UNESP

Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá

Guaratinguetá 2011

TIAGO LUCON WAGEMAKER

Distribuição de Tensões em bocais de vasos de pressão

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. José Elias Tomazini

Guaratinguetá –SP
2011

Wagemaker, Tiago Lucon
W129d Distribuição de Tensões em bocais de vasos de pressão / Tiago Lucon Wagemaker – Guaratinguetá : [s.n], 2011.
32 f : il.
Bibliografia: f. 21

Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2011.
Orientador: Prof. Dr. José Elias Tomazini

1. Vasos de pressão 2. Método dos elementos finitos I. Título

CDU 621.643.2

unesp

UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá

DISTRIBUIÇÃO DE TENSÕES EM BOCAIS DE VASOS DE PRESSÃO

TIAGO LUCON WAGEMAKER

ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE **GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Mauro Hugo Mathias
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr. JOSÉ ELIAS TOMAZINI
Orientador/UNESP-FEG

Prof. Dr. MAURO HUGO MATHIAS
UNESP-FEG

Prof. Dr. Mauro Peres
UNESP-FEG

Dezembro de 2011

DADOS CURRICULARES

TIAGO LUCON WAGEMAKER

NASCIMENTO	15 – 04- 1987 – SANTO ANTONIO DE POSSE – SP
FILIAÇÃO	Antonio de Pádua Wagemaker Itália Maria Regina Lucon Wagemaker
2007/2011	Graduação em Engenharia Mecânica UNESP – Guaratinguetá – SP

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente à DEUS, que nos momentos mais difíceis da minha vida, me encheu de paz, perseverança e otimismo, para continuar lutando e superando os obstáculos.

Agradeço também à Tatiane, que me acompanha a muito tempo e sempre me deu serenidade e me apoiou incondicionalmente em cada decisão que tomei. Sempre entendendo minhas ausências e torcendo pelo meu sucesso.

Agradeço aos meus pais, que mesmo com tantos conflitos, me deram suporte e investiram em meus estudos.

Agradeço ao meu orientador José Elias Tomazini, que além de um professor com uma metodologia de ensino e conhecimento muito acima da média, me ajudou não apenas neste trabalho, mas também ao longo de toda graduação.

E por último, mas não menos importantes, meus amigos que acreditaram em mim e me incentivaram.

WAGEMAKER, T. L. **Distribuição de Tensões em bocais de vasos de pressão.** 2011. 30 f. Trabalho de Graduação (Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá – SP, 2011

RESUMO

Este trabalho tem como contexto analisar o comportamento de tensões concentradas, geradas em torno de um bocal acoplado a um vaso de pressão. Para esta análise foi utilizado o método dos elementos finitos através de uma interface computacional, o software ANSYS WORKBENCH. Primeiramente foi necessário um estudo e treinamento intensivo do software utilizado, e também um estudo do Código ASME, seção VIII, a qual é responsável pelas normas empregadas em vasos de pressão. Foram analisados 3 casos, que diferiram basicamente na variação do diâmetro do bocal, a fim de analisar a variação das tensões de acordo com a variação dos diâmetros. Os diâmetros dos bocais foram de 35, 75 e 105 mm. Depois de desenhado o modelo dos vasos, aplicou-se uma pressão na face interna do vaso de 0,5 MPa. Para o menor diâmetro, encontrou-se os menores valores de tensões concentradas. Variando entre 1 e 223 MPa. O aumento do diâmetro do bocal acarretou no aumento das tensões concentradas em torno da junção bocal/vaso. As tensões máximas aumentaram em 78% quando foi aumentado o valor do diâmetro de 35 para 75 mm. Já no aumento do diâmetro de 75 para 105 mm, os valores das tensões aumentaram em torno de 43%. Estes valores enfatizam que as concentrações de tensões aumentaram juntamente com o aumento do diâmetro dos bocais, porém não de forma linear.

