absoluto obtidos entre as Equações (18) e (19). Os demais valores obtidos das Tabela 13 à 17 são das leituras dos gráficos adimensionais e fórmulas parametrizadas do Boletim WRC 107.

Os valores apresentados nas tabelas abaixo, não levam em consideração as casas decimais, (diferentemente do Anexo deste trabalho), portanto podem haver pequenas diferenças dos valores das finais de tensão. Para fins de comparações de resultados serão utilizados os valores contidos na página 136, do Anexo.

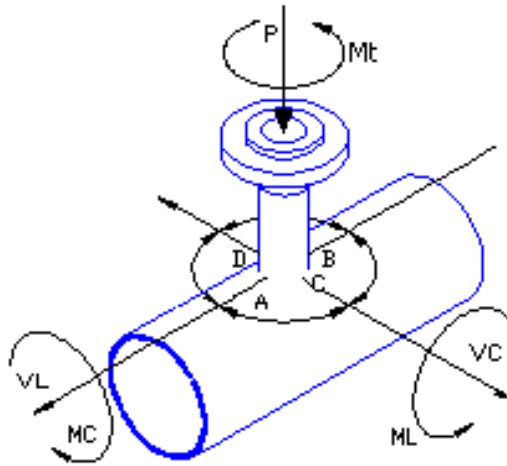


Figura 26 – Localização dos pontos de análise das forças e momentos

Fonte: PVElite, 2008

$$\gamma = \frac{R_m}{T} \quad (16)$$

Onde:

γ = parâmetro adimensional do casco

R_m = raio médio do casco cilíndrico [mm]

T = espessura da parede do casco retirando a corrosão [mm]

$$\beta = \frac{0,875r_o}{R_m} \quad (17)$$

Onde:

β = parâmetro adimensional do bocal

r_o = raio externo do bocal [mm]

R_m = raio médio do casco cilíndrico [mm]

$$S = \frac{1}{2} \left[\sigma_x + \sigma_\phi \pm \sqrt{(\sigma_x - \sigma_\phi)^2 + 4\tau^2} \right] \quad (18)$$

$$S = \sqrt{(\sigma_x - \sigma_\phi)^2 + 4\tau^2} \quad (19)$$

Onde:

S = intensidade de tensão

σ_x = tensão normal na direção longitudinal

σ_ϕ = tensão normal na direção circunferencial

τ = tensão cisalhante

TABELA 12
Tabela de cálculos adimensionais do Modelo A

Curvas para leitura	B	Figura	Valor	Localização
$\frac{N_{\phi}}{P/R_m}$	0,029	4C	13,055	(A,B)
$\frac{N_{\phi}}{P/R_m}$	0,029	3C	14,264	(C,D)
$\frac{M_{\phi}}{P}$	0,029	2C1	0,177	(A,B)
$\frac{M_{\phi}}{P}$	0,029	1C	0,213	(C,D)
$\frac{N_{\phi}}{M_C/R_m^2}$	0,029	3A	0,668	(A,B,C,D)
$\frac{M_{\phi}}{M_C/R_m}$	0,029	1A	0,103	(A,B,C,D)
$\frac{N_{\phi}}{M_L/R_m^2}$	0,029	3B	2,772	(A,B,C,D)
$\frac{M_{\phi}}{M_L/R_m}$	0,029	1B	0,062	(A,B,C,D)
$\frac{N_x}{P/R_m}$	0,029	3C	14,264	(A,B)
$\frac{N_x}{P/R_m}$	0,029	4C	13,055	(C,D)
$\frac{M_x}{P}$	0,029	1C1	0,223	(A,B)
$\frac{M_x}{P}$	0,029	2C	0,172	(C,D)
$\frac{N_x}{M_C/R_m^2}$	0,029	4A	0,767	(A,B,C,D)
$\frac{M_x}{M_C/R_m}$	0,029	2A	0,061	(A,B,C,D)
$\frac{N_x}{M_L/R_m^2}$	0,029	4B	0,668	(A,B,C,D)
$\frac{M_x}{M_L/R_m}$	0,029	2B	0,102	(A,B,C,D)

Fonte: Dados da pesquisa

TABELA 13

Tabela de cálculos das tensões circunferenciais do Modelo A

Tipo de		Valores de tensão [MPa]							
Tensão	Força	Au	Al	Bu	Bl	Cu	Cl	Du	DI
Circ. Memb	P	0	0	0	0	0	0	0	0
Circ. Flexão	P	5	-5	5	-5	6	-6	6	-6
Circ. Memb.	MC	0	0	0	0	0	0	0	0
Circ. Flexão	MC	0	0	0	0	-47	47	47	-47
Circ. Memb.	ML	-3	-3	3	3	0	0	0	0
Circ. Flexão	ML	-28	28	28	-28	0	0	0	0
Tensão Circunferencial Total		-25,7	21,4	37,6	29,7	-41,0	41,4	55,1	51,7

Fonte: Dados da pesquisa

TABELA 14

Tabela de cálculos das tensões longitudinais do Modelo A

Tipo de		Valores de tensão [MPa]							
Tensão	Força	Au	Al	Bu	Bl	Cu	Cl	Du	DI
Long. . Memb	P	0	0	0	0	0	0	0	0
Long. Flexão	P	6	-6	6	-6	4	-4	4	-4
Long. Memb.	MC	0	0	0	0	0	0	0	0
Long. Flexão	MC	0	0	0	0	-28	28	28	-28
Long. Memb.	ML	0	0	0	0	0	0	0	0
Long. Flexão	ML	-47	47	47	-47	0	0	0	0
Tensão Longitudinal Total		-40,6	41,1	55,2	-51,8	-23,3	23,4	34,9	-31,5

Fonte: Dados da pesquisa

TABELA 15
Tabela de cálculos das tensões cisalhantes do Modelo A

Tipo de		Valores de tensão [MPa]							
Tensão	Força	Au	Al	Bu	Bl	Cu	Cl	Du	DI
Cisalhante	V_C	0	0	0	0	0	0	0	0
Cisalhante	V_L	0	0	0	0	0	0	0	0
Cisalhante	M_T	3	3	3	3	3	3	3	3
Tensão Cisalhante Total		4,4	4,4	3,3	3,3	3,3	3,3	4,4	4,4

Fonte: Dados da pesquisa

TABELA 16
Tabela das intensidades de tensões do Modelo A

Intensidade de Tensão	Valores de tensão [MPa]							
	Au	Al	Bu	Bl	Cu	Cl	Du	DI
Total	41,8	42,0	55,8	51,9	41,6	42,0	55,9	52,6

Fonte: Dados da pesquisa

TABELA 17
Somatório das tensões do Modelo A

Tipo de		Valores de tensão [MPa]							
Tensão	Força	Au	Al	Bu	Bl	Cu	Cl	Du	DI
Circunferencial	P_m	112	114	112	114	112	114	112	114
Circunferencial	P_L	-2	-2	3	3	0	0	1	1
Circunferencial	Q	-23	23	33	-33	-41	41	53	-53
Longitudinal	P_m	56	56	56	56	56	56	56	56
Longitudinal	P_L	0	0	1	1	0	0	1	1
Longitudinal	Q	-40	40	53	-53	-23	23	33	-33
P_m		112	114	112	114	112	114	112	114
$P_m + P_L$		110	112	116	118	112	114	114	116
$P_m + P_L + Q$		87	136	150	84	72	156	168	63

Fonte: Dados da pesquisa

4.2.2. Resultado pelo método WRC 297 – Modelo A

O método de cálculo do Botetim WRC 297 é muito similar ao do Boletim WRC 107. A diferença entre eles são as curvas para a leitura dos valores de força e tensões, pois cada método possui a sua curva. Os pontos de aplicação de forças são os mesmos apresentados nas Figuras 18 (página 55) e 26 (página 79).

Nas Tabelas 18 à 26 estão listados os valores de forças e tensões encontrados a partir da leitura das curvas adimensionais e parâmetros de cálculo contidos no Boletim WRC 297, sem levar em consideração as casa decimais. Da mesma forma utilizada para o boletim WRC 107, para a comparação dos resultados serão utilizados os valores do Anexo, página 150.

TABELA 18

Tabela de valores retirados das curvas adimensionais para o Modelo A

Curva	Valor
$\frac{N_r}{P}$	0,212
$\frac{M_r}{P}$	0,255
$\frac{M_o}{P}$	0,123
$\frac{N_o}{P}$	0,175
$\frac{M_r D}{M_c}$	0,254
$\frac{N_r DL}{M_c}$	0,177
$\frac{M_o D}{M_c}$	0,155
$\frac{N_o DL}{M_c}$	-0.112
$\frac{M_r D}{M_L}$	0,240
$\frac{N_r DL}{M_L}$	0,174
$\frac{M_o D}{M_L}$	0,145
$\frac{N_o DL}{M_L}$	-0.049

Fonte: Dados da pesquisa

TABELA 19
Tensões no vaso normais ao plano longitudinal Modelo A

Tipo de Tensão	Au Topo (lado externo)	AI Topo (lado interno)	Bu Inferior (lado externo)	BI Inferior (lado interno)
Membrana – plano externo (P)	0	0	0	0
Flexão - plano externo (P)	3	-3	3	-3
Membrana – plano externo (M _c)	0	0	0	0
Flexão - plano externo(M _c)	0	0	0	0
Membrana – plano externo (M _L)	1	1	-1	-1
Flexão - plano externo(M _L)	-29	29	29	-29
Tensão Normal Pressão	101	102	101	102
Somatório das Tensões	76	129	132	69

Fonte: Dados da pesquisa

TABELA 20
Tensões no vaso paralelas ao plano longitudinal Modelo A

Tipo de Tensão	Au Topo (lado externo)	AI Topo (lado interno)	Bu Inferior (lado externo)	BI Inferior (lado interno)
Membrana – plano interno (P)	1	1	1	1
Flexão - plano interno (P)	7	-7	7	-7
Membrana – plano interno (M _C)	0	0	0	0
Flexão - plano interno (M _C)	0	0	0	0
Membrana – plano interno (M _L)	-5	-5	5	5
Flexão - plano interno (M _L)	-48	48	48	-48
Tensão devido Pressão	50	50	50	50
Somatório das Tensões	5	87	111	1

Fonte: Dados da pesquisa

TABELA 21
Tensões cisalhantes no vaso Modelo A

Tipo de Tensão	Au Topo (lado externo)	AI Topo (lado interno)	Bu Inferior (lado externo)	BI Inferior (lado interno)
Cisalhante – plano externo (V _C)	0	0	0	0
Cisalhante – plano externo (V _L)	0	0	0	0
Cisalhante – plano externo (M _T)	3	3	3	3
Somatório das Tensões	3	3	3	3

Fonte: Dados da pesquisa

TABELA 22
Intensidade das tensões no vaso no plano longitudinal Modelo A

Tipo de Tensão	Au Topo (lado externo)	AI Topo (lado interno)	Bu Inferior (Lado externo)	BI Inferior Topo (Lado interno)
Somatório das Tensões	76	129	132	69

Fonte: Dados da pesquisa

TABELA 23
Tensões no vaso normais ao plano circunferencial Modelo A

Tipo de Tensão	Cu Topo (lado externo)	CI Topo (lado interno)	Du Inferior (lado externo)	DI Inferior (lado interno)
Membrana – plano externo (P)	0	0	0	0
Flexão - plano externo (P)	3	-3	3	-3
Membrana – plano externo (M _c)	3	3	-3	-3
Flexão - plano externo(M _c)	-31	31	31	-31
Membrana – plano externo (M _L)	0	0	0	0
Flexão - plano externo(ML)	0	0	0	0
Tensão Normal Pressão	50	50	50	50
Somatório das Tensões	25	81	81	19

Fonte: Dados da pesquisa

TABELA 24
Tensões paralelas ao plano circunferencial Modelo A

Tipo de Tensão	Au Topo (lado externo)	AI Topo (lado interno)	Bu Inferior (lado externo)	BI Inferior (lado interno)
Membrana – plano interno (P)	1	1	1	1
Flexão - plano interno (P)	7	-7	7	-7
Membrana – plano interno (M_c)	-5	-5	5	5
Flexão - plano interno (M_c)	-51	51	51	-51
Membrana – plano interno (M_L)	0	0	0	0
Flexão - plano interno (M_L)	0	0	0	0
Tensão devido Pressão	101	102	101	102
Somatório das Tensões	53	142	165	50

Fonte: Dados da pesquisa

TABELA 25
Tensões cisalhantes ao plano circunferencial Modelo A

Tipo de Tensão	Au Topo (lado externo)	AI Topo (lado interno)	Bu Inferior (lado externo)	BI Inferior (lado interno)
Cisalhante – plano externo (V_c)	0	0	0	0
Cisalhante – plano externo (V_L)	0	0	0	0
Cisalhante – plano externo (M_T)	3	3	3	3
Somatório das Tensões	3	3	3	3

Fonte: Dados da pesquisa

TABELA 26
Intensidade das tensões no vaso no plano circunferencial Modelo A

Tipo de Tensão	Au Topo (lado externo)	AI Topo (lado interno)	Bu Inferior (Lado externo)	BI Inferior Topo (Lado interno)
Intensidade das Tensões	53	142	165	50

Fonte: Dados da pesquisa

4.2.3. Resultado pelo método MEF – Modelo A

A Figura 27 foi retirada do programa ALGOR e ilustra o modelo A analisado pelo MEF, com a aplicação das cargas externas, pressão interna e condições de contorno. As Figuras 28 e 29 apresentam respectivamente o modelo tridimensional da interseção bocal/casco e o valor de tensão obtido pelo MEF.

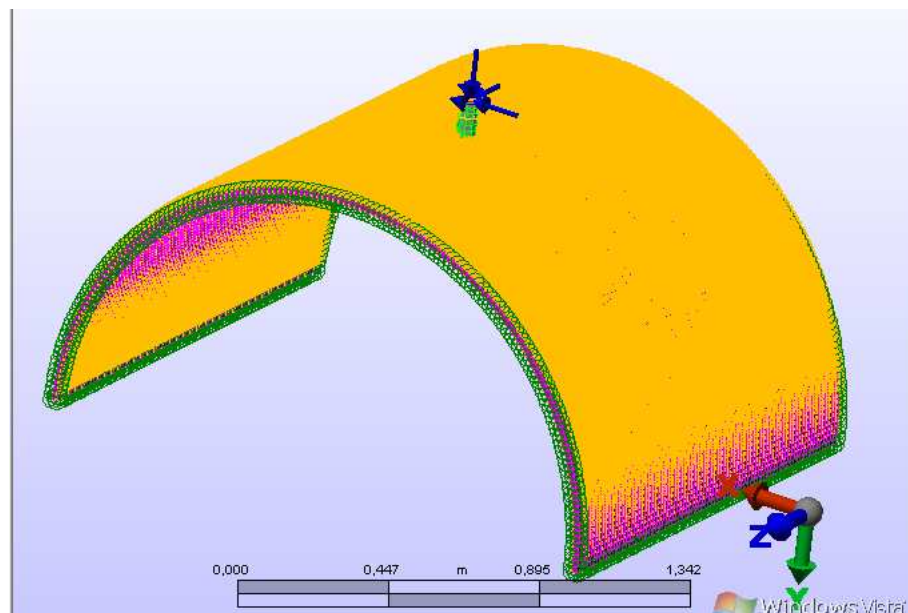


Figura 27 – Modelo A – 2º – MEF

Fonte: Elaborado pela autora

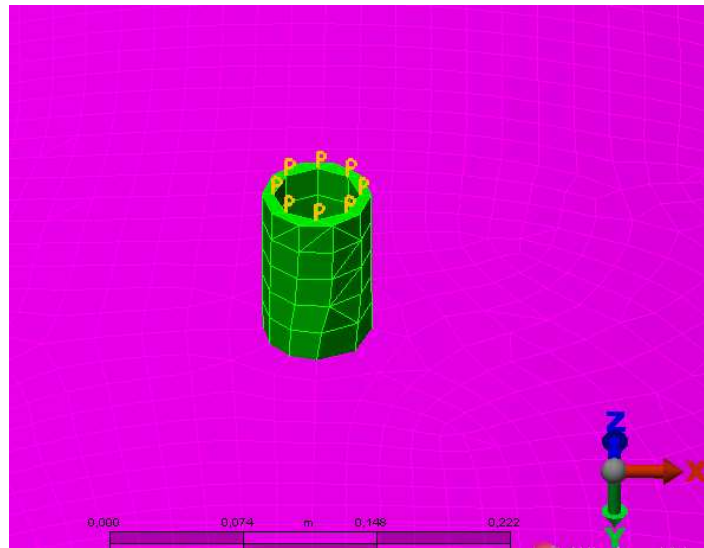


Figura 28 – Modelo A – 2” - Vista da interseção do bocal com o casco em perspectiva

Fonte: Elaborado pela autora

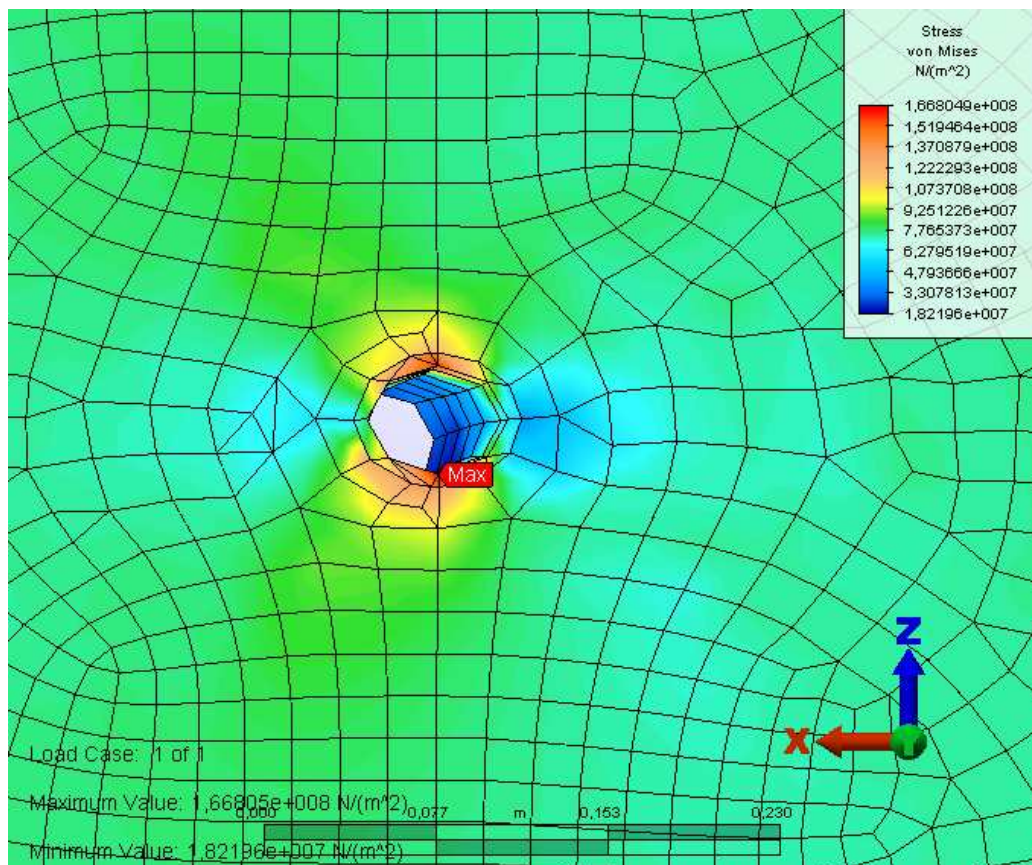


Figura 29 – Tensões obtidas no Modelo A – 2”

Fonte: Elaborado pela autora

Como se constata na Figura 29, o valor da máxima tensão obtida para o Modelo A pelo MEF foi de 166,80 MPa.