PALAVRAS-CHAVE: Análise de tensões, Vasos de pressão, bocais, elementos finitos

WAGEMAKER, T. L. **Distribution of stresses in pressure vessel nozzles.** 2011. 30 f. Work Degree (Mechanical Engineering) - Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá – SP, 2011

ABSTRACT

This work is to analyze the behavior of context concentrated stresses generated around a nozzle connected to a pressure vessel. For this analysis we used the finite element method via a computer interface, the software ANSYS WORKBENCH. It was first necessary to study and intensive training of the software used, and also a study of the ASME Code, Section VIII, which is responsible for the standards used in pressure vessels. We analyzed three cases, which differ primarily in the variation of the diameter of the nozzle in order to analyze the variation of the stresses according to the variation of the diameters. The nozzle diameters were 35, 75 and 105 mm. After the model designed vessel, a pressure was applied on the innervessel of 0.5 MPa. For the smallest diameter, was found the lowest tensions concentrated. Varying between 1 and 223 MPa. Increasing the diameter of the nozzle resulted in increased tensions concentrated around the junction nozzle /vessel. The maximum stresses increased by 78% when the value was increased in diameter from 35 to 75 mm. Since the increase in diameter from 75 to 105 mm, the values of the tensions increased around 43%. These figures emphasize that stress concentrations increased with increasing the diameter of the nozzles, but not linearly.

KEYWORDS: Stress Analysis, pressure vessel, nozzle, finite element

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Tensões de membrana e de flexão em um cilindro submetido à pressão interna(Fonte: Telles 2007) 14

Figura 2 - Tensão de membrana circunferencial (σ_1) 15

Figura 3 - Tensão de membrana longitudinal (σ_2) 16

Figura 4 - Gráfico Tensão x Deformação..... 19

Figura 5 - Desenho em vista do caso 1 22

Figura 6 - Análise de Tensões no lado externo do caso 1.....23

Figura 7 - Análise de Tensões no lado interno do caso 1 23

Figura 8 - Desenho em vista do caso 2 24

Figura 9 - Análise de Tensões no lado externo do caso 2.....25

Figura 10 - Análise de Tensões no lado interno do caso 2 25

Figura 11 - Desenho em vista do caso 3.....26

Figura 12 - Análise de Tensões no lado externo do caso 3.....27

Figura 13 - Análise de Tensões no lado interno do caso 3 27

Figura 14 - Gráfico Tensão x Diâmetro Bocal.....28

Figura 15 – Análise de Tensões para o Cilindro sem o bocal.....29

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Valores de Tensão Máxima em relação à Diâmetros.....28

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....11
1.1 OBJETIVO.....11
1.2 ESTRUTURA DO TRABALHO.....11
2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS E REVISÃO BIBLIOGRAFICA 12
2.1 CÓDIGO ASME.....12
2.2 TIPOS DE TENSÕES ATUANTES EM VASOS DE PRESSÃO.....13
2.2.1 TENSÕES PRIMÁRIAS.....13
2.2.2 TENSÕES SECUNDÁRIAS.....17
2.2.3 TENSÕES DE PICO.....17
2.3 FABRICAÇÃO, TRANSPORTE E MONTAGEM DE VASOS DE PRESSÃO.....17
2.4 TESTE HIDROSTÁTICO.....18
2.5 MECÂNICA DA FRATURA.....18
2.6 RESISTÊNCIA DOS MATERIAIS.....19
3. METODOLOGIA E ANÁLISE DE RESULTADOS.....21
3.1 SOBRE O PROGRAMA ANSYS WORKBENCH.....21
3.2 ESPECIFICAÇÕES E PROPRIEDADES DO COMPONENTE ANALISADO.....22
4. CONCLUSÃO.....30
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....31

1 – INTRODUÇÃO

Segundo Ruy Alexandre Generoso, vasos de pressão são equipamentos utilizados para armazenar ar comprimido e gases perigosos, tais como, amônia, gás sulfídrico, hidrogênio, entre outros. Eles estão presentes em nosso dia a dia, em diferentes atividades, como em postos de gasolina, consultórios dentários, e grande parte deles no setor petroquímico. Uma petroquímica pode chegar a ter 1000 vasos de pressão em uma única planta.