De acordo com a Tabela 10 os resultados das tensões obtidas pelos três métodos de análise de tensões foram muito próximos, sendo o valor obtido pelo MEF foi inferior aos métodos WRC 297 e WRC107.

A diferença dos valores encontrada do método WRC 107 para o WRC 297 foi de 0,43% e do MEF para o WRC 107 foi de 0,55%. A diferença do método MEF para o WRC 297 foi de 0,12%.

4.3. Resultados - Modelo B – Bocal 6”

Os valores descritos na Tabela 27 são os das tensões obtidas pelos métodos WRC 107, WRC 297 e MEF.

TABELA 27

Tabela comparativa dos métodos de análise de tensões para o Modelo B - Bocal 6” com chapa de reforço.

Método de Análise	Tensão Obtida (MPa)	Localização
WRC 107	141,70	Chapa de reforço
WRC 297	153,00	Chapa de reforço
MEF	178,12	Bocal

Fonte: Dados da pesquisa

4.3.1. Resultado pelo método WRC 107 – Modelo B

Nesse item será apresentado alguns valores obtidos pelo método WRC 107, a forma para resolução dos cálculos é a mesma detalhada no capítulo 4.2.1 Na Tabela 28 está listados as forças e momentos externos aplicados no bocal.

TABELA 28
Forças e Momentos Externos Aplicados no Modelo B

Tipo	Valor
Força Radial (P)	2667 N
Força Longitudinal (VI)	2226 N
Força Circunferencial (Vc)	2226 N
Momento Circunferencial (Mc)	1628 N-m
Momento Longitudinal (MI)	1628 N-m
Momento Torçor (Mt)	1353 N-m

Fonte: Dados da pesquisa

Para o cálculos dos parâmetros adimensionais é utilizados as Equações (4.1), (4.2) e (4.3) apresentadas anteriormente. A Tabela 29 à 34 apresentam os valores obtidos pela leitura das figuras do Boletim WRC 107. Pequenas divergências entre os valores das tabelas da páginas 140 à 141 do Anexo e das tabelas listadas abaixo são causas pelas casas decimais utilizadas nos cálculos.

Para o cálculo do parâmetro adimensional do bocal β , o valor utilizado para o raio externo é o raio externo da chapa de reforço

TABELA 29
Tabela de cálculos adimensionais do Modelo B

Curvas para leitura	β	Figura	Valor	Localização
$\frac{N_{\phi}}{P/R_m}$	0,203	4C	8,424	(A,B)
$\frac{N_{\phi}}{P/R_m}$	0,203	3C	4,416	(C,D)
$\frac{M_{\phi}}{P}$	0,203	2C1	0,022	(A,B)
$\frac{M_{\phi}}{P}$	0,203	1C	0,067	(C,D)
$\frac{N_{\phi}}{M_C/R_m^2}$	0,203	3A	2,577	(A,B,C,D)
$\frac{M_{\phi}}{M_C/R_m}$	0,203	1A	0,064	(A,B,C,D)
$\frac{N_{\phi}}{M_L/R_m^2}$	0,203	3B	5,845	(A,B,C,D)
$\frac{M_{\phi}}{M_L/R_m}$	0,203	1B	0,016	(A,B,C,D)
$\frac{N_x}{P/R_m}$	0,203	3C	4,416	(A,B)
$\frac{N_x}{P/R_m}$	0,203	4C	8,424	(C,D)
$\frac{M_x}{P}$	0,203	1C1	0,050	(A,B)
$\frac{M_x}{P}$	0,203	2C	0,035	(C,D)
$\frac{N_x}{M_C/R_m^2}$	0,203	4A	6,112	(A,B,C,D)
$\frac{M_x}{M_C/R_m}$	0,203	2A	0,028	(A,B,C,D)
$\frac{N_x}{M_L/R_m^2}$	0,203	4B	2,742	(A,B,C,D)
$\frac{M_x}{M_L/R_m}$	0,203	2B	0,021	(A,B,C,D)

Fonte: Dados da pesquisa

TABELA 30
Tabela de cálculos das tensões circunferenciais do Modelo B

Tipo de		Valores de tensão [MPa]							
Tensão	Força	Au	Al	Bu	Bl	Cu	Cl	Du	DI
Circ. Memb	P	1	1	1	1	0	0	0	0
Circ. Flexão	P	2	-2	2	-2	6	-6	6	-6
Circ. Memb.	MC	0	0	0	0	-1	-1	1	1
Circ. Flexão	MC	0	0	0	0	-19	19	19	-19
Circ. Memb.	ML	-4	-4	4	4	0	0	0	0
Circ. Flexão	ML	-5	5	5	-5	0	0	0	0
Tensão Circunferencial Total		-6	0	12	-2	-14	12	26	-24

Fonte: Dados da pesquisa

TABELA 31
Tabela de cálculos das tensões longitudinais do Modelo B

Tipo de		Valores de tensão [MPa]							
Tensão	Força	Au	Al	Bu	Bl	Cu	Cl	Du	DI
Long. . Memb	P	0	0	0	0	1	1	1	1
Long. Flexão	P	4	-4	4	-4	3	-3	3	-3
Long. Memb.	MC	0	0	0	0	-4	-4	4	4
Long. Flexão	MC	0	0	0	0	-8	8	8	-8
Long. Memb.	ML	-2	-2	2	2	0	0	0	0
Long. Flexão	ML	-6	6	6	-6	0	0	0	0
Tensão Longitudinal Total		-4	0	12	-8	-8	2	16	-6

Fonte: Dados da pesquisa

TABELA 32

Tabela de cálculos das tensões cisalhantes do Modelo B

Tipo de		Valores de tensão [MPa]							
Tensão	Força	Au	Al	Bu	Bl	Cu	Cl	Du	DI
Cisalhante	V_C	0	0	0	0	0	0	0	0
Cisalhante	V_L	0	0	0	0	0	0	0	0
Cisalhante	M_T	0	0	0	0	0	0	0	0
Tensão Cisalhante Total		0	0	0	0	0	0	0	0

Fonte: Dados da pesquisa

TABELA 33

Tabela das intensidades de tensões do Modelo B

Intensidade de Tensão	Valores de tensão [MPa]							
	Au	Al	Bu	Bl	Cu	Cl	Du	DI
Total	6	1	12	6	14	12	26	24

Fonte: Dados da pesquisa

TABELA 34

Somatório das tensões do Modelo B

Tipo de		Valores de tensão [MPa]							
Tensão	Força	Au	Al	Bu	Bl	Cu	Cl	Du	DI
Circunferencial	P_m	112	114	112	114	112	114	112	114
Circunferencial	P_L	-2	-2	6	6	0	0	2	2
Circunferencial	Q	-2	2	7	-7	-13	13	26	-26
Longitudinal	P_m	56	56	56	56	56	56	56	56
Longitudinal	P_L	-1	-1	3	3	-2	-2	6	6
Longitudinal	Q	-1	1	11	-11	-5	5	12	-12
P_m		112	114	112	114	112	114	112	114
$P_m + P_L$		110	112	118	120	112	114	114	116
$P_m + P_L + Q$		109	114	129	113	107	127	140	122

Fonte: Dados da pesquisa

4.3.2. Resultado pelo método WRC 297 – Modelo B

Os cálculos utilizados neste capítulo são os mesmos utilizados no capítulo 4.2.2. Nas Tabelas 4.26 a 4.34 estão descritos as forças e tensões encontrados das leituras das curvas adimensionais e parâmetros de cálculo contidos no Boletim WRC 297. Assim como no item anterior encontra-se neste capítulo diferença nos valores das tabelas abaixo com as tabelas das páginas 155 à 158 do Anexo em função das casas decimais utilizadas pelo programa de cálculo.

TABELA 35

Tabela de valores retirados das curvas adimensionais para o Modelo B

Curva	Valor
$\frac{N_r}{P}$	0,068
$\frac{M_r}{P}$	0,115
$\frac{M_o}{P}$	0,034
$\frac{N_o}{P}$	0,043
$\frac{M_r D}{M_c}$	0,274
$\frac{N_r DL}{M_c}$	0,113
$\frac{M_o D}{M_c}$	0,082
$\frac{N_o DL}{M_c}$	0,062
$\frac{M_r D}{M_L}$	0,085
$\frac{N_r DL}{M_L}$	0,091
$\frac{M_o D}{M_L}$	0,025
$\frac{N_o DL}{M_L}$	0,056

Fonte: Dados da pesquisa

TABELA 36
Tensões no vaso normais ao plano longitudinal Modelo B

Tipo de Tensão	Au Topo (lado externo)	AI Topo (lado interno)	Bu Inferior (lado externo)	BI Inferior (lado interno)
Membrana – plano externo (P)	0	0	0	0
Flexão - plano externo (P)	3	-3	3	-3
Membrana – plano externo (M _c)	0	0	0	0
Flexão - plano externo(M _c)	0	0	0	0
Membrana – plano externo (M _L)	-1	-1	1	1
Flexão - plano externo(M _L)	-3	3	3	-3
Tensão Normal Pressão	101	102	101	102
Somatório das Tensões	100	101	108	97

Fonte: Dados da pesquisa

TABELA 37
Tensões no vaso paralelas ao plano longitudinal Modelo B

Tipo de Tensão	Au Topo (lado externo)	AI Topo (lado interno)	Bu Inferior (lado externo)	BI Inferior (lado interno)
Membrana – plano interno (P)	1	1	1	1
Flexão - plano interno (P)	10	-10	10	-10
Membrana – plano interno (M_c)	0	0	0	0
Flexão - plano interno (M_c)	0	0	0	0
Membrana – plano interno (M_L)	-2	-2	2	2
Flexão - plano interno (M_L)	-11	11	11	-11
Tensão devido Pressão	50	50	50	50
Somatório das Tensões	48	50	74	32

Fonte: Dados da pesquisa

TABELA 38
Tensões cisalhantes no vaso Modelo B

Tipo de Tensão	Au Topo (lado externo)	AI Topo (lado interno)	Bu Inferior (lado externo)	BI Inferior (lado interno)
Cisalhante – plano externo (V_c)	0	0	0	0
Cisalhante – plano externo (V_L)	0	0	0	0
Cisalhante – plano externo (M_T)	0	0	0	0
Somatório das Tensões	0	0	0	0

Fonte: Dados da pesquisa

TABELA 39
Intensidade das tensões no vaso no plano longitudinal Modelo B

Tipo de Tensão	Au Topo (lado externo)	AI Topo (lado interno)	Bu Inferior (Lado externo)	BI Inferior Topo (Lado interno)
Somatório das Tensões	100	102	109	98

Fonte: Dados da pesquisa

TABELA 40
Tensões no vaso normais ao plano circunferencial Modelo B

Tipo de Tensão	Cu Topo (lado externo)	CI Topo (lado interno)	Du Inferior (lado externo)	DI Inferior (lado interno)
Membrana – plano externo (P)	0	0	0	0
Flexão - plano externo (P)	3	-3	3	-3
Membrana – plano externo (M _c)	-1	-1	1	1
Flexão - plano externo(M _c)	-11	11	11	-11
Membrana – plano externo (M _L)	0	0	0	0
Flexão - plano externo(ML)	0	0	0	0
Tensão Normal Pressão	50	50	50	50
Somatório das Tensões	41	57	65	38

Fonte: Dados da pesquisa

TABELA 41
Tensões paralelas ao plano circunferencial Modelo B

Tipo de Tensão	Au Topo (lado externo)	AI Topo (lado interno)	Bu Inferior (lado externo)	BI Inferior (lado interno)
Membrana – plano interno (P)	1	1	1	1
Flexão - plano interno (P)	10	-10	10	-10
Membrana – plano interno (M_c)	-2	-2	2	2
Flexão - plano interno (M_c)	-37	37	37	-37
Membrana – plano interno (M_L)	0	0	0	0
Flexão - plano interno (M_L)	0	0	0	0
Tensão devido Pressão	101	102	101	102
Somatório das Tensões	73	128	151	58

Fonte: Dados da pesquisa

TABELA 42
Tensões cisalhantes ao plano circunferencial Modelo B

Tipo de Tensão	Au Topo (lado externo)	AI Topo (lado interno)	Bu Inferior (lado externo)	BI Inferior (lado interno)
Cisalhante – plano externo (V_c)	0	0	0	0
Cisalhante – plano externo (V_L)	0	0	0	0
Cisalhante – plano externo (M_T)	0	0	0	0
Somatório das Tensões	0	0	0	0

Fonte: Dados da pesquisa

TABELA 43 – Intensidade das tensões no vaso no plano circunferencial
Modelo B

Tipo de Tensão	Au Topo (lado externo)	AI Topo (lado interno)	Bu Inferior (Lado externo)	BI Inferior Topo (Lado interno)
Somatório das Tensões	73	128	151	58

Fonte: Dados da pesquisa

4.3.3. Resultado pelo MEF – Modelo B

Os resultados obtidos para o Modelo B apresentaram variações sendo que a menor tensão obtida pelo método WRC 107 e a maior pelo MEF.

Para os métodos parametrizados WRC 107 e WRC 297, os valores das tensões encontradas foram aproximados, apresentando uma diferença de 7,97%.

Quando se compara os valores obtidos pelo MEF com o WRC 107 a diferença encontrada foi de 25,70%.

Comparando-se os valores obtidos do MEF para o WRC 297 a diferença encontrada foi de 16,42% para o máximo valor de tensão.

A Figura 30 foi retirada do programa ALGOR e ilustra o modelo B analisado pelo MEF, com a aplicação das cargas externas, pressão interna e condições de contorno. As Figuras 31, 32 e 33 apresentam respectivamente o modelo tridimensional da chapa de reforço, a interseção do bocal com a chapa de reforço e o casco e o valor de tensão obtido pelo MEF.

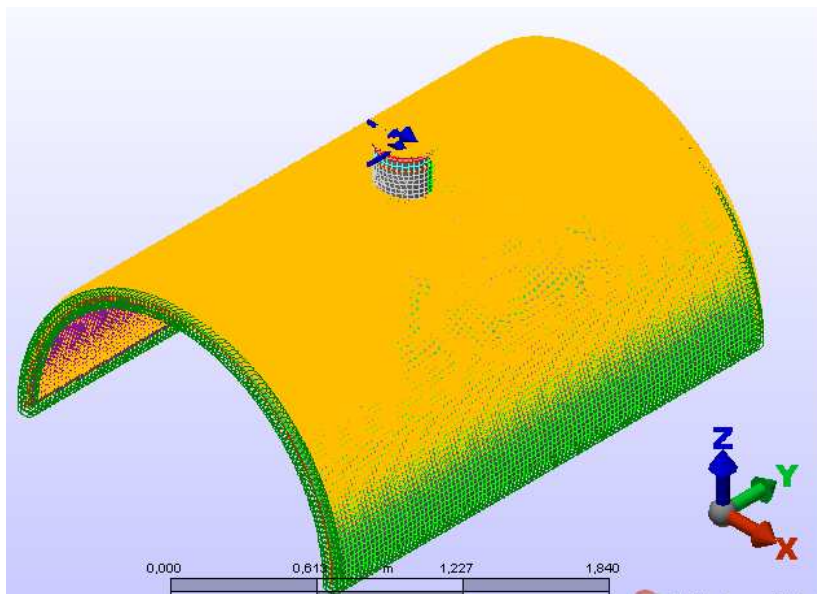


Figura 30 – Modelo B – 6” – MEF

Fonte: Elaborado pela autora

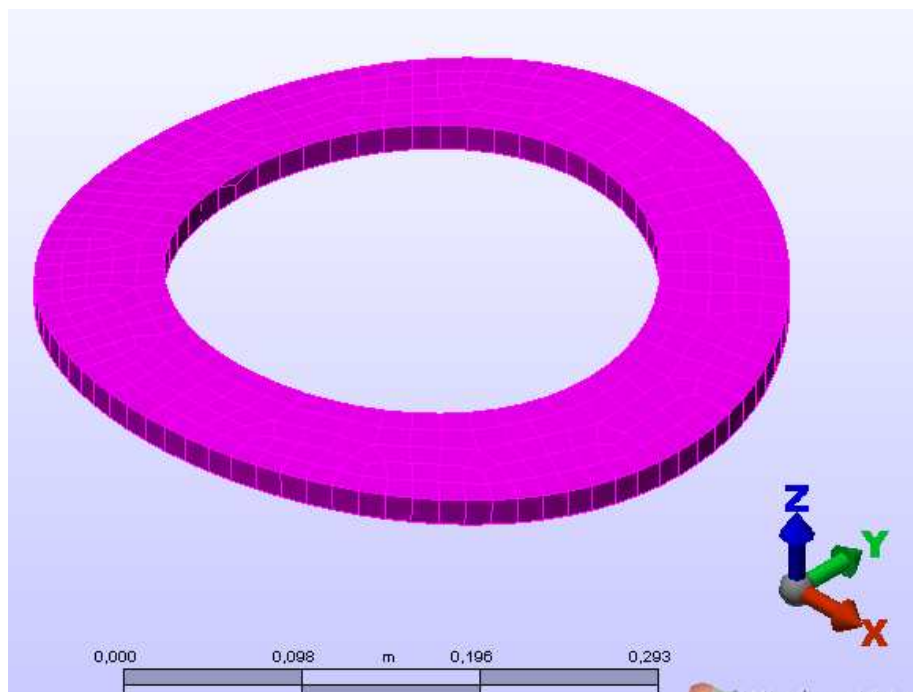


Figura 31 – Modelo B – 6” – Vista da chapa de reforço em perspectiva

Fonte: Elaborado pela autora

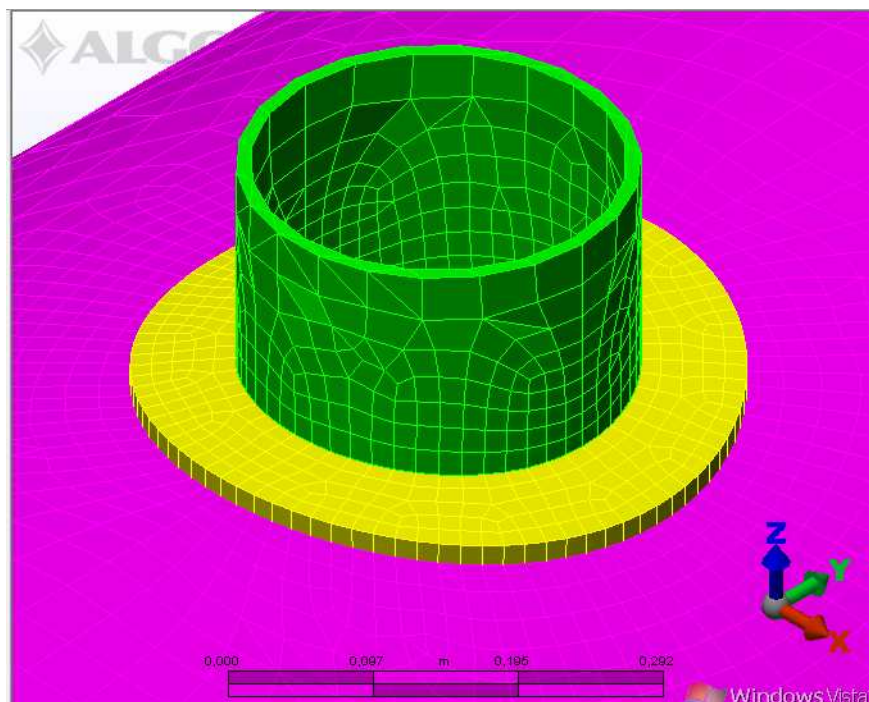


Figura 32 – Modelo B – 6” – Vista da interseção do bocal com a chapa de reforço e o casco em perspectiva

Fonte: Elaborado pela autora

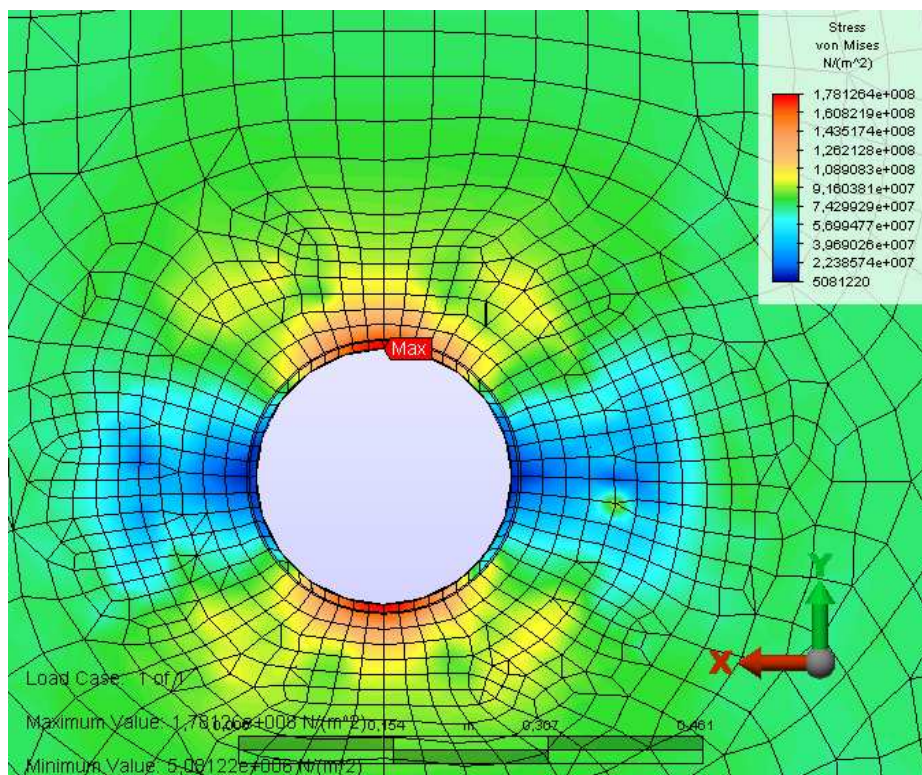


Figura 33 – Tensões obtidas no Modelo B – 6”

Fonte: Elaborado pela autora

A máxima tensão encontrada na simulação do Modelo B – bocal de 6” pelo MEF foi de 178,12 MPa

4.4. Resultados - Modelo C – Bocal 10”

As tensões encontradas peloss métodos WRC 107, WRC 297 e MEF estão apresentados na Tabela 44.