Ao contrário do que acontece com muitos equipamentos, os vasos de pressão não são produzidos em uma linha de montagem, eles são produzidos sob encomenda, atendendo as especificações e necessidades dos clientes. Os vasos de pressão podem ter grandes dimensões e pesos, havendo alguns com mais de 60 metros de comprimento e outros com mais de 200 toneladas de peso. Quando em operação, os vasos de pressão são submetidos a pressões que variam desde o vácuo absoluto até cerca de 400 MPa. Como a gama de aplicação dos vasos é muito grande, é preciso dar atenção aos problemas de falhas, trincas e possíveis explosões nestes recipientes. A ocorrência de falhas é causada por muitos fatores, como montagem e soldagem inapropriada, desgaste e corrosão do vaso devido ao armazenamento de produtos químicos, pressões excessivas, fadiga, trincas superficiais, etc.

O fator aqui estudado é a concentração de tensões gerada por bocais, que são aberturas feitas nos vasos para ligação com tubulações de entrada e saída de produto, instalação de drenos e respiros.

1.1 OBJETIVO:

Elaborar um projeto no software ANSYS, simulando vasos de pressão, e através da simulação de três bocais de tamanhos diferentes, determinar um tamanho ótimo de bocal, para que a concentração de tensões no vaso de pressão sejam as menores possíveis.

1.2 ESTRUTURA DO TRABALHO:

Após a apresentação da introdução na seção 1, será feita uma revisão bibliográfica. Inicialmente será realizado um estudo sobre vasos de pressão e a distribuição teórica de tensões. Em seguida será feito um modelo de vaso de pressão, utilizando o programa ANSYS, software de simulação de engenharia, baseado no método dos elementos finitos para determinação das tensões. Após esta fase serão analisadas as tensões nas proximidades de

bocais acoplados ao vaso de pressão com diferentes diâmetros. A distribuição de tensões para cada um dos diâmetros utilizados será comparada.

2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS E REVISÃO BIBLIOGRAFICA

2.1 CÓDIGO ASME:

A ASME, mais conhecida como Sociedade Americana de Engenheiros Mecânicos, é uma sociedade de engenharia, com sua atenção voltada para a mecânica, fundada em meados do século XIX.

Devido aos constantes acidentes em fábricas durante a Revolução Industrial, foram criadas diversas legislações em diferentes estados americanos, porém essa grande gama de legislações dificultava as vendas dos fabricantes de vasos de pressão. Então em 1880 foi fundada a ASME, que tinha o intuito de padronizar e consolidar as distintas normas criadas anteriormente. Os fundadores da sociedade foram: Alexander Holley Lyman, Henry Rossiter Worthington, John Edison Doce e Matthias M. Forney. O Código ASME aborda fórmulas, cálculos, regras, detalhes e exigências relativas à fabricação e montagem, e também os materiais mais adequados para a confecção dos vasos.

Atualmente, o código ASME é dividido nas seguintes 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 – Ensaios Não-Destrutivos;
- 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 Reforços Plásticos;
- Seção XI – Regras para Inspeção de Plantas e Componentes Nucleares;
- Seção XII – Regras para Construção de Tranques Transportáveis.

A seção que interessa para este trabalho é a VIII – Regras para construção de vasos de pressão, que apresenta as seguintes divisões:

• Divisão I - Regras para a construção dos vasos;

• Divisão II – Regras para a construção dos vasos – Regras alternativas;

• Divisão III – Regras para a construção dos vasos – Regras alternativas para vasos de alta pressão.

É importante destacar que todas essas regras foram criadas com o objetivo de melhorar a qualidade de vida dos operadores e pessoas que trabalham ao redor dos vasos de pressão. A utilização de critérios e coeficientes de seguranças adequados implica em uma grande queda no número de acidentes.