TABELA 44

Tabela comparativa dos métodos de análise de tensões para o Modelo C - Bocal 10” com chapa de reforço.

Método de Análise	Tensão Obtida (MPa)	Localização
WRC 107	176,50	Chapa de reforço
WRC 297	212,00	Chapa de reforço
MEF	203,61	Bocal

Fonte: Dados da pesquisa

4.4.1. Resultado pelo método WRC 107 – Modelo C

A forma de resolução dos cálculos e tabelas utilizadas neste item, são as mesmas explicadas no capítulo 4.2.1 Os valores das forças e momentos aplicado no Modelo C estão listadas na Tabela 45.

Nas Tabela 46 à 47 estão listados os valores de parâmetros adimensionais, forças e tensões utilizados pelo Boletim WRC 107.

TABELA 45
Forças e Momentos Externos Aplicados no Modelo C

Tipo	Valor
Força Radial (P)	7473 N
Força Longitudinal (VI)	6227 N
Força Circunferencial (Vc)	6227 N
Momento Circunferencial (Mc)	4472 N-m
Momento Longitudinal (MI)	4472 N-m
Momento Torçor (Mt)	3727 N-m

Fonte: Dados da pesquisa

Pequenas divergências encontradas entre os valores das Tabelas abaixo e os valores da Tabela 45 e das tabelas das páginas 137 à 141 do anexo são devidas as casas decimais utilizadas nos cálculos. Para o cálculo do parâmetro adimensional do bocal β , o valor utilizado para o raio externo é o raio externo da chapa de reforço

TABELA 46
Tabela das forças adimensionais do Modelo C

Curvas para leitura	β	Figura	Valor	Localização
$\frac{N_{\phi}}{P/R_m}$	0,255	4C	7,229	(A,B)
$\frac{N_{\phi}}{P/R_m}$	0,255	3C	3,219	(C,D)
$\frac{M_{\phi}}{P}$	0,255	2C1	0,014	(A,B)
$\frac{M_{\phi}}{P}$	0,255	1C	0,067	(C,D)
$\frac{N_{\phi}}{M_C/R_m^2}$	0,255	3A	2,187	(A,B,C,D)
$\frac{M_{\phi}}{M_C/R_m}$	0,255	1A	0,059	(A,B,C,D)
$\frac{N_{\phi}}{M_L/R_m^2}$	0,255	3B	4,693	(A,B,C,D)
$\frac{M_{\phi}}{M_L/R_m}$	0,255	1B	0,011	(A,B,C,D)
$\frac{N_x}{P/R_m}$	0,255	3C	3,219	(A,B)
$\frac{N_x}{P/R_m}$	0,255	4C	7,229	(C,D)
$\frac{M_x}{P}$	0,255	1C1	0,036	(A,B)
$\frac{M_x}{P}$	0,255	2C	0,035	(C,D)
$\frac{N_x}{M_C/R_m^2}$	0,255	4A	6,388	(A,B,C,D)
$\frac{M_x}{M_C/R_m}$	0,255	2A	0,024	(A,B,C,D)
$\frac{N_x}{M_L/R_m^2}$	0,255	4B	2,435	(A,B,C,D)
$\frac{M_x}{M_L/R_m}$	0,255	2B	0,015	(A,B,C,D)

Fonte: Dados da pesquisa

TABELA 47

Tabela de cálculos das tensões circunferenciais do Modelo C

Tipo de		Valores de tensão [MPa]							
Tensão	Força	Au	Al	Bu	Bl	Cu	Cl	Du	DI
Circ. Memb	P	4	4	4	4	2	2	2	2
Circ. Flexão	P	3	-3	3	-3	17	-17	17	-17
Circ. Memb.	MC	0	0	0	0	-3	-3	3	3
Circ. Flexão	MC	0	0	0	0	-40	40	40	-40
Circ. Memb.	ML	-7	-7	7	7	0	0	0	0
Circ. Flexão	ML	-7	7	7	-7	0	0	0	0
Tensão Circunferencial Total		-7	1	21	1	-24	22	62	-52

Fonte: Dados da pesquisa

TABELA 48

Tabela de cálculos das tensões longitudinais do Modelo C

Tipo de		Valores de tensão [MPa]							
Tensão	Força	Au	Al	Bu	Bl	Cu	Cl	Du	DI
Long. . Memb	P	2	2	2	2	4	4	4	4
Long. Flexão	P	9	-9	9	-9	9	-9	9	-9
Long. Memb.	MC	0	0	0	0	-10	-10	10	10
Long. Flexão	MC	0	0	0	0	-16	16	16	-16
Long. Memb.	ML	-3	-3	3	3	0	0	0	0
Long. Flexão	ML	-10	10	10	-10	0	0	0	0
Tensão Longitudinal Total		-2	0	24	-14	-13	1	39	-11

Fonte: Dados da pesquisa

TABELA 49

Tabela de cálculos das tensões cisalhantes do Modelo C

Tipo de		Valores de tensão [MPa]							
Tensão	Força	Au	Al	Bu	Bl	Cu	Cl	Du	DI
Cisalhante	V_C	0	0	0	0	0	0	0	0
Cisalhante	V_L	0	0	0	0	0	0	0	0
Cisalhante	M_T	0	0	0	0	0	0	0	0
Tensão Cisalhante Total		0	0	0	0	0	0	0	0

Fonte: Dados da pesquisa

TABELA 50

Tabela das intensidades de tensões do Modelo C

Intensidade de Tensão	Valores de tensão [MPa]							
	Au	Al	Bu	Bl	Cu	Cl	Du	DI
Total	7	3	26	15	24	22	62	52

Fonte: Dados da pesquisa

TABELA 51

Somatório das tensões do Modelo C

Tipo de		Valores de tensão [MPa]							
Tensão	Força	Au	Al	Bu	Bl	Cu	Cl	Du	DI
Circunferencial	P_m	112	114	112	114	112	114	112	114
Circunferencial	P_L	-3	-3	11	11	-1	-1	5	5
Circunferencial	Q	-4	4	10	-10	-23	23	57	-57
Longitudinal	P_m	56	56	56	56	56	56	56	56
Longitudinal	P_L	-1	1	6	6	-5	-5	14	14
Longitudinal	Q	0	0	19	-19	7	-7	25	-25
P_m		112	114	112	114	112	114	112	114
$P_m + P_L$		109	111	123	125	111	113	116	118
$P_m + P_L + Q$		105	115	132	115	88	135	176	61

Fonte: Dados da pesquisa

4.4.2. Resultado pelo método WRC 297 – Modelo C

Este item segue a mesma maneira de solução utilizada no capítulo 4.2.2. A Tabela 52 mostra os valores das cargas aplicadas no bocal do Modelo C.

As Tabela 53 à 60 listam os valores de parâmetros adimensionais, forças e tensões utilizados pelo Boletim WRC 297. Estas tabela podem ser vistas nas páginas 163 à 165 do Anexo, com pequenas diferenças nos valores listados nas tabelas abaixo em função das casas decimais utilizadas pelo programa de cálculo.

TABELA 52

Tabela de valores retirados das curvas adimensionais para o Modelo C

Curva	Valor
$\frac{N_r}{P}$	0,058
$\frac{M_r}{P}$	0,096
$\frac{M_o}{P}$	0,027
$\frac{N_o}{P}$	0,037
$\frac{M_r D}{M_c}$	0,261
$\frac{N_r DL}{M_c}$	0,109
$\frac{M_o D}{M_c}$	0,078
$\frac{N_o DL}{M_c}$	0,060
$\frac{M_r D}{M_L}$	0,070
$\frac{N_r DL}{M_L}$	0,072
$\frac{M_o D}{M_L}$	0,021
$\frac{N_o DL}{M_L}$	0,044

Fonte: Dados da pesquisa

TABELA 53

Tensões no vaso normais ao plano longitudinal Modelo C

Tipo de Tensão	Au Topo (lado externo)	AI Topo (lado interno)	Bu Inferior (lado externo)	BI Inferior (lado interno)
Membrana – plano externo (P)	1	1	1	1
Flexão - plano externo (P)	7	-7	7	-7
Membrana – plano externo (M _c)	0	0	0	0
Flexão - plano externo(M _c)	0	0	0	0
Membrana – plano externo (M _L)	-2	-2	2	2
Flexão - plano externo(M _L)	-6	6	6	-6
Tensão Normal Pressão	101	102	101	102
Somatório das Tensões	101	100	117	92

Fonte: Dados da pesquisa

TABELA 54
Tensões no vaso paralelas ao plano longitudinal Modelo C

Tipo de Tensão	Au Topo (lado externo)	AI Topo (lado interno)	Bu Inferior (lado externo)	BI Inferior (lado interno)
Membrana – plano interno (P)	2	2	2	2
Flexão - plano interno (P)	25	-25	25	-25
Membrana – plano interno (M _C)	0	0	0	0
Flexão - plano interno (M _C)	0	0	0	0
Membrana – plano interno (M _L)	-3	-3	3	3
Flexão - plano interno (M _L)	-20	20	20	-20
Tensão devido Pressão	50	50	50	50
Somatório das Tensões	54	44	100	10

Fonte: Dados da pesquisa

TABELA 55
Tensões cisalhantes no vaso Modelo C

Tipo de Tensão	Au Topo (lado externo)	AI Topo (lado interno)	Bu Inferior (lado externo)	BI Inferior (lado interno)
Cisalhante – plano externo (V _C)	0	0	0	0
Cisalhante – plano externo (V _L)	0	0	0	0
Cisalhante – plano externo (M _T)	0	0	0	0
Somatório das Tensões	0	0	0	0

Fonte: Dados da pesquisa

TABELA 56
Intensidade das tensões no vaso no plano longitudinal Modelo C

Tipo de Tensão	Au Topo (lado externo)	AI Topo (lado interno)	Bu Inferior (Lado externo)	BI Inferior Topo (Lado interno)
Somatório das Tensões	101	100	117	92

Fonte: Dados da pesquisa

TABELA 57
Tensões no vaso normais ao plano circunferencial Modelo C

Tipo de Tensão	Cu Topo (lado externo)	CI Topo (lado interno)	Du Inferior (lado externo)	DI Inferior (lado interno)
Membrana – plano externo (P)	1	1	1	1
Flexão - plano externo (P)	7	-7	7	-7
Membrana – plano externo (M _c)	-2	-2	2	2
Flexão - plano externo(M _c)	-23	23	23	-23
Membrana – plano externo (M _L)	0	0	0	0
Flexão - plano externo(ML)	0	0	0	0
Tensão Normal Pressão	50	50	50	50
Somatório das Tensões	33	65	83	23

Fonte: Dados da pesquisa

TABELA 58
Tensões paralelas ao plano circunferencial Modelo C

Tipo de Tensão	Au Topo (lado externo)	AI Topo (lado interno)	Bu Inferior (lado externo)	BI Inferior (lado interno)
Membrana – plano interno (P)	2	2	2	2
Flexão - plano interno (P)	25	-25	25	-25
Membrana – plano interno (M_c)	-5	-5	5	5
Flexão - plano interno (M_c)	-78	78	78	-78
Membrana – plano interno (M_L)	0	0	0	0
Flexão - plano interno (M_L)	0	0	0	0
Tensão devido Pressão	101	102	101	102
Somatório das Tensões	45	152	211	6

Fonte: Dados da pesquisa

TABELA 59
Tensões cisalhantes ao plano circunferencial Modelo C

Tipo de Tensão	Au Topo (lado externo)	AI Topo (lado interno)	Bu Inferior (lado externo)	BI Inferior (lado interno)
Cisalhante – plano externo (V_c)	0	0	0	0
Cisalhante – plano externo (V_L)	0	0	0	0
Cisalhante – plano externo (M_T)	0	0	0	0
Somatório das Tensões	0	0	0	0

Fonte: Dados da pesquisa

TABELA 60
Intensidade das tensões no vaso no plano circunferencial Modelo C

Tipo de Tensão	Au Topo (lado externo)	AI Topo (lado interno)	Bu Inferior (Lado externo)	BI Inferior Topo (Lado interno)
Somatório das Tensões	45	152	211	24

Fonte: Dados da pesquisa

4.4.3. Resultado pelo MEF – Modelo C

Os resultados obtidos para o Modelo C apresentaram diferenças sendo que a tensão obtida pelo método MEF foi superior ao WRC 107 e inferior ao WRC 297.

Os valores encontrados apresentando uma diferença de 4,12% do MEF para o WRC 297 de 22,94 % do MEF para o WRC 107 e de 15,4% do WRC 297 para o WRC 107.

A Figura 34 foi retirada do programa ALGOR e ilustra o modelo C analisado pelo MEF, com a aplicação das cargas externas, pressão interna e condições de contorno. As Figuras 35, 36 e 37 apresentam respectivamente o modelo tridimensional da chapa de reforço, a interseção do bocal com a chapa de reforço e o casco e o valor de tensão obtido pelo MEF.

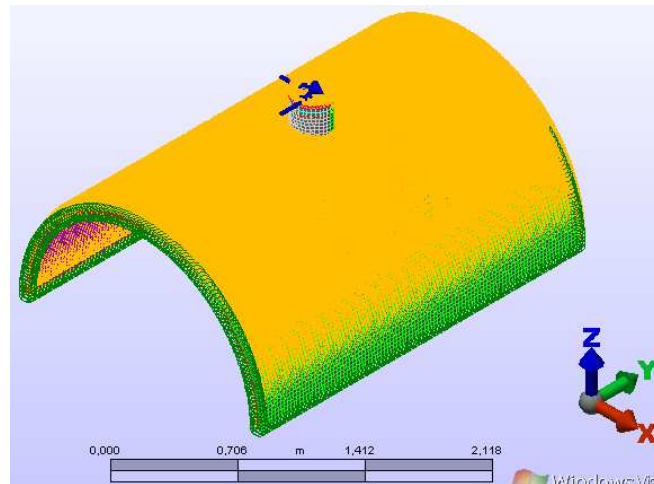


Figura 34 – Modelo C 10”– MEF

Fonte: Elaborado pela autora

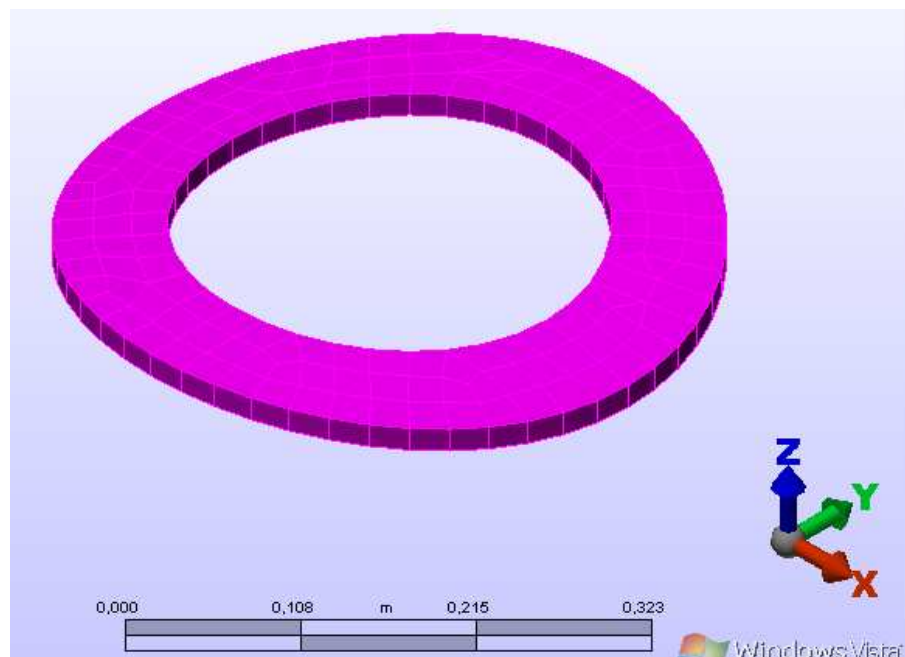


Figura 35 – Modelo C 10”– Vista da chapa de reforço em perspectiva

Fonte: Elaborado pela autora

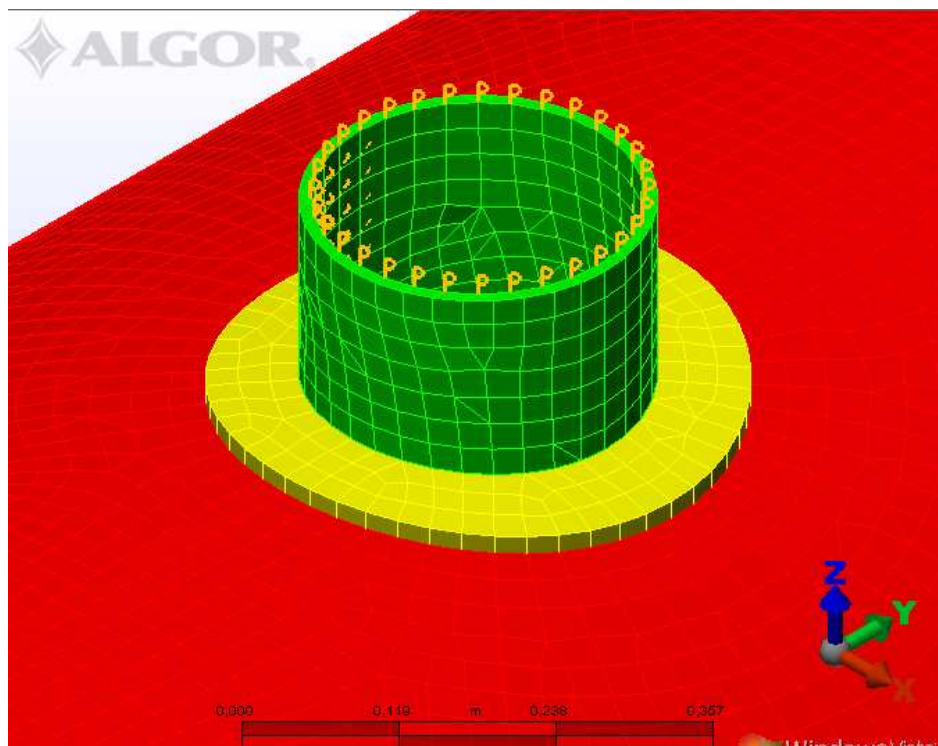


Figura 36 – Modelo C 10"– Vista da interseção do bocal com a chapa de reforço e o casco em perspectiva