2.2 TIPOS DE TENSÕES ATUANTES EM VASOS DE PRESSÃO

Os vasos de pressão são constantemente submetidos a diferentes esforços e tensões. Segundo alguns autores, as tensões são classificadas em três tipos principais:

2.2.1 TENSÕES PRIMÁRIAS

Tensões primárias normalmente são do tipo cisalhante ou normal (tração e compressão). A principal característica desses tipos de tensão é que mesmo ocorrendo deformação da estrutura, os valores não se alteram. Também existe a tensão de flexão e a tensão de membrana.

A tensão de flexão é nula no centróide da parede, máxima de tração na superfície interna e máxima de compressão na superfície externa, ou seja, varia linearmente ao longo da parede do vaso. Já a tensão de membrana é caracterizada por ser constante ao longo da parede, geralmente a tensão de membrana é do tipo tração.

Portanto, para calcular a tensão na superfície externa do vaso, é preciso fazer a diferença da tensão de membrana e da tensão de flexão; e na superfície interna, basta realizar a soma da tensão de membrana com a tensão de flexão. De acordo com a Figura 1, a seguir.

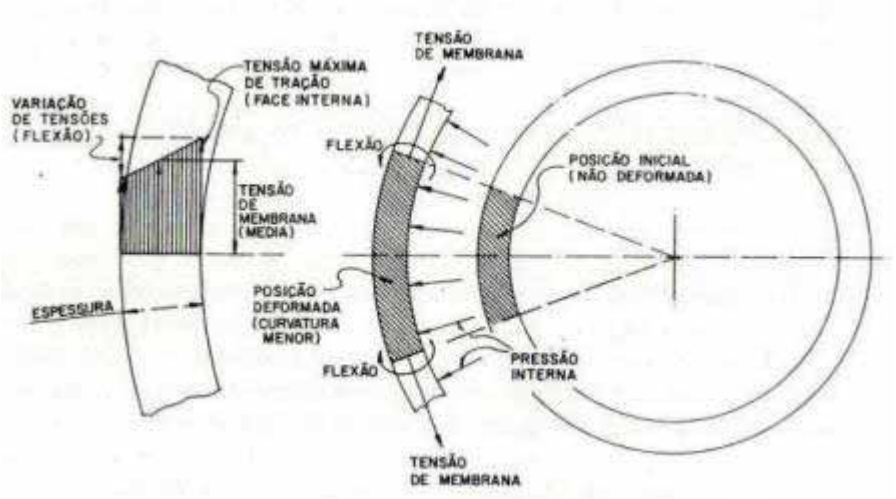

Figura 1 - Tensões de membrana e de flexão em um cilindro submetido à pressão interna (Fonte: Telles 2007).

> 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).

> 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)

Exemplos de tensões de membrana são as tensões em bocais, devido a esforços externos ou por descontinuidades estruturais, tais como junções de tampos e cascos, diferenças de espessuras, etc.

Esforços externos aplicados em bocais, como os de tubulação, provocam tensões adicionais de membrana, flexão e cisalhamento em cascos cilíndricos e esféricos. No contexto de tensões de membrana, podemos citar: circunferenciais e longitudinais.

Tensão de membrana circunferencial (σ_1):

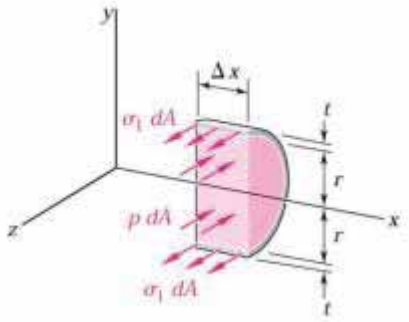

Figura 2 – Tensão de membrana circunferencial (σ_1).

Analisando a Figura 2, temos:

$$\sigma_1 = \frac{F}{A} = \frac{F}{2.t.\Delta X} \tag{1}$$

$$P = \frac{F}{A} = \frac{F}{2.r.\Delta X} \tag{2}$$

Portanto:

$$F = 2.P.r.\Delta X \tag{3}$$

Substituindo (3) em (1):

$$\sigma_1 = \frac{2.P.r.\Delta X}{2.t.\Delta x} = \frac{P.r}{t}$$

$$\sigma_1 = \frac{P.r}{t} \tag{4}$$

Tensão de membrana longitudinal (σ_2):

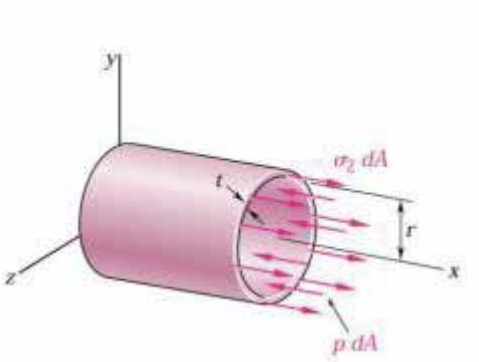

Figura 3 - Tensão de membrana longitudinal (σ_2).

Analisando a Figura 3, temos:

$$\sigma_2 = \frac{F}{A} = \frac{F}{2.\pi.r.t} \tag{5}$$

$$P = \frac{F}{A} = \frac{F}{\pi.r2} \tag{6}$$

Portanto:

$$F = P.\pi.r2 \tag{7}$$

Substituindo (7) em (5):

$$\sigma_2 = \frac{P.\pi.r2}{2.\pi.r.t} = \frac{P.r}{2.t}$$

$$\sigma_2 = \frac{P.r}{2.t} \tag{8}$$

É preciso compreender que esta expressão também é aplicável a cascas esféricas. Por meio de uma simples análise das espessuras mínimas, tanto longitudinais como circunferenciais, obtém-se a conclusão que a espessura mínima requerida para a tensão circunferencial é duas vezes maior que a tensão longitudinal.

2.2.2 TENSÕES SECUNDÁRIAS

Tensões secundárias são tensões normais ou de cisalhamento. Ao contrário das tensões primárias, as tensões secundárias são auto-limitantes e os valores se alteram.

> 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).

2.2.3 TENSÕES DE PICO

Oriunda de descontinuidades geométricas, tais como quinas, defeitos de soldagem originados da solda de algum componente no vaso, e regiões de transição de formato. Geralmente não apresentam grandes riscos, porém podem alcançar valores significativos, devido estarem localizadas em pequenas regiões do equipamento. É ideal evitar valores muito elevados, pois podem ocasionar trincas por fadiga ou corrosão sob tensão.

> As tensões de pico são aditivos 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).

2.3 FABRICAÇÃO, TRANSPORTE E MONTAGEM DE VASOS DE PRESSÃO

Ao mesmo tempo em que o projeto de um vaso de pressão é elaborado, existem outros fatores a serem determinados. Para a confecção dos vasos é utilizado sempre uma grande quantidade de consumíveis (soldagem). Também é necessária a qualificação dos processos de soldagem e também a qualificação dos soldadores que trabalharão na fabricação.

Toda a matéria-prima deve passar por rigorosos testes de qualidade, com inspeções dimensionais, de estocagem e constatação de certificados.

A maioria dos processos de fabricação segue as seguintes etapas: traçagem e corte de chapas; tubos e perfis; preparação de chanfros de soldagem; conformação de chapas e outros componentes; soldagem do vaso completo (costados, tampos, bocais, flanges, suportes, etc.). Quando necessário, utiliza-se o recurso de tratamento térmico para melhorar ou adicionar alguma propriedade mecânica. Logo após essas etapas é necessária uma limpeza do vaso e também são realizados testes de pressão (hidrostático).