Fonte: Elaborado pela autora

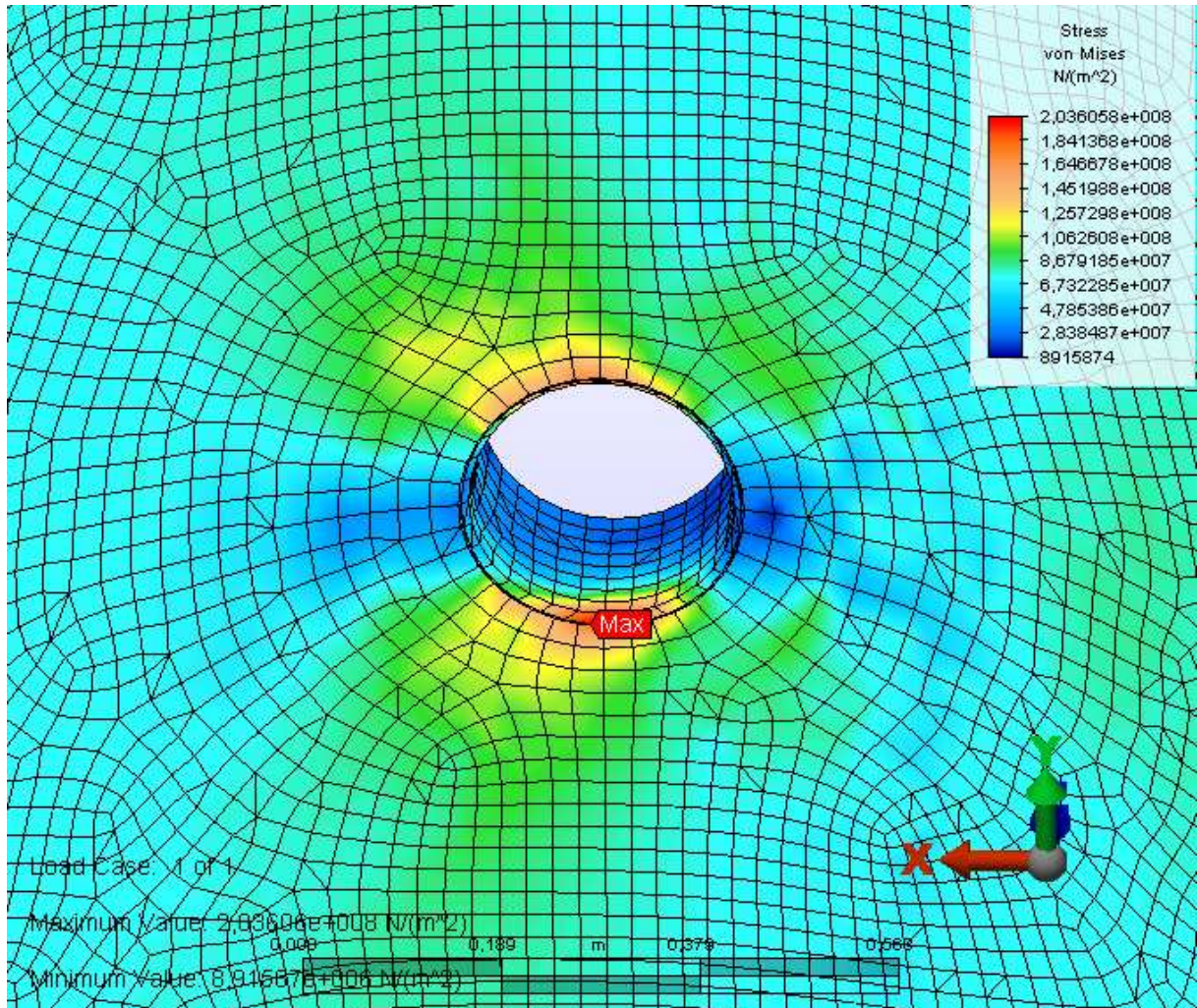


Figura 37 – Tensões obtidas no Modelo C

Fonte: Elaborado pela autora

4.5. Análise Comparativa dos Resultados

Os resultados das tensões obtidos para o modelos A, B e C serão comparados neste capítulo.

A Figura 38 apresenta uma comparação das tensões obtidas no Modelo A – Bocal de 2". Usando-se os três métodos de análise pode-se observar que os resultados obtidos pelo MEF foram inferiores aqueles encontrados pelos dois outros métodos (WRC 107 e WRC 297). Conforme citado anteriormente, a diferença encontrada entre os métodos o MEF e o WRC 107 foi de 0,55% e entre o MEF e o WRC 297 foi de 0,12%.

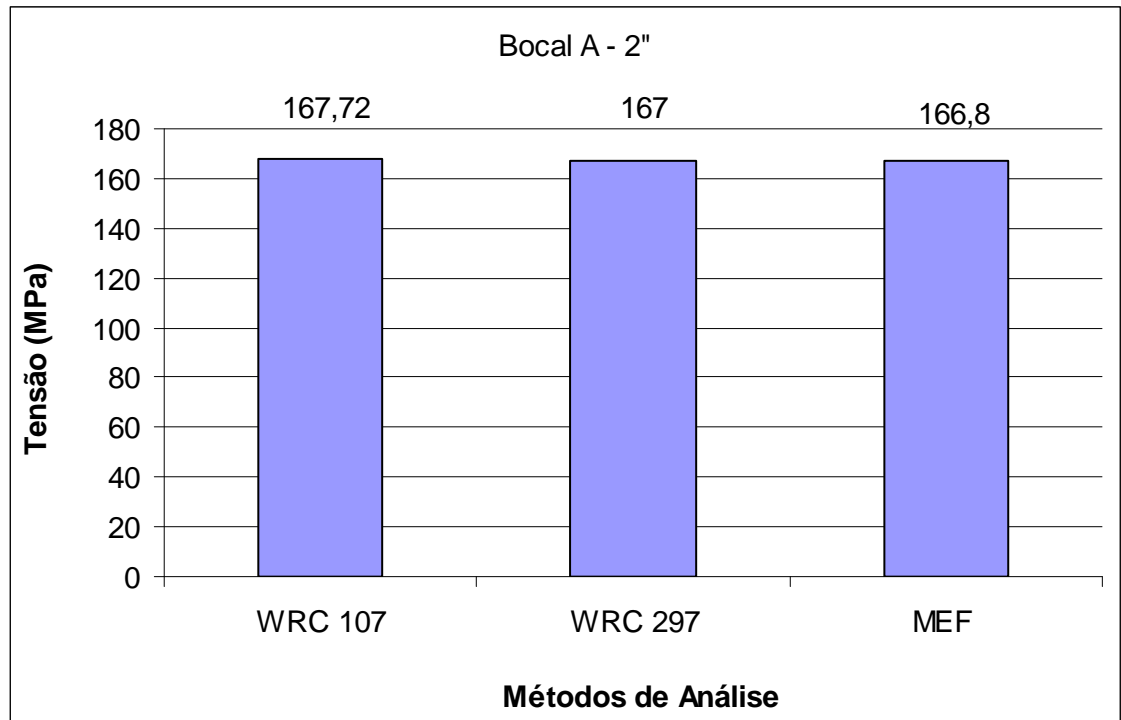


Figura 38 – Gráfico comparativo das tensões obtidas no Modelo A – 2”

Fonte: Dados da pesquisa

As análises das tensões do bocal do Modelo B – 6” estão mostradas na Figura 39. De maneira similar ao bocal do Modelo A, verifica-se que o MEF apresenta os maiores valores de tensões quando comparados aos métodos WRC 107 e WRC 297. Conforme citado anteriormente, a diferença encontrada entre os métodos o MEF e o WRC 107 foi de 25,7% e entre o MEF e o WRC 297 foi de 16,42%.

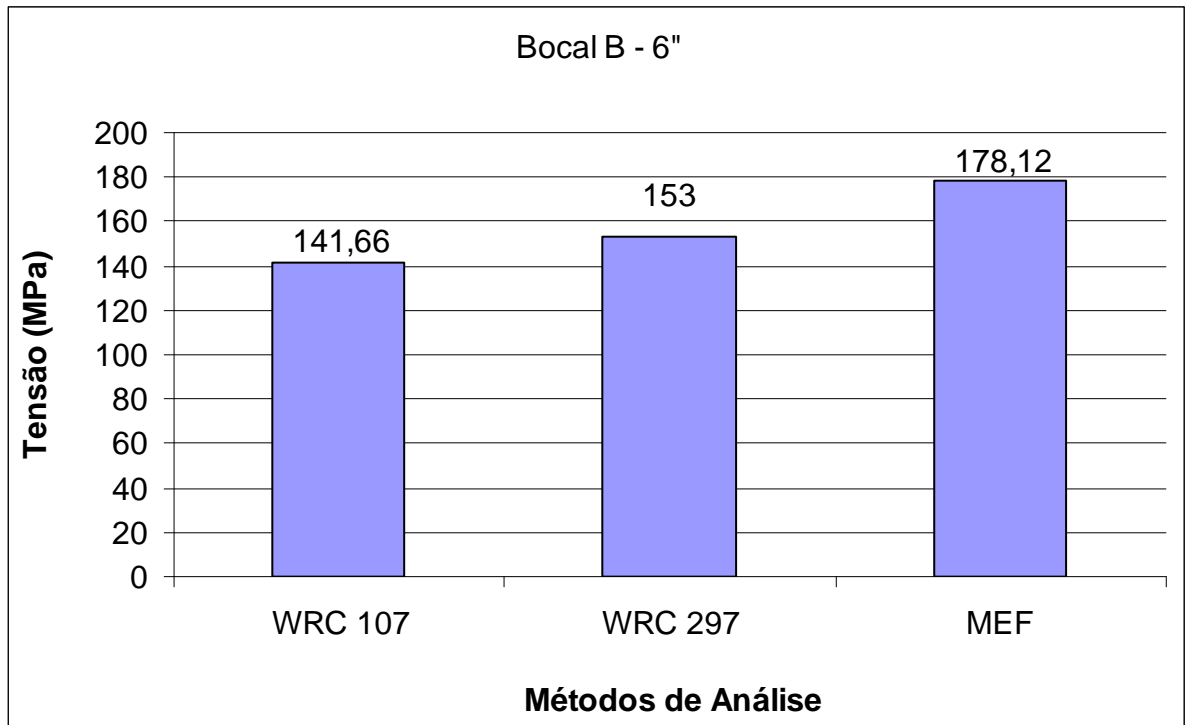


Figura 39 – Gráfico comparativo das tensões obtidas no Modelo B – 6"

Fonte: Dados da pesquisa

No modelo C a tensão calculada pelo MEF foi superior ao método WRC 107 e inferior ao método WRC 297 (Figura 40). No entanto o valor da tensão obtido pelo WRC 107 difere dos demais resultados anteriores.

Este bocal, modelo C apresenta um diâmetro de 10", com uma chapa de reforço de 530 mm. Uma boa prática de engenharia utilizada pelos Boletins WRC 107 e WRC 297 para bocais com chapa de reforço, que é o caso do Modelo C, é considerar o valor do diâmetro interno do bocal, utilizado na Equação (20), igual ao diâmetro externo do reforço. O Boletim WRC 107 possui um limite de aplicação conforme apresentado anteriormente (página 57) e descrito pela Equação (20). Quando aplica-se esta equação para as configurações do Modelo C tem-se:

$$\frac{d_i}{D_i} \cong 0,25 \quad (20)$$

Onde,

D_i = diâmetro interno do vaso [mm]

d_i = diâmetro interno do bocal [mm]

Configurações do Modelo C – 10”

$$d_i = 242mm$$

$$D_i = 1800mm$$

$$d_r = 530mm$$

Onde,

d_r = diâmetro externo da chapa de reforço.

Considerando o diâmetro interno do bocal igual ao diâmetro externo da chapa de reforço, tem-se:

$$d_i = d_r \therefore d_i = 530mm$$

Aplicando-se a Eq. (20), tem-se:

$$D_i = 1800mm$$

$$\frac{d_i}{D_i} = \frac{530mm}{1800mm} = 0,294$$

$$0,294 \geq 0,25$$

Este valor ultrapassa os limites de aceitação do WRC 107, ou seja, o valor de tensão obtido por este boletim é um valor aproximado.

Utilizando as configurações do Modelo C – 10” e utilizando os limites de aplicação do WRC 297, conforme descrito anteriormente (página 59) e mostrado pela Equação (21), tem-se:

$$\frac{d}{D} \leq 0,50 \quad (21)$$

Onde,

D = diâmetro médio do vaso [mm]

d = diâmetro externo do bocal [mm]

$d = 273mm$

$d_r = 530mm$

Igualando o diâmetro externo do bocal ao diâmetro externo da chapa de reforço, tem-se:

$$d = d_r \therefore d = 530mm$$

$$D = 1816mm$$

$$\frac{d}{D} = \frac{530mm}{1816mm} = 0,292$$

$$0,292 \leq 0,50$$

Conclui-se que o Modelo C enquadra nos limites do WRC 297.

Pelos resultados obtidos observa-se que o valor de tensão encontrado pelo MEF é bem próximo ao valor encontrado pelo método WRC 297, porém difere do método WRC 107 em 15,4%. Esta diferença de tensão encontrada deve-se ao fato do resultado obtido pelo WRC 107 ser aproximado, uma vez que as configurações do bocal do Modelo C não se enquadram nos limites de aplicação do método.

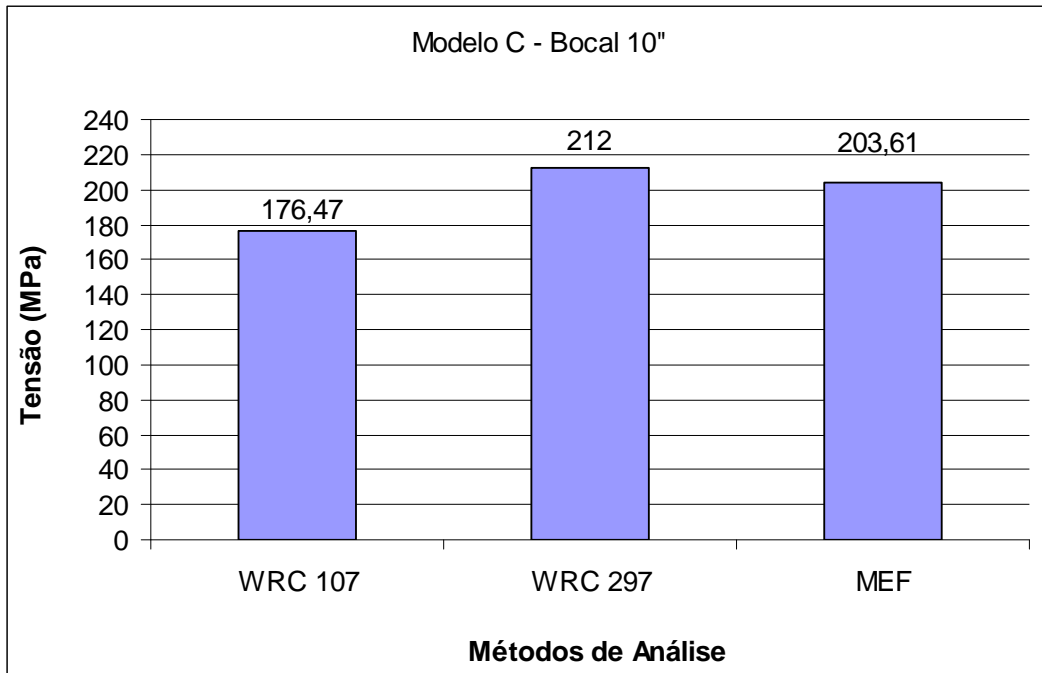


Figura 40 – Gráfico comparativo das tensões obtidas no Modelo C – 10"

Fonte: Dados da pesquisa

Uma comparação das tensões obtidas nos três modelos de bocais por cada um dos métodos de cálculo usados estão mostradas nas Figura 41 a 43.

Na Fig. 41 estão mostrados as tensões obtidas pelo método WRC 107 nos três tipos de bocais usados.

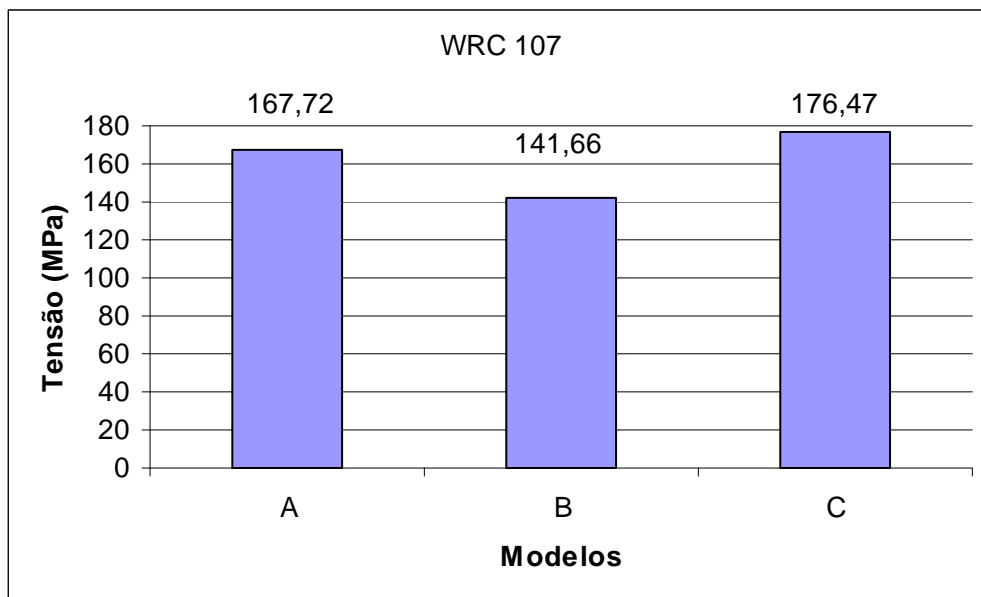


Figura 41 – Tensões obtidas pelo Método WRC 107

Fonte: Dados da pesquisa

Os valores de tensões nos três modelos usando o método WRC 297 estão mostrados na Figura 42.