Na seqüência, encontra-se o desafio do transporte dos vasos recém-fabricado. O equipamento pode ser transportado em partes ou inteiro, depende do tipo e da capacidade do transportador.

Em alguns casos, no local de montagem há a necessidade de suportes para o vaso (base definitiva) e de elementos transportadores de cargas, como pontes rolantes ou empilhadeiras.

2.4 TESTES HIDROSTÁTICOS

Os testes hidrostáticos são aplicados em vasos de pressão e em outros equipamentos industriais pressurizados, tais como tubulações e tanques de armazenagem. Este tipo de ensaio é necessário para a verificação de possíveis vazamentos ou rupturas. Aplicado com o equipamento fora de uso, o teste hidrostático aplica uma pressão com grandeza de até 1,3 vezes a pressão máxima de trabalho admissível (PMTA), sempre utilizando um fluído incompreensível.

O objetivo deste procedimento é expor o equipamento a condições mais rigorosas de funcionamento, tentando assim garantir que este não venha a falhar durante o serviço normal, para o qual foi projetado. O teste hidrostático é exigido pela norma ASME, e é considerado um ensaio não destrutível. Este ensaio deve ser realizado sempre que ocorra montagem, transporte ou reparo do equipamento. Fica a critério do usuário a realização de testes periódicos para fins de manutenção.

2.5 MECÂNICA DA FRATURA

> A mecânica da fratura elástica linear é a disciplina que trata do comportamento dos materiais que contém trincas e outras pequenas descontinuidades [...] o que temos interesse em saber é a máxima tensão que um material pode suportar, caso ele contenha descontinuidades de tamanho e geometria conhecidas. (ASKELAND & PHULÉ; 2008).

Sobre propriedades dos materiais, quando se fala em projetos, as propriedades críticas são: a Tensão de Escoamento (σe), e o Limite de Resistência do Material (σ_R). Portanto quando selecionado um material para um projeto, tem-se que levar em consideração tais variáveis para garantir a integridade do mesmo.

2.6 RESISTÊNCIA DOS MATERIAIS

Deformação Elástica e Deformação Plástica

Quando submetido a um carregamento externo, todo material sofre deformações. As deformações podem ocorrer tanto no sentido da carga, como no sentido transversal. A seguir o gráfico Tensão X Deformação. Este gráfico consiste em representar o comportamento de um material quando submetido à aplicação de cargas axiais em um corpo de prova.

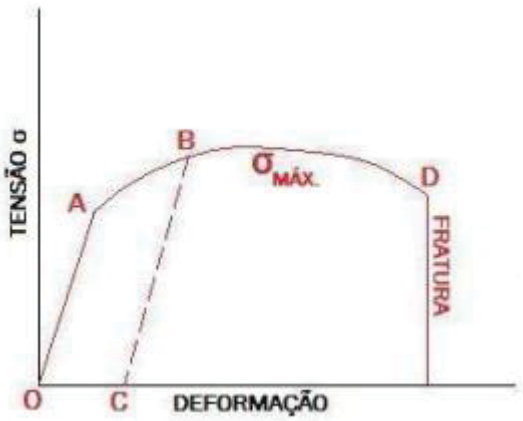

Figura 4 - Gráfico Tensão X Deformação.

Analisando o gráfico, pode-se perceber que na primeira parte, trecho $\overline{AO}$, o corpo de prova se comporta de forma linear. Esta região é conhecida como deformação elástica, ou seja, até o ponto A, se a carga for retirada do material, o material volta a sua dimensão inicial. O ponto A é conhecido como tensão de escoamento, que é quando o material muda seu comportamento da região elástica para a região plástica.

A partir do ponto A, a região é determinada como região plástica, ou seja, se o material for submetido a tensões desse nível, quando a tensão for retirada do material, o material não mais voltará as suas dimensões iniciais. Uma reta paralela a $\overline{AO}$, determinada no gráfico por

BC, representa como o material se comportará em termos de deformação quando submetido a uma tensão acima da tensão de escoamento.