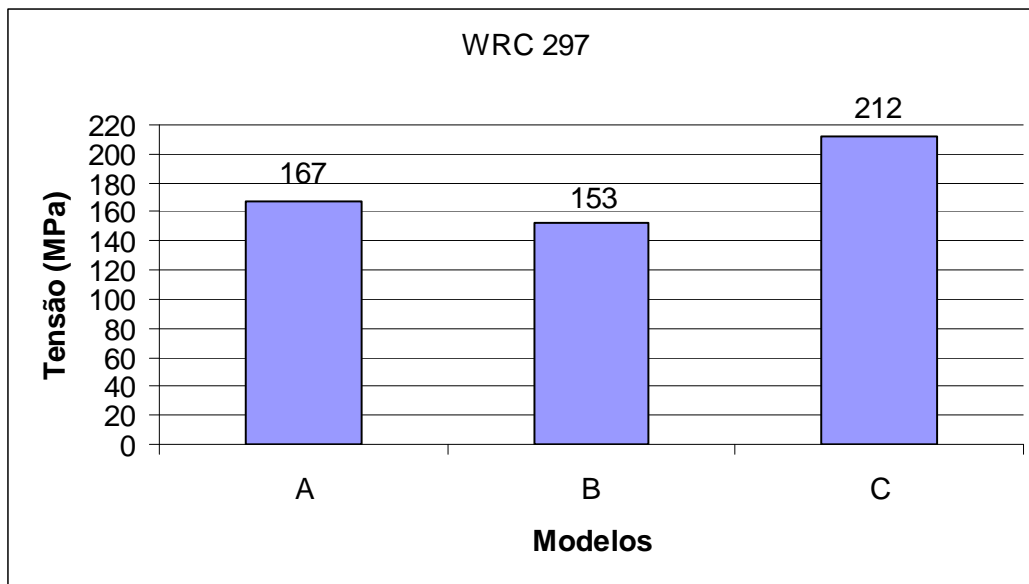


Figura 42 – Tensões obtidas pelo Método WRC 297

Fonte: Dados da pesquisa

Finalmente, os resultados obtidos pelo método dos elementos finitos para os três modelos de bocais estão mostrados na Figura 43.

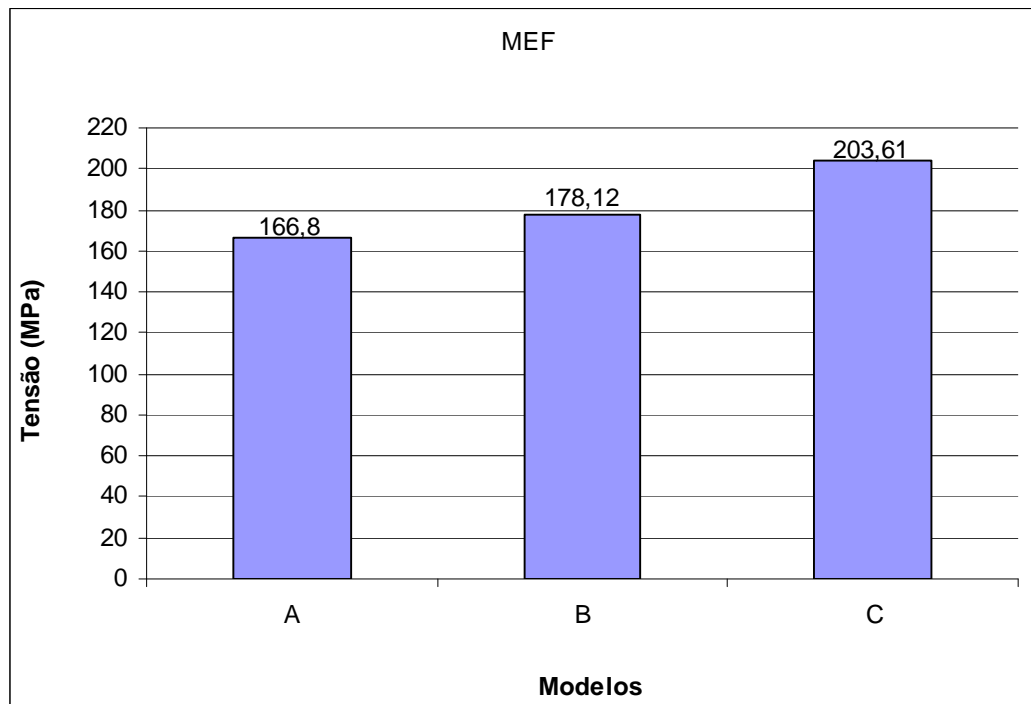


Figura 43 – Tensões obtidas pelo MEF

Fonte: Dados da pesquisa

Nos três modelos analisados, os valores de tensões obtidos pelo MEF foram mais aproximados dos valores obtidos pelo WRC 297 do que dos valores obtidos pelo WRC 107.

Isto ocorre devido à precisão de análise do MEF e WRC 297 em relação ao WRC 107. Mas de acordo com a análise feita para o Modelo C – Bocal de 10”, o valor de tensão encontrado pelo WRC 107 é aproximado, pois o bocal não se enquadra nos limites de aceitação do método.

Discussão

Assim, pode-se observar que os resultados das tensões para o Modelo A foram muito próximos sendo que a tensão obtida pelo método MEF foi inferior ao WRC107 e ao WRC 297. Pelos resultados obtidos conclui-se que para a configuração do vaso estudado e do bocal do modelo A, todos os três métodos de análise são confiáveis.

Os resultados obtidos para o Modelo B apresentaram variações máximas de 25,70%. Pelos resultados obtidos conclui-se que para a configuração do vaso estudado e bocal do modelo B, os métodos WRC 107 e WRC 297 apresentaram resultados aproximados e comparando os valores de tensões obtidos com o MEF, os resultados apresentam diferenças maiores do que as comparadas com os métodos parametrizados. Isto mostra que para esta configuração de vaso e bocal, os métodos parametrizados são mais conservativos que o MEF.

Os resultados obtidos para o Modelo C apresentaram diferenças máximas de 20,11%. O menor valor de tensão foi obtido pelo método WRC 107. Pelos resultados obtidos conclui-se que para a configuração do vaso estudado e bocal do modelo C, o método parametrizado, WRC 297 é menos conservativo do que o MEF.

Estes resultados podem ser utilizados por projetistas como um indicativo de que os métodos parametrizados de análises de tensões são confiáveis, pois as variações encontradas nos modelos estudados são aceitáveis.

5. CONCLUSÕES

Este trabalho apresentou um estudo de análise de tensões em bocais cilíndricos em vasos de pressões cilíndricos sob pressão interna e sujeitos à aplicação de cargas externas em bocais. Os modelos A – bocal de 2” sem chapa de reforço, Modelo B – bocal de 6” com chapa de reforço e o Modelo C - bocal de 10” com chapa de reforço foram simulado utilizando-se três métodos de análises de tensões: WRC 107, WRC 297 e MEF.

Baseando-se nos resultados calculados e na sua análise, as seguintes conclusões podem ser obtidas:

- (f) As tensões obtidas pelos três métodos para o Modelo A – bocal de 2” foram muito próximos e os métodos parametrizados foram mais conservadores em relação ao MEF.
- (g) Para o Modelo B – bocal de 6”, o valor de tensão encontrado pelo MEF foi mais conservador do que os valores de tensão encontrados pelos métodos parametrizados.
- (h) Para o Modelo C – bocal de 10” o os método parametrizado WRC 297 foi mais conservador que o MEF e o valor de tensão obtido pelo WRC 107 foi aproximado.

Finalmente, conclui-se que para vasos e bocais que se enquadram nas configurações dos métodos WRC 107 e WRC 297, os resultados das tensões são confiáveis. Por meio destes estudos mostra-se que nem sempre é necessário o uso de ferramentas de análise de alto custo e avançadas para se ter um resultado confiável. No entanto, de acordo com o código de projeto ASME, a análise das tensões é de responsabilidade do projetista. Assim é muito importante despende de um pouco mais de tempo e dinheiro para constatar que os resultados obtidos são realmente confiáveis.

Trabalhos Futuros

Para trabalhos futuros a sugestão é fazer uma análise comparativa de resultados obtidos por métodos experimentais com métodos numéricos, para isto será necessário fazer ensaio em bocais e comparar os resultados com os valores encontrados pelos métodos numéricos.

REFERÊNCIAS

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS, **Asme boiler and pressure vessel code** : section VIII, division.1. New York, Asme/Bpvc, 2007. 721 p.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS, **A ferrous material specifications** : section II, New York, Asme/Bpvc, 2004. 872 p.

BEDNAR, Henry H.. **Pressure vessel design handbook**. 2.ed. Florida: Krieger Publishing Company, 1991. 431 p.

DEKKER, C.J; BOS, H.J. Nozzles: on external loads and internal pressure. **International Journal of Pressure Vessels and Piping**, Northern Ireland, v. 72, n. 1, p. 1-18, junho 1997.

DEKKER, C.J; BRINK, H.J. Nozzles on spheres with outward weld area under internal pressure analysed by FEM and thin shell theory. **International Journal of Pressure Vessels and Piping**, Amsterdam, v.77, n.7, p. 399-415, junho 2000.

DEKKER, C.J; STIKVOORT, W.J. Pressure stress intensity at nozzles on cylindrical vessels: a Comparison of calculation methods. **International Journal of Pressure Vessels and Piping**, Amsterdam, v.74, n. 2, p. 121-128, dezembro 1997.

DIAMANTOUDIS, A. Th, & KERNABIDIS, Th. Design by analysis versus design by formula of high strength steel pressure vessels: a comparative study. **International Journal of Pressure Vessels and Piping**, Patras, v.82, n. 1, p. 43-50, janeiro 2004.

FALCÃO, Carlos. **Projeto mecânico vasos de pressão e trocadores de calor de casco e tubos**: Texto registrado sob o número 65030 no escritório de direitos autorais da fundação biblioteca nacional do ministério da cultura. Rio de Janeiro, 2002. 203 p.

FARR, James R.; FARR, Maan H. Jawad. **Guidebook for the design of asme section VIII pressure vessels**. 2. ed. New York: Asme Press, 1998. 287 p.
LIU, You-Hong; ZHANG, Bing-Sheng; XUE, Ming-De, LIU, You-Quan. Limit pressure and design criterion of cylindrical pressure vessel with nozzles. **International Journal of Pressure Vessels and Piping**, Beijing, v. 81, n. 7, p. 619-624, julho 2004.

MACKENZIE, Donald; BOYLE, Jim. **Pressure vessel design by analysis: a short course**, university of Strathclyde. Sibrat: FALTA EDITORA, 1996.

MEGYESY, Eugene F. **Pressure vessel handbook**. 10. ed. Tulsa: Pressure Vessel Publishing, INC.P.O. **Box** 35365 “ Tulsa, 1997. 482p.

MERSHON, J. L.; MOKHTARIAN, K.; RAJAN, G.V.; RODABAUGH, E.C. **Welding research concil N° 297: local stresses in cylindrical shells due to external loadings on nozzles – supplement to WRC bulletin N°107**. New York: Welding Research Council, 1987. 88 p.

MIRANDA, Jorge Ricardo Fonseca de. **Análise das tensões atuantes em interseções entre bocais e vasos de pressão cilíndricos sem e com chapa de reforço sob pressão interna**. 2007. 124f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte.

MOORE,S.E.; MOFFAT, D.G. A general theory for the construction of best-fit correlation equations for multi-dimensioned numerical data. **International Journal of Pressure Vessels and Piping**, Liverpool, v. 84, n. 4, p. 256-264, abril 2007.

MOSS, Dennis R..**Pressure vessel design manual: illustrated procedures for solving major pressure vessel design problems**. 3. ed. Massachusetts: Gulf Publishing Company, 1987. 499 p.

PETROVIC, Aleksandar. Stress analysis in cylindrical pressure vessels with loads applied to the free end of nozzle. **International Journal of Pressure Vessels and Piping**, Belgrade, v. 78, n. 7, p. 485-493, julho 2001.

TELLES, Pedro C. Silva. **Vasos de pressão**. 2 ed. Rio de Janeiro: LTC Editora, 2005. 302 p.

TIMOSHENKO, Stephen. **Resistência dos materiais**. 3.ed. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 1976.451 p.

YANG, P; LIU, Y; OHTAKE, Y; YUAN, H; CEN,Z. Limit analysis based on modified elastic compensation method for nozzle-to-cylinder junctions. **International Journal of Pressure Vessels and Piping**, Beijing, v. 82, n. 10, p. 770-776, outubro 2005.

WEISS, E; JOOST, H. Local and global flexibility of nozzle-to-vessel intersections under local loads as boundary conditions for piping system design. **International Journal of Pressure Vessels and Piping**, Dortmund, v. 73, n. 3, p. 241-247, outubro 1997.

WICHMAN, K. R.; HOPPER, A. G; MERSHON, J. L. **Welding research concil N° 107**: local stresses in spherical and cylindrical shells due to external load. New York:Welding Research Council, 2002. 78 p.

ANEXO A – Análise pelo WRC 107

Os cálculos abaixo foram retirados do software de cálculo PVElite, versão 2008.

Análise pelo WRC 107 – Modelo A (Bocal 2”)

Input Echo, WRC107 Item 1, Description: BOCAL 2” :

Diameter Basis for Vessel	Vbasis	ID	
Cylindrical or Spherical Vessel	Cylsph	Cylindrical	
Corrosion Allowance for Vessel	Cas	3.0000	mm
Vessel Diameter	Dv	1800.000	mm
Vessel Thickness	Tv	16.000	mm

Design Temperature		68.00	C
--------------------	--	-------	---

Attachment Type	Type	Round	
-----------------	------	-------	--

Diameter Basis for Nozzle	Nbasis	ID	
Corrosion Allowance for Nozzle	Can	3.0000	mm
Nozzle Diameter	Dn	38.176	mm
Nozzle Thickness	Tn	11.074	mm
Nozzle Cold S.I. Allowable	SNmc	117.90	MPa
Nozzle Hot S.I. Allowable	SNmh	117.90	MPa

Design Internal Pressure	Dp	1.630	MPa
Include Pressure Thrust		No	

External Forces and Moments in WRC 107 Convention:

Radial Load (SUS)	P	-804.0	N
Longitudinal Shear (SUS)	Vl	667.0	N
Circumferential Shear (SUS)	Vc	667.0	N
Circumferential Moment (SUS)	Mc	343000.0	N-mm
Longitudinal Moment (SUS)	Ml	343000.0	N-mm
Torsional Moment (SUS)	Mt	284000.0	N-mm

Compute Maximum Radial Force	No
------------------------------	----

Compute Maximum Circumferential Moment	No
--	----

Compute Maximum Longitudinal Moment	No
-------------------------------------	----

Use Interactive Control	No
-------------------------	----

WRC107 Version

Version March 1979

Long. Bend. MC	0	0	0	0	-28	28	28	-28
Long. Memb. ML	0	0	0	0	0	0	0	0
Long. Bend. ML	-47	47	47	-47	0	0	0	0
Tot. Long. Str.	-40.6	41.1	55.2	-51.8	-23.3	23.4	34.9	-31.5
Shear VC	0	0	0	0	0	0	0	0
Shear VL	0	0	0	0	0	0	0	0
Shear MT	3	3	3	3	3	3	3	3
Tot. Shear	4.4	4.4	3.3	3.3	3.3	3.3	4.4	4.4
Str. Int.	41.77	41.98	55.82	52.29	41.56	42.02	55.97	52.56

**WRC 107 Stress Summations:
Vessel Stress Summation at Attachment Junction**

Type of Stress Int.	Stress Values at (MPa)							
Location	Au	Al	Bu	Bl	Cu	Cl	Du	Dl
Circ. Pm (SUS)	112	114	112	114	112	114	112	114
Circ. Pl (SUS)	-2	-2	3	3	0	0	1	1
Circ. Q (SUS)	-23	23	33	-33	-41	41	53	-53
Long. Pm (SUS)	56	56	56	56	56	56	56	56
Long. Pl (SUS)	0	0	1	1	0	0	1	1
Long. Q (SUS)	-40	40	53	-53	-23	23	33	-33
Shear Pm (SUS)	0	0	0	0	0	0	0	0
Shear Pl (SUS)	0	0	0	0	0	0	0	0
Shear Q (SUS)	3	3	3	3	3	3	3	3
Pm (SUS)	112.4	114.0	112.4	114.0	112.4	114.0	112.4	114.0
Pm+Pl (SUS)	110.3	111.9	116.3	118.0	112.6	114.3	114.1	115.7
Pm+Pl+Q (Total)	86.9	135.9	150.3	84.4	71.7	155.6	167.7	62.9

Type of Stress Int.	Max. S.I. MPa	S.I. Allowable	Result
Pm (SUS)	114.03	117.90	Passed
Pm+Pl (SUS)	117.97	176.86	Passed
Pm+Pl+Q (TOTAL)	167.72	353.71	Passed

Análise pelo WRC 107 – Modelo B (Bocal 6")

Input Echo, WRC107 Item 1, Description: BOCAL 6" :

Diameter Basis for Vessel	Vbasis	ID	
Cylindrical or Spherical Vessel	Cylsph	Cylindrical	
Corrosion Allowance for Vessel	Cas	3.0000	mm
Vessel Diameter	Dv	1800.000	mm
Vessel Thickness	Tv	16.000	mm
Design Temperature		68.00	C
Attachment Type	Type	Round	
Diameter Basis for Nozzle	Nbasis	OD	
Corrosion Allowance for Nozzle	Can	3.0000	mm
Nozzle Diameter	Dn	168.275	mm
Nozzle Thickness	Tn	10.973	mm
Nozzle Cold S.I. Allowable	SNmc	117.90	MPa
Nozzle Hot S.I. Allowable	SNmh	117.90	MPa
Thickness of Reinforcing Pad	Tpad	16.000	mm
Diameter of Reinforcing Pad	Dpad	425.000	mm
Design Internal Pressure	Dp	1.630	MPa
Include Pressure Thrust		No	

External Forces and Moments in WRC 107 Convention:

Radial Load (SUS)	P	-2667.0	N
Longitudinal Shear (SUS)	Vl	2226.0	N
Circumferential Shear (SUS)	Vc	2226.0	N
Circumferential Moment (SUS)	Mc	1628000.0	N-mm
Longitudinal Moment (SUS)	Ml	1628000.0	N-mm
Torsional Moment (SUS)	Mt	1353000.0	N-mm

Compute Maximum Radial Force	No
Compute Maximum Circumferential Moment	No
Compute Maximum Longitudinal Moment	No

Use Interactive Control	No
WRC107 Version	Version March 1979

Include Pressure Stress Indices per Div. 2	No
Compute Pressure Stress per WRC-368	No

WRC 107 Stress Calculation for SUStained loads:

Radial Load	P	-2667.0	N
Circumferential Shear	VC	2226.0	N
Longitudinal Shear	VL	2226.0	N
Circumferential Moment	MC	1628000.0	N-mm
Longitudinal Moment	ML	1628000.0	N-mm
Torsional Moment	MT	1353000.0	N-mm

Dimensionless Parameters used : Gamma = 31.64

Dimensionless Loads for Cylindrical Shells at Attachment Junction:

Curves read for 1979	Beta	Figure	Value	Location
N(PHI) / (P/Rm)	0.080	4C	5.775	(A,B)
N(PHI) / (P/Rm)	0.080	3C	5.355	(C,D)
M(PHI) / (P)	0.080	2C1	0.119	(A,B)
M(PHI) / (P)	0.080	1C	0.155	(C,D)
N(PHI) / (MC/(Rm**2 * Beta))	0.080	3A	0.689	(A,B,C,D)
M(PHI) / (MC/(Rm * Beta))	0.080	1A	0.101	(A,B,C,D)
N(PHI) / (ML/(Rm**2 * Beta))	0.080	3B	2.418	(A,B,C,D)
M(PHI) / (ML/(Rm * Beta))	0.080	1B	0.052	(A,B,C,D)
N(x) / (P/Rm)	0.080	3C	5.355	(A,B)
N(x) / (P/Rm)	0.080	4C	5.775	(C,D)
M(x) / (P)	0.080	1C1	0.159	(A,B)
M(x) / (P)	0.080	2C	0.119	(C,D)
N(x) / (MC/(Rm**2 * Beta))	0.080	4A	0.930	(A,B,C,D)
M(x) / (MC/(Rm * Beta))	0.080	2A	0.058	(A,B,C,D)
N(x) / (ML/(Rm**2 * Beta))	0.080	4B	0.676	(A,B,C,D)
M(x) / (ML/(Rm * Beta))	0.080	2B	0.086	(A,B,C,D)

Stress Concentration Factors $K_n = 1.00$, $K_b = 1.00$

Stresses in the Vessel at the Attachment Junction

Type of		Stress Values at (MPa)							
Stress	Load	Au	Al	Bu	Bl	Cu	Cl	Du	Dl
Circ. Memb.	P	0	0	0	0	0	0	0	0
Circ. Bend.	P	2	-2	2	-2	2	-2	2	-2
Circ. Memb.	MC	0	0	0	0	0	0	0	0
Circ. Bend.	MC	0	0	0	0	-15	15	15	-15
Circ. Memb.	ML	-2	-2	2	2	0	0	0	0
Circ. Bend.	ML	-8	8	8	-8	0	0	0	0
Tot. Circ. Str.		-7.3	4.5	13.0	-7.9	-13.0	13.0	20.0	-17.8
Long. Memb.	P	0	0	0	0	0	0	0	0
Long. Bend.	P	3	-3	3	-3	2	-2	2	-2
Long. Memb.	MC	0	0	0	0	0	0	0	0
Long. Bend.	MC	0	0	0	0	-9	9	9	-9
Long. Memb.	ML	0	0	0	0	0	0	0	0
Long. Bend.	ML	-13	13	13	-13	0	0	0	0
Tot. Long. Str.		-10.5	10.4	17.6	-15.4	-7.0	6.6	12.7	-10.0
Shear	VC	0	0	0	0	0	0	0	0
Shear	VL	0	0	0	0	0	0	0	0
Shear	MT	1	1	1	1	1	1	1	1
Tot. Shear		1.3	1.3	0.8	0.8	0.8	0.8	1.3	1.3
Str. Int.		10.99	10.74	17.74	15.49	13.13	13.06	20.24	18.01

Tot. Shear	0.6	0.6	0.1	0.1	0.1	0.1	0.6	0.6
Str. Int.	5.50	1.35	14.38	8.32	14.48	12.65	29.29	23.46

WRC 107 Stress Summations:

Vessel Stress Summation at Attachment Junction

Type of Stress Int.	Stress Values at (MPa)							
Location	Au	Al	Bu	Bl	Cu	Cl	Du	Dl
Circ. Pm (SUS)	49	51	49	51	49	51	49	51
Circ. Pl (SUS)	-1	-1	2	2	0	0	1	1
Circ. Q (SUS)	-5	5	10	-10	-13	13	18	-18
Long. Pm (SUS)	24	24	24	24	24	24	24	24
Long. Pl (SUS)	0	0	1	1	0	0	1	1
Long. Q (SUS)	-10	10	16	-16	-6	6	11	-11
Shear Pm (SUS)	0	0	0	0	0	0	0	0
Shear Pl (SUS)	0	0	0	0	0	0	0	0
Shear Q (SUS)	1	1	1	1	1	1	1	1
Pm (SUS)	49.9	51.6	49.9	51.6	49.9	51.6	49.9	51.6
Pm+Pl (SUS)	48.5	50.2	52.5	54.2	49.9	51.5	51.1	52.7
Pm+Pl+Q (Total)	42.7	56.1	63.0	43.7	36.9	64.6	70.0	33.9

Type of Stress Int.	Max. S.I. MPa	S.I. Allowable	Result
Pm (SUS)	51.58	117.90	Passed
Pm+Pl (SUS)	54.17	176.86	Passed
Pm+Pl+Q (TOTAL)	70.01	353.71	Passed

WRC 107 Stress Summations:

Vessel Stress Summation at Reinforcing Pad Edge

Type of Stress Int.	Stress Values at (MPa)							
Location	Au	Al	Bu	Bl	Cu	Cl	Du	Dl
Circ. Pm (SUS)	112	114	112	114	112	114	112	114
Circ. Pl (SUS)	-2	-2	6	6	0	0	2	2
Circ. Q (SUS)	-2	2	7	-7	-13	13	26	-26
Long. Pm (SUS)	56	56	56	56	56	56	56	56
Long. Pl (SUS)	-1	-1	3	3	-2	-2	6	6

Long. Q (SUS)		-1	1	11	-11	-5	5	12	-12
Shear Pm (SUS)		0	0	0	0	0	0	0	0
Shear Pl (SUS)		0	0	0	0	0	0	0	0
Shear Q (SUS)		0	0	0	0	0	0	0	0
Pm (SUS)		112.4	114.0	112.4	114.0	112.4	114.0	112.4	114.0
Pm+Pl (SUS)		110.0	111.6	118.6	120.3	111.5	113.1	115.3	116.9
Pm+Pl+Q (Total)		107.1	114.5	125.7	113.1	97.9	126.7	141.7	90.6
Type of Stress Int.		Max. S.I.		S.I. Allowable				Result	
		MPa							
Pm (SUS)		114.03		117.90				Passed	
Pm+Pl (SUS)		120.26		176.86				Passed	
Pm+Pl+Q (TOTAL)		141.66		353.71				Passed	

PV Elite 2007 ©1993-2007 by COADE Engineering Software

Análise pelo WRC 107 – Modelo C (Bocal 10")

Input Echo, WRC107 Item 1, Description: BOCAL 10" :

Diameter Basis for Vessel	Vbasis	ID	
Cylindrical or Spherical Vessel	Cylsph	Cylindrical	
Corrosion Allowance for Vessel	Cas	3.0000	mm
Vessel Diameter	Dv	1800.000	mm
Vessel Thickness	Tv	16.000	mm
Design Temperature		68.00	C
Attachment Type	Type	Round	
Diameter Basis for Nozzle	Nbasis	OD	
Corrosion Allowance for Nozzle	Can	3.0000	mm
Nozzle Diameter	Dn	273.050	mm
Nozzle Thickness	Tn	15.062	mm
Nozzle Cold S.I. Allowable	SNmc	117.90	MPa
Nozzle Hot S.I. Allowable	SNmh	117.90	MPa
Thickness of Reinforcing Pad	Tpad	16.000	mm
Diameter of Reinforcing Pad	Dpad	530.000	mm
Design Internal Pressure	Dp	1.630	MPa
Include Pressure Thrust		No	

External Forces and Moments in WRC 107 Convention:

Radial Load	(SUS)	P	-7473.0	N
Longitudinal Shear	(SUS)	VL	6227.0	N
Circumferential Shear	(SUS)	Vc	6227.0	N
Circumferential Moment	(SUS)	Mc	4472000.5	N-mm
Longitudinal Moment	(SUS)	ML	4472000.5	N-mm
Torsional Moment	(SUS)	Mt	3727000.0	N-mm

Compute Maximum Radial Force No
 Compute Maximum Circumferential Moment No
 Compute Maximum Longitudinal Moment No

Use Interactive Control No
 WRC107 Version Version March 1979

Include Pressure Stress Indices per Div. 2 No
 Compute Pressure Stress per WRC-368 No

WRC 107 Stress Calculation for SUS tained loads:

Radial Load		P	-7473.0	N
Circumferential Shear		VC	6227.0	N
Longitudinal Shear		VL	6227.0	N
Circumferential Moment		MC	4472000.5	N-mm
Longitudinal Moment		ML	4472000.5	N-mm
Torsional Moment		MT	3727000.0	N-mm

Dimensionless Parameters used : Gamma = 31.64

Dimensionless Loads for Cylindrical Shells at Attachment Junction:

Curves read for 1979	Beta	Figure	Value	Location
N(PHI) / (P/Rm)	0.130	4C	5.356	(A,B)
N(PHI) / (P/Rm)	0.130	3C	4.361	(C,D)
M(PHI) / (P)	0.130	2C1	0.075	(A,B)
M(PHI) / (P)	0.130	1C	0.109	(C,D)
N(PHI) / (MC/(Rm**2 * Beta))	0.130	3A	1.064	(A,B,C,D)
M(PHI) / (MC/(Rm * Beta))	0.130	1A	0.093	(A,B,C,D)
N(PHI) / (ML/(Rm**2 * Beta))	0.130	3B	3.394	(A,B,C,D)
M(PHI) / (ML/(Rm * Beta))	0.130	1B	0.042	(A,B,C,D)
N(x) / (P/Rm)	0.130	3C	4.361	(A,B)
N(x) / (P/Rm)	0.130	4C	5.356	(C,D)
M(x) / (P)	0.130	1C1	0.113	(A,B)
M(x) / (P)	0.130	2C	0.075	(C,D)
N(x) / (MC/(Rm**2 * Beta))	0.130	4A	1.633	(A,B,C,D)
M(x) / (MC/(Rm * Beta))	0.130	2A	0.050	(A,B,C,D)
N(x) / (ML/(Rm**2 * Beta))	0.130	4B	1.030	(A,B,C,D)
M(x) / (ML/(Rm * Beta))	0.130	2B	0.066	(A,B,C,D)

Stress Concentration Factors Kn = 1.00, Kb = 1.00

Stresses in the Vessel at the Attachment Junction

 | Stress Values at

Type of		(MPa)							
Stress	Load	Au	Al	Bu	Bl	Cu	Cl	Du	Dl
Circ. Memb. P		1	1	1	1	1	1	1	1
Circ. Bend. P		4	-4	4	-4	5	-5	5	-5
Circ. Memb. MC		0	0	0	0	-1	-1	1	1
Circ. Bend. MC		0	0	0	0	-24	24	24	-24
Circ. Memb. ML		-4	-4	4	4	0	0	0	0
Circ. Bend. ML		-11	11	11	-11	0	0	0	0
Tot. Circ. Str.		-10.4	3.9	21.4	-8.9	-19.2	18.7	33.3	-27.8
Long. Memb. P		1	1	1	1	1	1	1	1
Long. Bend. P		6	-6	6	-6	4	-4	4	-4
Long. Memb. MC		0	0	0	0	-2	-2	2	2
Long. Bend. MC		0	0	0	0	-13	13	13	-13
Long. Memb. ML		-1	-1	1	1	0	0	0	0
Long. Bend. ML		-17	17	17	-17	0	0	0	0
Tot. Long. Str.		-11.9	11.4	26.4	-21.0	-10.0	8.4	21.0	-13.4
Shear VC		0	0	0	0	0	0	0	0
Shear VL		0	0	0	0	0	0	0	0
Shear MT		1	1	1	1	1	1	1	1
Tot. Shear		1.6	1.6	0.6	0.6	0.6	0.6	1.6	1.6
Str. Int.		12.90	11.75	26.43	21.04	19.27	18.73	33.49	28.01

Dimensionless Parameters used : Gamma = 69.96

Dimensionless Loads for Cylindrical Shells at Pad edge:

Curves read for 1979	Beta	Figure	Value	Location
N(PHI) / (P/Rm)	0.255	4C	7.229	(A,B)
N(PHI) / (P/Rm)	0.255	3C	3.219	(C,D)
M(PHI) / (P)	0.255	2C1	0.014	(A,B)
M(PHI) / (P)	0.255	1C	0.067	(C,D)
N(PHI) / (MC/(Rm**2 * Beta))	0.255	3A	2.187	(A,B,C,D)
M(PHI) / (MC/(Rm * Beta))	0.255	1A	0.059	(A,B,C,D)
N(PHI) / (ML/(Rm**2 * Beta))	0.255	3B	4.693	(A,B,C,D)
M(PHI) / (ML/(Rm * Beta))	0.255	1B	0.011	(A,B,C,D)
N(x) / (P/Rm)	0.255	3C	3.219	(A,B)
N(x) / (P/Rm)	0.255	4C	7.229	(C,D)
M(x) / (P)	0.255	1C1	0.036	(A,B)
M(x) / (P)	0.255	2C	0.035	(C,D)
N(x) / (MC/(Rm**2 * Beta))	0.255	4A	6.388	(A,B,C,D)
M(x) / (MC/(Rm * Beta))	0.255	2A	0.024	(A,B,C,D)
N(x) / (ML/(Rm**2 * Beta))	0.255	4B	2.435	(A,B,C,D)
M(x) / (ML/(Rm * Beta))	0.255	2B	0.015	(A,B,C,D)

Stress Concentration Factors Kn = 1.00, Kb = 1.00

Stresses in the Vessel at the Edge of Reinforcing Pad

Type of		Stress Values at (MPa)							
Stress	Load	Au	Al	Bu	Bl	Cu	Cl	Du	Dl
Circ. Memb.	P	4	4	4	4	2	2	2	2
Circ. Bend.	P	3	-3	3	-3	17	-17	17	-17
Circ. Memb.	MC	0	0	0	0	-3	-3	3	3
Circ. Bend.	MC	0	0	0	0	-40	40	40	-40
Circ. Memb.	ML	-7	-7	7	7	0	0	0	0
Circ. Bend.	ML	-7	7	7	-7	0	0	0	0
Tot. Circ. Str.		-6.6	0.4	23.3	1.2	-24.2	21.1	64.1	-52.8
Long. Memb.	P	2	2	2	2	4	4	4	4
Long. Bend.	P	9	-9	9	-9	9	-9	9	-9
Long. Memb.	MC	0	0	0	0	-10	-10	10	10
Long. Bend.	MC	0	0	0	0	-16	16	16	-16
Long. Memb.	ML	-3	-3	3	3	0	0	0	0
Long. Bend.	ML	-10	10	10	-10	0	0	0	0
Tot. Long. Str.		-2.5	-1.4	25.5	-13.5	-13.0	1.3	40.8	-10.9
Shear VC		0	0	0	0	0	0	0	0
Shear VL		0	0	0	0	0	0	0	0
Shear MT		0	0	0	0	0	0	0	0
Tot. Shear		1.2	1.2	0.1	0.1	0.1	0.1	1.2	1.2
Str. Int.		6.89	3.04	25.54	14.72	24.17	21.10	64.12	52.88

WRC 107 Stress Summations:

Vessel Stress Summation at Attachment Junction

Type of Stress Int.		Stress Values at (MPa)							
Location		Au	Al	Bu	Bl	Cu	Cl	Du	Dl
Circ. Pm	(SUS)	49	51	49	51	49	51	49	51
Circ. Pl	(SUS)	-3	-3	6	6	0	0	2	2
Circ. Q	(SUS)	-7	7	15	-15	-18	18	30	-30
Long. Pm	(SUS)	24	24	24	24	24	24	24	24
Long. Pl	(SUS)	0	0	2	2	0	0	3	3
Long. Q	(SUS)	-11	11	23	-23	-9	9	17	-17
Shear Pm	(SUS)	0	0	0	0	0	0	0	0
Shear Pl	(SUS)	0	0	0	0	0	0	0	0
Shear Q	(SUS)	1	1	1	1	1	1	1	1
Pm (SUS)		49.9	51.6	49.9	51.6	49.9	51.6	49.9	51.6

Pm+Pl (SUS)	46.7	48.3	56.2	57.9	49.7	51.3	52.7	54.3
Pm+Pl+Q (Total)	39.6	55.6	71.4	42.7	30.7	70.3	83.3	23.9

Type of Stress Int.	Max. S.I. MPa	S.I. Allowable	Result
Pm (SUS)	51.58	117.90	Passed
Pm+Pl (SUS)	57.86	176.86	Passed
Pm+Pl+Q (TOTAL)	83.30	353.71	Passed

WRC 107 Stress Summations:

Vessel Stress Summation at Reinforcing Pad Edge

Type of Stress Int.	Stress Values at (MPa)							
Location	Au	Al	Bu	Bl	Cu	Cl	Du	Dl
Circ. Pm (SUS)	112	114	112	114	112	114	112	114
Circ. Pl (SUS)	-3	-3	12	12	-1	-1	5	5
Circ. Q (SUS)	-3	3	11	-11	-22	22	58	-58
Long. Pm (SUS)	56	56	56	56	56	56	56	56
Long. Pl (SUS)	-1	-1	6	6	-5	-5	14	14
Long. Q (SUS)	0	0	19	-19	-7	7	25	-25
Shear Pm (SUS)	0	0	0	0	0	0	0	0
Shear Pl (SUS)	0	0	0	0	0	0	0	0
Shear Q (SUS)	0	0	0	0	0	0	0	0
Pm (SUS)	112.4	114.0	112.4	114.0	112.4	114.0	112.4	114.0
Pm+Pl (SUS)	109.3	111.0	124.6	126.3	110.9	112.5	118.0	119.6
Pm+Pl+Q (Total)	105.9	114.4	135.7	115.2	88.2	135.1	176.5	61.3

Type of Stress Int.	Max. S.I. MPa	S.I. Allowable	Result
Pm (SUS)	114.03	117.90	Passed
Pm+Pl (SUS)	126.26	176.86	Passed
Pm+Pl+Q (TOTAL)	176.47	353.71	Passed

ANEXO B – Análise pelo WRC 297

Análise pelo WRC 297 – Modelo A (Bocal 2")

Input Echo, WRC297 Item 1, Description: Bocal 2"

Diameter Basis for Cylindrical Shell	Vbasis	ID	
Corrosion Allowance for Shell	Cas	3.0000	mm
Shell Diameter	Dv	1800.000	mm
Shell Thickness	Tv	16.0000	mm
Shell Stress Concentration Factor	Scfn	1.000	
Diameter Basis for Nozzle	Nbasis	ID	
Corrosion Allowance for Nozzle	Can	3.0000	mm
Nozzle Diameter	Dn	38.176	mm
Nozzle Thickness	Tn	11.0744	mm
Nozzle Stress Concentration Factor	Scfv	1.000	
External Forces and Moments in WRC 107 Convention:			
Design Internal Pressure	Dp	1.47	MPa
Radial Load	P	-804.00	N
Circumferential Shear	Vc	667.00	N
Longitudinal Shear	Vl	667.00	N
Torsional Moment	Mt	284000.00	N-mm
Circumferential Moment	Mc	343000.00	N-mm
Longitudinal Moment	Ml	343000.00	N-mm
Include Axial Pressure Thrust			No
Include Pressure Stress Indices per Div. 2			No

Stress Computations at the Edge of the Nozzle

WRC 297 Curve Access Parameters:

$$\begin{aligned}
 Tv / Tn &= 1.610 \\
 Dn / Tn &= 10.000 \\
 \text{Lambda} &= [(Dn/Dv) * (Dv/Tv)^{1/2}] = 0.392
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Nr/P &= 0.212 \\
 Mr/P &= 0.255 \\
 M0/P &= 0.123 \\
 N0/P &= 0.175 \\
 MrD/Mc &= 0.254 \\
 NrDL/Mc &= 0.177 \\
 M0d/Mc &= 0.155 \\
 N0DL/Mc &= -0.112 \\
 MrD/Ml &= 0.240 \\
 NrDL/Ml &= 0.174 \\
 M0D/Ml &= 0.145
 \end{aligned}$$

N0DL/M1 = -0.049

VESSEL Stresses

LONGITUDINAL PLANE (Stresses Normal to longitudinal plane)	Au Top Outside	Al Top Inside	Bu Bottom Outside	Bl Bottom Inside
Outplane Membrane (P)	0	0	0	0
Outplane Bending (P)	3	-3	3	-3
Outplane Membrane (Mc)	0	0	0	0
Outplane Bending (Mc)	0	0	0	0
Outplane Membrane (ML)	1	1	-1	-1
Outplane Bending (ML)	-29	29	29	-29
Normal Pressure Stress	101	102	101	102
-----	-----	-----	-----	-----
Outplane Stress Summary	78	131	133	69

VESSEL Stresses

LONGITUDINAL PLANE (Stresses parallel to longitudinal plane)	Au Top Outside	Al Top Inside	Bu Bottom Outside	Bl Bottom Inside
Inplane Membrane (P)	1	1	1	1
Inplane Bending (P)	7	-7	7	-7
Inplane Membrane (Mc)	0	0	0	0
Inplane Bending (Mc)	0	0	0	0
Inplane Membrane (ML)	-5	-5	5	5
Inplane Bending (ML)	-48	48	48	-48
Inplane Pressure Stress	50	50	50	50
-----	-----	-----	-----	-----
Inplane Stress Summary	4	87	113	1

VESSEL Stresses

LONGITUDINAL PLANE (Shear stress normal to longitudinal plane)	Au Top Outside	Al Top Inside	Bu Bottom Outside	Bl Bottom Inside
Outplane Shear (Vc)	0	0	0	0
Outplane Shear (Vl)	0	0	0	0
Outplane Shear (Mt)	3	3	3	3
-----	-----	-----	-----	-----
Shear Stress Summary	4	4	3	3

VESSEL Stresses

LONGITUDINAL PLANE (Stress Intensities	Au Top Outside	Al Top Inside	Bu Bottom Outside	Bl Bottom Inside
Two * Max Shear Stress	78	131	133	69

VESSEL Stresses

CIRCUMFERENTIAL PLANE (Stresses Normal to circumferential plane)	Cu Left Outside	Cl Left Inside	Du Right Outside	Dl Right Inside
Outplane Membrane (P)	0	0	0	0
Outplane Bending (P)	3	-3	3	-3

Outplane Membrane (Mc)	3	3	-3	-3
Outplane Bending (Mc)	-31	31	31	-31
Outplane Membrane (ML)	0	0	0	0
Outplane Bending (ML)	0	0	0	0
Normal Pressure Stress	50	50	50	50

Outplane Stress Summary	27	83	82	12

VESSEL Stresses

CIRCUMFERENTIAL PLANE	Cu	Cl	Du	Dl
(Stresses parallel to	Left	Left	Right	Right
circumferential plane)	Outside	Inside	Outside	Inside
	----- () -----			
Inplane Membrane (P)	1	1	1	1
Inplane Bending (P)	7	-7	7	-7
Inplane Membrane (Mc)	-5	-5	5	5
Inplane Bending (Mc)	-51	51	51	-51
Inplane Membrane (ML)	0	0	0	0
Inplane Bending (ML)	0	0	0	0
Inplane Pressure Stress	101	102	101	102

Inplane Stress Summary	52	141	166	51

VESSEL Stresses

CIRCUMFERENTIAL PLANE	Cu	Cl	Du	Dl
(Shear stress normal to	Left	Left	Right	Right
circumferential plane)	Outside	Inside	Outside	Inside
	----- () -----			
Outplane Shear (Vc)	0	0	0	0
Outplane Shear (Vl)	0	0	0	0
Torsional Shear (Mt)	3	3	3	3

Shear Stress Summary	3	3	4	4

VESSEL Stresses

CIRCUMFERENTIAL PLANE	Cu	Cl	Du	Dl
(Stress Intensities	Left	Left	Right	Right
	Outside	Inside	Outside	Inside
	----- () -----			
Two * Max Shear Stress	52	142	167	51

NOZZLE Stresses

LONGITUDINAL PLANE	Au	Al	Bu	Bl
(Stresses in the	Top	Top	Bottom	Bottom
hoop direction)	Outside	Inside	Outside	Inside
	----- () -----			
Hoop Membrane (P)	0	0	0	0
Hoop Bending (P)	0	0	0	0
Hoop Membrane (Mc)	0	0	0	0
Hoop Bending (Mc)	0	0	0	0
Hoop Membrane (ML)	1	1	-1	-1
Hoop Bending (ML)	0	0	0	0
Hoop Pressure Stress	4	5	4	5

Hoop Stress Summary	6	8	3	5

NOZZLE Stresses

LONGITUDINAL PLANE (Stresses Normal to pipe cross-section)	Au Top Outside	Al Top Inside	Bu Bottom Outside	Bl Bottom Inside
	----- ()-----	
Axial Membrane (P)	0	0	0	0
Axial Bending (P)	11	-11	11	-11
Axial Membrane (Mc)	0	0	0	0
Axial Bending (Mc)	0	0	0	0
Axial Membrane (ML)	-22	-22	22	22
Axial Bending (ML)	-79	79	79	-79
Axial Pressure Stress	2	2	2	2
-----	-----	-----	-----	-----
Axial Stress Summary	-88	49	115	-65

NOZZLE Stresses

LONGITUDINAL PLANE (Shear stress)	Au Outside	Al Inside	Bu Outside	Bl Inside
	----- ()-----	
Shear due to (Vc)	0	0	0	0
Shear due to (Vl)	0	0	0	0
Shear due to Torsion	6	6	6	6
-----	-----	-----	-----	-----
Shear Stress Summary	7	7	5	5

NOZZLE Stresses

LONGITUDINAL PLANE (Stress Intensities	Au Outside	Al Inside	Bu Outside	Bl Inside
	----- ()-----	
Two * Max Shear Stress	96	50	116	71

NOZZLE Stresses

CIRCUMFERENTIAL PLANE (Stresses in the hoop direction)	Cu Left Outside	Cl Left Inside	Du Right Outside	Dl Right Inside
	----- ()-----	
Hoop Membrane (P)	0	0	0	0
Hoop Bending (P)	0	0	0	0
Hoop Membrane (Mc)	3	3	-3	-3
Hoop Bending (Mc)	0	0	0	0
Hoop Membrane (ML)	0	0	0	0
Hoop Bending (ML)	0	0	0	0
Hoop Pressure Stress	4	5	4	5
-----	-----	-----	-----	-----
Hoop Stress Summary	8	10	1	2

NOZZLE Stresses

CIRCUMFERENTIAL PLANE (Stresses Normal to pipe cross-section)	Cu Left Outside	Cl Left Inside	Du Right Outside	Dl Right Inside
	----- ()-----	
Axial Membrane (P)	0	0	0	0
Axial Bending (P)	11	-11	11	-11
Axial Membrane (Mc)	-22	-22	22	22
Axial Bending (Mc)	-86	86	86	-86
Axial Membrane (ML)	0	0	0	0
Axial Bending (ML)	0	0	0	0
Axial Pressure Stress	2	2	2	2

```

-----
Axial Stress Summary      -95      55      122      -72

NOZZLE Stresses
CIRCUMFERENTIAL PLANE      Cu      Cl      Du      Dl
(Shear stress)      Outside  Inside  Outside  Inside
------(          )-----
Shear due to (Vc)          0        0        0        0
Shear due to (Vl)          0        0        0        0
Shear due to Torsion        6        6        6        6
-----
Shear Stress Summary      5        5        7        7

```

```

NOZZLE Stresses
CIRCUMFERENTIAL PLANE      Cu      Cl      Du      Dl
(Stress Intensities      Outside  Inside  Outside  Inside
------(          )-----
Two * Max Shear Stress    104      56      122      76

```

PV Elite 2007 ©1993-2007 by COADE Engineering Software

WRC297 Stress Computations at the Edge of the Nozzle : Bocal 2"

```

-----
VESSEL Stresses
LONGITUDINAL PLANE      Au      Al      Bu      Bl
(Stress Intensities      Top     Top     Bottom  Bottom
                          Outside  Inside  Outside  Inside
------(MPa          )-----
Two * Max Shear Stress    78      131     133     69

```

```

VESSEL Stresses
CIRCUMFERENTIAL PLANE      Cu      Cl      Du      Dl
(Stress Intensities      Left    Left    Right    Right
                          Outside  Inside  Outside  Inside
------(MPa          )-----
Two * Max Shear Stress    52      142     167     51

```

```

NOZZLE Stresses
LONGITUDINAL PLANE      Au      Al      Bu      Bl
(Stress Intensities      Outside  Inside  Outside  Inside
------(MPa          )-----
Two * Max Shear Stress    96      50      116     71

```

```

NOZZLE Stresses
CIRCUMFERENTIAL PLANE      Cu      Cl      Du      Dl
(Stress Intensities      Outside  Inside  Outside  Inside
------(MPa          )-----
Two * Max Shear Stress    104      56      122     76

```

PV Elite 2007 ©1993-2007 by COADE Engineering Software

Análise pelo WRC 297 – Modelo B (Bocal 6")

Input Echo, WRC297 Item 2, Description: Bocal 6"

Diameter Basis for Cylindrical Shell	Vbasis	ID	
Corrosion Allowance for Shell	Cas	3.0000	mm
Shell Diameter	Dv	1800.000	mm
Shell Thickness	Tv	16.0000	mm
Shell Stress Concentration Factor	Scfn	1.000	
Diameter Basis for Nozzle	Nbasis	OD	
Corrosion Allowance for Nozzle	Can	3.0000	mm
Nozzle Diameter	Dn	168.275	mm
Nozzle Thickness	Tn	10.9728	mm
Nozzle Stress Concentration Factor	Scfv	1.000	
Diameter of Reinforcing Pad	Dpad	425.000	mm
Thickness of Reinforcing Pad	Tpad	16.0000	mm
External Forces and Moments in WRC 107 Convention:			
Design Internal Pressure	Dp	1.47	MPa
Radial Load	P	-2667.00	N
Circumferential Shear	Vc	2226.00	N
Longitudinal Shear	Vl	2226.00	N
Torsional Moment	Mt	1352999.88	N-mm
Circumferential Moment	Mc	1628000.00	N-mm
Longitudinal Moment	Ml	1628000.00	N-mm
Include Axial Pressure Thrust			No
Include Pressure Stress Indices per Div. 2			No

Stress Computations at the Edge of the Nozzle

WRC 297 Curve Access Parameters:

$$\begin{aligned} Tv / Tn &= 3.637 \\ Dn / Tn &= 21.106 \\ \text{Lambda} &= [(Dn/Dv) * (Dv/Tv)^{1/2}] = 0.729 \end{aligned}$$

Nr/P	=	0.103
Mr/P	=	0.104
M0/P	=	0.125
N0/P	=	0.263
MrD/Mc	=	0.157
NrDL/Mc	=	0.133
M0d/Mc	=	0.233
N0DL/Mc	=	0.117
MrD/Ml	=	0.141
NrDL/Ml	=	0.123
M0D/Ml	=	0.204
N0DL/Ml	=	0.242

VESSEL Stresses				
LONGITUDINAL PLANE	Au	Al	Bu	Bl
(Stresses Normal to longitudinal plane)	Top Outside	Top Inside	Bottom Outside	Bottom Inside
	----- () -----			
Outplane Membrane (P)	0	0	0	0
Outplane Bending (P)	2	-2	2	-2
Outplane Membrane (Mc)	0	0	0	0
Outplane Bending (Mc)	0	0	0	0
Outplane Membrane (ML)	-2	-2	2	2
Outplane Bending (ML)	-14	14	14	-14
Normal Pressure Stress	45	46	45	46

Outplane Stress Summary	31	56	65	33

VESSEL Stresses				
LONGITUDINAL PLANE	Au	Al	Bu	Bl
(Stresses parallel to longitudinal plane)	Top Outside	Top Inside	Bottom Outside	Bottom Inside
	----- () -----			
Inplane Membrane (P)	0	0	0	0
Inplane Bending (P)	1	-1	1	-1
Inplane Membrane (Mc)	0	0	0	0
Inplane Bending (Mc)	0	0	0	0
Inplane Membrane (ML)	-1	-1	1	1
Inplane Bending (ML)	-9	9	9	-9
Inplane Pressure Stress	22	22	22	22

Inplane Stress Summary	13	29	35	12

VESSEL Stresses				
LONGITUDINAL PLANE	Au	Al	Bu	Bl
(Shear stress normal to longitudinal plane)	Top Outside	Top Inside	Bottom Outside	Bottom Inside
	----- () -----			
Outplane Shear (Vc)	0	0	0	0
Outplane Shear (Vl)	0	0	0	0
Outplane Shear (Mt)	1	1	1	1

Shear Stress Summary	1	1	0	0

VESSEL Stresses				
LONGITUDINAL PLANE	Au	Al	Bu	Bl
(Stress Intensities)	Top Outside	Top Inside	Bottom Outside	Bottom Inside
	----- () -----			
Two * Max Shear Stress	31	56	65	33

VESSEL Stresses				
CIRCUMFERENTIAL PLANE	Cu	Cl	Du	Dl
(Stresses Normal to circumferential plane)	Left Outside	Left Inside	Right Outside	Right Inside
	----- () -----			
Outplane Membrane (P)	0	0	0	0
Outplane Bending (P)	2	-2	2	-2
Outplane Membrane (Mc)	-1	-1	1	1
Outplane Bending (Mc)	-16	16	16	-16

Outplane Membrane (ML)	0	0	0	0
Outplane Bending (ML)	0	0	0	0
Normal Pressure Stress	22	22	22	22

Outplane Stress Summary	8	35	43	6

VESSEL Stresses

CIRCUMFERENTIAL PLANE	Cu	Cl	Du	Dl
(Stresses parallel to	Left	Left	Right	Right
circumferential plane)	Outside	Inside	Outside	Inside
----- () -----				
Inplane Membrane (P)	0	0	0	0
Inplane Bending (P)	1	-1	1	-1
Inplane Membrane (Mc)	-1	-1	1	1
Inplane Bending (Mc)	-10	10	10	-10
Inplane Membrane (ML)	0	0	0	0
Inplane Bending (ML)	0	0	0	0
Inplane Pressure Stress	45	46	45	46

Inplane Stress Summary	35	54	59	35

VESSEL Stresses

CIRCUMFERENTIAL PLANE	Cu	Cl	Du	Dl
(Shear stress normal to	Left	Left	Right	Right
circumferential plane)	Outside	Inside	Outside	Inside
----- () -----				
Outplane Shear (Vc)	0	0	0	0
Outplane Shear (Vl)	0	0	0	0
Torsional Shear (Mt)	1	1	1	1

Shear Stress Summary	0	0	1	1

VESSEL Stresses

CIRCUMFERENTIAL PLANE	Cu	Cl	Du	Dl
(Stress Intensities	Left	Left	Right	Right
	Outside	Inside	Outside	Inside
----- () -----				
Two * Max Shear Stress	35	54	59	35

NOZZLE Stresses

LONGITUDINAL PLANE	Au	Al	Bu	Bl
(Stresses in the	Top	Top	Bottom	Bottom
hoop direction)	Outside	Inside	Outside	Inside
----- () -----				
Hoop Membrane (P)	0	0	0	0
Hoop Bending (P)	0	0	0	0
Hoop Membrane (Mc)	0	0	0	0
Hoop Bending (Mc)	0	0	0	0
Hoop Membrane (ML)	-2	-2	2	2
Hoop Bending (ML)	0	0	0	0
Hoop Pressure Stress	16	17	16	17

Hoop Stress Summary	14	15	19	21

NOZZLE Stresses

LONGITUDINAL PLANE	Au	Al	Bu	Bl
(Stresses Normal to	Top	Top	Bottom	Bottom

pipe cross-section)	Outside	Inside	Outside	Inside
	----- () -----			
Axial Membrane (P)	0	0	0	0
Axial Bending (P)	13	-13	13	-13
Axial Membrane (Mc)	0	0	0	0
Axial Bending (Mc)	0	0	0	0
Axial Membrane (ML)	-10	-10	10	10
Axial Bending (ML)	-72	72	72	-72
Axial Pressure Stress	8	8	8	8

Axial Stress Summary	-61	57	105	-66

NOZZLE Stresses

LONGITUDINAL PLANE (Shear stress)	Au Outside	Al Inside	Bu Outside	Bl Inside
	----- () -----			
Shear due to (Vc)	1	1	-1	-1
Shear due to (Vl)	0	0	0	0
Shear due to Torsion	3	3	3	3

Shear Stress Summary	4	4	2	2

NOZZLE Stresses

LONGITUDINAL PLANE (Stress Intensities	Au Outside	Al Inside	Bu Outside	Bl Inside
	----- () -----			
Two * Max Shear Stress	76	58	105	88

NOZZLE Stresses

CIRCUMFERENTIAL PLANE (Stresses in the hoop direction)	Cu Left Outside	Cl Left Inside	Du Right Outside	Dl Right Inside
	----- () -----			
Hoop Membrane (P)	0	0	0	0
Hoop Bending (P)	0	0	0	0
Hoop Membrane (Mc)	-1	-1	1	1
Hoop Bending (Mc)	0	0	0	0
Hoop Membrane (ML)	0	0	0	0
Hoop Bending (ML)	0	0	0	0
Hoop Pressure Stress	16	17	16	17

Hoop Stress Summary	15	17	18	19

NOZZLE Stresses

CIRCUMFERENTIAL PLANE (Stresses Normal to pipe cross-section)	Cu Left Outside	Cl Left Inside	Du Right Outside	Dl Right Inside
	----- () -----			
Axial Membrane (P)	0	0	0	0
Axial Bending (P)	13	-13	13	-13
Axial Membrane (Mc)	-10	-10	10	10
Axial Bending (Mc)	-82	82	82	-82
Axial Membrane (ML)	0	0	0	0
Axial Bending (ML)	0	0	0	0
Axial Pressure Stress	8	8	8	8

Axial Stress Summary	-70	66	114	-76

NOZZLE Stresses

CIRCUMFERENTIAL PLANE (Shear stress)	Cu Outside	Cl Inside	Du Outside	Dl Inside
Shear due to (Vc)	0	0	0	0
Shear due to (Vl)	-1	-1	1	1
Shear due to Torsion	3	3	3	3
Shear Stress Summary	2	2	4	4

NOZZLE Stresses

CIRCUMFERENTIAL PLANE (Stress Intensities	Cu Outside	Cl Inside	Du Outside	Dl Inside
Two * Max Shear Stress	86	67	114	96

Stress Computations at the Edge of the Reinforcing Pad

WRC 297 Curve Access Parameters:

Tv / Tn = 0.095
 Dn / Tn = 10.000
 Lambda = [(Dn/Dv) * (Dv/Tv)^{1/2}] = 2.764

- Nr/P = 0.068
- Mr/P = 0.115
- M0/P = 0.034
- N0/P = 0.043
- MrD/Mc = 0.274
- NrDL/Mc = 0.113
- M0d/Mc = 0.082
- N0DL/Mc = 0.062
- MrD/Ml = 0.085
- NrDL/Ml = 0.091
- M0D/Ml = 0.025
- N0DL/Ml = 0.056

VESSEL Stresses

LONGITUDINAL PLANE (Stresses Normal to longitudinal plane)	Au Top Outside	Al Top Inside	Bu Bottom Outside	Bl Bottom Inside
Outplane Membrane (P)	0	0	0	0
Outplane Bending (P)	3	-3	3	-3
Outplane Membrane (Mc)	0	0	0	0
Outplane Bending (Mc)	0	0	0	0
Outplane Membrane (ML)	-1	-1	1	1
Outplane Bending (ML)	-3	3	3	-3
Normal Pressure Stress	101	102	101	102
Outplane Stress Summary	100	102	109	98

VESSEL Stresses

LONGITUDINAL PLANE	Au	Al	Bu	Bl
--------------------	----	----	----	----

(Stresses parallel to longitudinal plane)	Top Outside	Top Inside	Bottom Outside	Bottom Inside
Inplane Membrane (P)	1	1	1	1
Inplane Bending (P)	10	-10	10	-10
Inplane Membrane (Mc)	0	0	0	0
Inplane Bending (Mc)	0	0	0	0
Inplane Membrane (ML)	-2	-2	2	2
Inplane Bending (ML)	-11	11	11	-11
Inplane Pressure Stress	50	50	50	50
Inplane Stress Summary	48	50	76	31

VESSEL Stresses

LONGITUDINAL PLANE (Shear stress normal to longitudinal plane)	Au Top Outside	Al Top Inside	Bu Bottom Outside	Bl Bottom Inside
Outplane Shear (Vc)	0	0	0	0
Outplane Shear (Vl)	0	0	0	0
Outplane Shear (Mt)	0	0	0	0
Shear Stress Summary	0	0	0	0

VESSEL Stresses

LONGITUDINAL PLANE (Stress Intensities)	Au Top Outside	Al Top Inside	Bu Bottom Outside	Bl Bottom Inside
Two * Max Shear Stress	100	102	109	98

VESSEL Stresses

CIRCUMFERENTIAL PLANE (Stresses Normal to circumferential plane)	Cu Left Outside	Cl Left Inside	Du Right Outside	Dl Right Inside
Outplane Membrane (P)	0	0	0	0
Outplane Bending (P)	3	-3	3	-3
Outplane Membrane (Mc)	-1	-1	1	1
Outplane Bending (Mc)	-11	11	11	-11
Outplane Membrane (ML)	0	0	0	0
Outplane Bending (ML)	0	0	0	0
Normal Pressure Stress	50	50	50	50
Outplane Stress Summary	41	58	67	38

VESSEL Stresses

CIRCUMFERENTIAL PLANE (Stresses parallel to circumferential plane)	Cu Left Outside	Cl Left Inside	Du Right Outside	Dl Right Inside
Inplane Membrane (P)	1	1	1	1
Inplane Bending (P)	10	-10	10	-10
Inplane Membrane (Mc)	-2	-2	2	2
Inplane Bending (Mc)	-37	37	37	-37
Inplane Membrane (ML)	0	0	0	0
Inplane Bending (ML)	0	0	0	0

Inplane Pressure Stress	101	102	101	102

Inplane Stress Summary	73	127	153	58

VESSEL Stresses

CIRCUMFERENTIAL PLANE	Cu	Cl	Du	Dl
(Shear stress normal to circumferential plane)	Left Outside	Left Inside	Right Outside	Right Inside
----- () -----				
Outplane Shear (Vc)	0	0	0	0
Outplane Shear (Vl)	0	0	0	0
Torsional Shear (Mt)	0	0	0	0

Shear Stress Summary	0	0	0	0

VESSEL Stresses

CIRCUMFERENTIAL PLANE	Cu	Cl	Du	Dl
(Stress Intensities)	Left Outside	Left Inside	Right Outside	Right Inside
----- () -----				
Two * Max Shear Stress	73	127	153	58

PV Elite 2007 ©1993-2007 by COADE Engineering Software

WRC297 Stress Computations at the Edge of the Nozzle : Bocal 6"

VESSEL Stresses

LONGITUDINAL PLANE	Au	Al	Bu	Bl
(Stress Intensities)	Top Outside	Top Inside	Bottom Outside	Bottom Inside
----- (MPa) -----				
Two * Max Shear Stress	31	56	65	33

VESSEL Stresses

CIRCUMFERENTIAL PLANE	Cu	Cl	Du	Dl
(Stress Intensities)	Left Outside	Left Inside	Right Outside	Right Inside
----- (MPa) -----				
Two * Max Shear Stress	35	54	59	35

NOZZLE Stresses

LONGITUDINAL PLANE	Au	Al	Bu	Bl
(Stress Intensities)	Outside	Inside	Outside	Inside
----- (MPa) -----				
Two * Max Shear Stress	76	58	105	88

NOZZLE Stresses

CIRCUMFERENTIAL PLANE	Cu	Cl	Du	Dl
(Stress Intensities)	Outside	Inside	Outside	Inside
----- (MPa) -----				
Two * Max Shear Stress	86	67	114	96

WRC297 Stress Computations at the Edge of the Reinforcing Pad : Bocal 6"

VESSEL Stresses

LONGITUDINAL PLANE (Stress Intensities	Au Top Outside	Al Top Inside	Bu Bottom Outside	Bl Bottom Inside
----- (MPa) -----				
Two * Max Shear Stress	100	102	109	98

VESSEL Stresses

CIRCUMFERENTIAL PLANE (Stress Intensities	Cu Left Outside	Cl Left Inside	Du Right Outside	Dl Right Inside
----- (MPa) -----				
Two * Max Shear Stress	73	127	153	58

NOZZLE Stresses

LONGITUDINAL PLANE (Stress Intensities	Au Outside	Al Inside	Bu Outside	Bl Inside
----- (MPa) -----				
Two * Max Shear Stress	0	1	2	4

NOZZLE Stresses

CIRCUMFERENTIAL PLANE (Stress Intensities	Cu Outside	Cl Inside	Du Outside	Dl Inside
----- (MPa) -----				
Two * Max Shear Stress	0	1	2	4

PV Elite 2007 ©1993-2007 by COADE Engineering Software

Análise pelo WRC 297 – Modelo C (Bocal 10")

Input Echo, WRC297 Item 3, Description: Bocal 10"

Diameter Basis for Cylindrical Shell	Vbasis	ID	
Corrosion Allowance for Shell	Cas	3.0000	mm
Shell Diameter	Dv	1800.000	mm
Shell Thickness	Tv	16.0000	mm
Shell Stress Concentration Factor	Scfn	1.000	
Diameter Basis for Nozzle	Nbasis	OD	
Corrosion Allowance for Nozzle	Can	3.0000	mm
Nozzle Diameter	Dn	273.050	mm
Nozzle Thickness	Tn	15.0622	mm
Nozzle Stress Concentration Factor	Scfv	1.000	
Diameter of Reinforcing Pad	Dpad	530.000	mm
Thickness of Reinforcing Pad	Tpad	16.0000	mm
External Forces and Moments in WRC 107 Convention:			
Design Internal Pressure	Dp	1.47	MPa
Radial Load	P	-7473.00	N

Circumferential Shear	Vc	6227.00	N
Longitudinal Shear	Vl	6227.00	N
Torsional Moment	Mt	3727000.00	N-mm
Circumferential Moment	Mc	4472000.00	N-mm
Longitudinal Moment	Ml	4472000.00	N-mm

Include Axial Pressure Thrust No
 Include Pressure Stress Indices per Div. 2 No

Stress Computations at the Edge of the Nozzle

WRC 297 Curve Access Parameters:

Tv / Tn = 2.404
 Dn / Tn = 22.637
 Lambda = [(Dn/Dv) * (Dv/Tv)^{1/2}] = 1.184

Nr/P	=	0.091
Mr/P	=	0.107
M0/P	=	0.079
N0/P	=	0.180
MrD/Mc	=	0.195
NrDL/Mc	=	0.136
M0d/Mc	=	0.164
N0DL/Mc	=	0.125
MrD/Ml	=	0.148
NrDL/Ml	=	0.108
M0D/Ml	=	0.119
N0DL/Ml	=	0.255

VESSEL Stresses

LONGITUDINAL PLANE (Stresses Normal to longitudinal plane)	Au Top Outside	Al Top Inside	Bu Bottom Outside	Bl Bottom Inside
	----- ()-----	
Outplane Membrane (P)	1	1	1	1
Outplane Bending (P)	4	-4	4	-4
Outplane Membrane (Mc)	0	0	0	0
Outplane Bending (Mc)	0	0	0	0
Outplane Membrane (ML)	-4	-4	4	4
Outplane Bending (ML)	-13	13	13	-13
Normal Pressure Stress	45	46	45	46

Outplane Stress Summary	32	52	69	34

VESSEL Stresses

LONGITUDINAL PLANE (Stresses parallel to longitudinal plane)	Au Top Outside	Al Top Inside	Bu Bottom Outside	Bl Bottom Inside
	----- ()-----	
Inplane Membrane (P)	0	0	0	0
Inplane Bending (P)	5	-5	5	-5
Inplane Membrane (Mc)	0	0	0	0
Inplane Bending (Mc)	0	0	0	0
Inplane Membrane (ML)	-2	-2	2	2

Inplane Bending (ML)	-17	17	17	-17
Inplane Pressure Stress	22	22	22	22

Inplane Stress Summary	9	32	48	2

VESSEL Stresses

LONGITUDINAL PLANE	Au	Al	Bu	Bl
(Shear stress normal to longitudinal plane)	Top Outside	Top Inside	Bottom Outside	Bottom Inside
----- () -----				
Outplane Shear (Vc)	0	0	0	0
Outplane Shear (Vl)	0	0	0	0
Outplane Shear (Mt)	1	1	1	1

Shear Stress Summary	1	1	0	0

VESSEL Stresses

LONGITUDINAL PLANE	Au	Al	Bu	Bl
(Stress Intensities)	Top Outside	Top Inside	Bottom Outside	Bottom Inside
----- () -----				
Two * Max Shear Stress	32	52	69	34

VESSEL Stresses

CIRCUMFERENTIAL PLANE	Cu	Cl	Du	Dl
(Stresses Normal to circumferential plane)	Left Outside	Left Inside	Right Outside	Right Inside
----- () -----				
Outplane Membrane (P)	1	1	1	1
Outplane Bending (P)	4	-4	4	-4
Outplane Membrane (Mc)	-2	-2	2	2
Outplane Bending (Mc)	-19	19	19	-19
Outplane Membrane (ML)	0	0	0	0
Outplane Bending (ML)	0	0	0	0
Normal Pressure Stress	22	22	22	22

Outplane Stress Summary	6	36	49	3

VESSEL Stresses

CIRCUMFERENTIAL PLANE	Cu	Cl	Du	Dl
(Stresses parallel to circumferential plane)	Left Outside	Left Inside	Right Outside	Right Inside
----- () -----				
Inplane Membrane (P)	0	0	0	0
Inplane Bending (P)	5	-5	5	-5
Inplane Membrane (Mc)	-2	-2	2	2
Inplane Bending (Mc)	-22	22	22	-22
Inplane Membrane (ML)	0	0	0	0
Inplane Bending (ML)	0	0	0	0
Inplane Pressure Stress	45	46	45	46

Inplane Stress Summary	26	61	76	21

VESSEL Stresses

CIRCUMFERENTIAL PLANE	Cu	Cl	Du	Dl
(Shear stress normal to circumferential plane)	Left Outside	Left Inside	Right Outside	Right Inside

	----- () -----			
Outplane Shear (Vc)	0	0	0	0
Outplane Shear (Vl)	0	0	0	0
Torsional Shear (Mt)	1	1	1	1

Shear Stress Summary	0	0	1	1

VESSEL Stresses

CIRCUMFERENTIAL PLANE (Stress Intensities)	Cu Left Outside	Cl Left Inside	Du Right Outside	Dl Right Inside
	----- () -----			
Two * Max Shear Stress	26	61	77	21

NOZZLE Stresses

LONGITUDINAL PLANE (Stresses in the hoop direction)	Au Top Outside	Al Top Inside	Bu Bottom Outside	Bl Bottom Inside
	----- () -----			
Hoop Membrane (P)	1	1	1	1
Hoop Bending (P)	0	0	0	0
Hoop Membrane (Mc)	0	0	0	0
Hoop Bending (Mc)	0	0	0	0
Hoop Membrane (ML)	-4	-4	4	4
Hoop Bending (ML)	0	0	0	0
Hoop Pressure Stress	17	19	17	19

Hoop Stress Summary	13	15	23	25

NOZZLE Stresses

LONGITUDINAL PLANE (Stresses Normal to pipe cross-section)	Au Top Outside	Al Top Inside	Bu Bottom Outside	Bl Bottom Inside
	----- () -----			
Axial Membrane (P)	0	0	0	0
Axial Bending (P)	18	-18	18	-18
Axial Membrane (Mc)	0	0	0	0
Axial Bending (Mc)	0	0	0	0
Axial Membrane (ML)	-7	-7	7	7
Axial Bending (ML)	-63	63	63	-63
Axial Pressure Stress	8	8	8	8

Axial Stress Summary	-42	46	99	-65

NOZZLE Stresses

LONGITUDINAL PLANE (Shear stress)	Au Outside	Al Inside	Bu Outside	Bl Inside
	----- () -----			
Shear due to (Vc)	1	1	-1	-1
Shear due to (Vl)	0	0	0	0
Shear due to Torsion	2	2	2	2

Shear Stress Summary	3	3	1	1

NOZZLE Stresses

LONGITUDINAL PLANE (Stress Intensities)	Au Outside	Al Inside	Bu Outside	Bl Inside
--	---------------	--------------	---------------	--------------

$$\text{Lambda} = [(\text{Dn/Dv}) * (\text{Dv/Tv})^{1/2}] = 3.447$$

Nr/P = 0.058
 Mr/P = 0.096
 M0/P = 0.027
 N0/P = 0.037
 MrD/Mc = 0.261
 NrDL/Mc = 0.109
 M0d/Mc = 0.078
 N0DL/Mc = 0.060
 MrD/Ml = 0.070
 NrDL/Ml = 0.072
 M0D/Ml = 0.021
 N0DL/Ml = 0.044

VESSEL Stresses

LONGITUDINAL PLANE (Stresses Normal to longitudinal plane)	Au Top Outside	Al Top Inside	Bu Bottom Outside	Bl Bottom Inside
Outplane Membrane (P)	1	1	1	1
Outplane Bending (P)	7	-7	7	-7
Outplane Membrane (Mc)	0	0	0	0
Outplane Bending (Mc)	0	0	0	0
Outplane Membrane (ML)	-2	-2	2	2
Outplane Bending (ML)	-6	6	6	-6
Normal Pressure Stress	101	102	101	102
Outplane Stress Summary	101	101	118	93

VESSEL Stresses

LONGITUDINAL PLANE (Stresses parallel to longitudinal plane)	Au Top Outside	Al Top Inside	Bu Bottom Outside	Bl Bottom Inside
Inplane Membrane (P)	2	2	2	2
Inplane Bending (P)	25	-25	25	-25
Inplane Membrane (Mc)	0	0	0	0
Inplane Bending (Mc)	0	0	0	0
Inplane Membrane (ML)	-3	-3	3	3
Inplane Bending (ML)	-20	20	20	-20
Inplane Pressure Stress	50	50	50	50
Inplane Stress Summary	54	45	103	10

VESSEL Stresses

LONGITUDINAL PLANE (Shear stress normal to longitudinal plane)	Au Top Outside	Al Top Inside	Bu Bottom Outside	Bl Bottom Inside
Outplane Shear (Vc)	0	0	0	0
Outplane Shear (Vl)	0	0	0	0
Outplane Shear (Mt)	0	0	0	0
Shear Stress Summary	1	1	0	0

VESSEL Stresses

LONGITUDINAL PLANE (Stress Intensities	Au Top Outside	Al Top Inside	Bu Bottom Outside	Bl Bottom Inside
Two * Max Shear Stress	101	101	118	93

VESSEL Stresses

CIRCUMFERENTIAL PLANE (Stresses Normal to circumferential plane)	Cu Left Outside	Cl Left Inside	Du Right Outside	Dl Right Inside
Outplane Membrane (P)	1	1	1	1
Outplane Bending (P)	7	-7	7	-7
Outplane Membrane (Mc)	-2	-2	2	2
Outplane Bending (Mc)	-23	23	23	-23
Outplane Membrane (ML)	0	0	0	0
Outplane Bending (ML)	0	0	0	0
Normal Pressure Stress	50	50	50	50
Outplane Stress Summary	33	65	85	24

VESSEL Stresses

CIRCUMFERENTIAL PLANE (Stresses parallel to circumferential plane)	Cu Left Outside	Cl Left Inside	Du Right Outside	Dl Right Inside
Inplane Membrane (P)	2	2	2	2
Inplane Bending (P)	25	-25	25	-25
Inplane Membrane (Mc)	-5	-5	5	5
Inplane Bending (Mc)	-78	78	78	-78
Inplane Membrane (ML)	0	0	0	0
Inplane Bending (ML)	0	0	0	0
Inplane Pressure Stress	101	102	101	102
Inplane Stress Summary	45	152	212	7

VESSEL Stresses

CIRCUMFERENTIAL PLANE (Shear stress normal to circumferential plane)	Cu Left Outside	Cl Left Inside	Du Right Outside	Dl Right Inside
Outplane Shear (Vc)	0	0	0	0
Outplane Shear (Vl)	0	0	0	0
Torsional Shear (Mt)	0	0	0	0
Shear Stress Summary	0	0	1	1

VESSEL Stresses

CIRCUMFERENTIAL PLANE (Stress Intensities	Cu Left Outside	Cl Left Inside	Du Right Outside	Dl Right Inside
Two * Max Shear Stress	45	152	212	24

WRC297 Stress Computations at the Edge of the Nozzle : Bocal 10"

```

-----
VESSEL Stresses
LONGITUDINAL PLANE      Au      Al      Bu      Bl
(Stress Intensities    Top      Top    Bottom  Bottom
                        Outside  Inside  Outside  Inside
                        -----(MPa      )-----
Two * Max Shear Stress      32      52      69      34

```

```

VESSEL Stresses
CIRCUMFERENTIAL PLANE  Cu      Cl      Du      Dl
(Stress Intensities    Left     Left    Right    Right
                        Outside  Inside  Outside  Inside
                        -----(MPa      )-----
Two * Max Shear Stress      26      61      77      21

```

```

NOZZLE Stresses
LONGITUDINAL PLANE      Au      Al      Bu      Bl
(Stress Intensities    Outside  Inside  Outside  Inside
                        -----(MPa      )-----
Two * Max Shear Stress      56      47      99      91

```

```

NOZZLE Stresses
CIRCUMFERENTIAL PLANE  Cu      Cl      Du      Dl
(Stress Intensities    Outside  Inside  Outside  Inside
                        -----(MPa      )-----
Two * Max Shear Stress      80      68      121     111

```

WRC297 Stress Computations at the Edge of the Reinforcing Pad : Bocal 10"

```

-----
VESSEL Stresses
LONGITUDINAL PLANE      Au      Al      Bu      Bl
(Stress Intensities    Top      Top    Bottom  Bottom
                        Outside  Inside  Outside  Inside
                        -----(MPa      )-----
Two * Max Shear Stress      101     101     118     93

```

```

VESSEL Stresses
CIRCUMFERENTIAL PLANE  Cu      Cl      Du      Dl
(Stress Intensities    Left     Left    Right    Right
                        Outside  Inside  Outside  Inside
                        -----(MPa      )-----
Two * Max Shear Stress      45      152     212     24

```

```

NOZZLE Stresses
LONGITUDINAL PLANE      Au      Al      Bu      Bl
(Stress Intensities    Outside  Inside  Outside  Inside
                        -----(MPa      )-----
Two * Max Shear Stress      0        2        4        6

```

```

NOZZLE Stresses
CIRCUMFERENTIAL PLANE  Cu      Cl      Du      Dl
(Stress Intensities    Outside  Inside  Outside  Inside
                        -----(MPa      )-----
Two * Max Shear Stress      0        1        5        7

```