No gráfico, ainda podemos verificar a Tensão Máxima admissível do material – σmáx – localizada na parte mais alta da curva. Todos os materiais se rompem, independentemente do material. O que muda de um material para outro, é a maneira como cada uma irá se romper. Nesse contexto é que se identificam a fratura dúctil e a fratura frágil. Um material dúctil é aquele que se deforma sob tensão cisalhante. Ouro, cobre e alumínio são metais muito dúcteis. O oposto de dúctil é frágil, quando o material se rompe sem sofrer grande deformação.

3. METODOLOGIA E ANÁLISE DE RESULTADOS

Nesta parte do trabalho, com a utilização do programa ANSYS WORKBENCH, será analisado como as tensões se distribuem ao longo do vaso de pressão e mais especificamente na região em que está contido o bocal. O modelo estudado é um modelo fictício, porém muito perto do que é utilizado em cilindros de oxigênio para mergulhadores. Também será analisado o tamanho da área impactada em torno do bocal do vaso de pressão.

Primeiro ponto de análise é como o tamanho do bocal influencia na distribuição de tensões ao longo do vaso de pressão, e principalmente na interface vaso-bocal, encontrando assim um tamanho ótimo de bocal para este vaso em específico.

Segundo ponto de análise é feito na área em volta do bocal que é afetada pela presença do vaso de pressão.

3.1 SOBRE O PROGRAMA ANSYS WORKBENCH

Situada em Canonsburg, Pennsylvania , Estados Unidos, a empresa foi fundada em 1970 pelo Dr. John A. Swanson. Originalmente chamada Swanson Analysis Systems, Inc., a empresa desenvolveu o programa com o intuito de simular problemas relacionados à engenharia de forma computacional.

Foi a pioneira na análise de elementos finitos (alvo do estudo em questão). A ANSYS é conhecida por ser a primeira a realizar análise em computadores pessoais e a primeira a integrar o cálculo computacional de dinâmica dos fluidos (CFD) e a primeira com capacidades multi-físicas no PC.

A primeira versão do programa, obviamente era muito distinta das versões atuais, e dispunha apenas de análise de transferência de calor e de estruturas lineares. Ao longo do tempo, foram adicionadas novas ferramentas, como análise de estruturas não-lineares.

O Pacote Workbench foi desenvolvido para proporcionar um ambiente no qual vários tipos simulações possam ser realizadas. Atende uma gama de tecnologias, tais como CFD, FEA (método dos elementos finitos) e ferramentas de *design*. O pacote é organizado usando guias e etapas para deixar a interface mais familiar ao usuário. O usuário inicia a página do projeto e o guia fornece-lhe o acesso às ferramentas que se precisa para ler na geometria, criar as condições de contorno (cargas, restrições, materiais), resolver o problema específico e criar resultados razoáveis de visualização (imagens e animações) e relatórios sobre os resultados. Segundo a empresa, o sistema foi construído para proporcionar ao usuário fácil orientação no âmbito da sua interface. Com acesso rápido às tarefas, onde cada etapa realizada é salva em

extensões distintas. Sendo possível à guia mostrar as várias etapas feitas, as tarefas que você empregou e como poderia proceder em etapas futuras.

3.2 ESPECIFICAÇÕES E PROPRIEDADES DO COMPONENTE ANALISADO

Na seqüência, é possível observar as especificações do vaso de pressão e do bocal que será estudado. O bocal é situado no costado do vaso de pressão.

Baseado em um cilindro de mergulho, com aproximadamente 5 mm de espessura devido à utilização de aço como material base.

Temperatura do Projeto: Ambiente, 27°C
Densidade do Material: 7850 Kg/m^3
Resistência ao Escoamento: 250 MPa
Resistência Máxima à Tração: 460 MPa

Para o primeiro caso, o bocal apresenta um diâmetro de 35 mm, Figura 5:

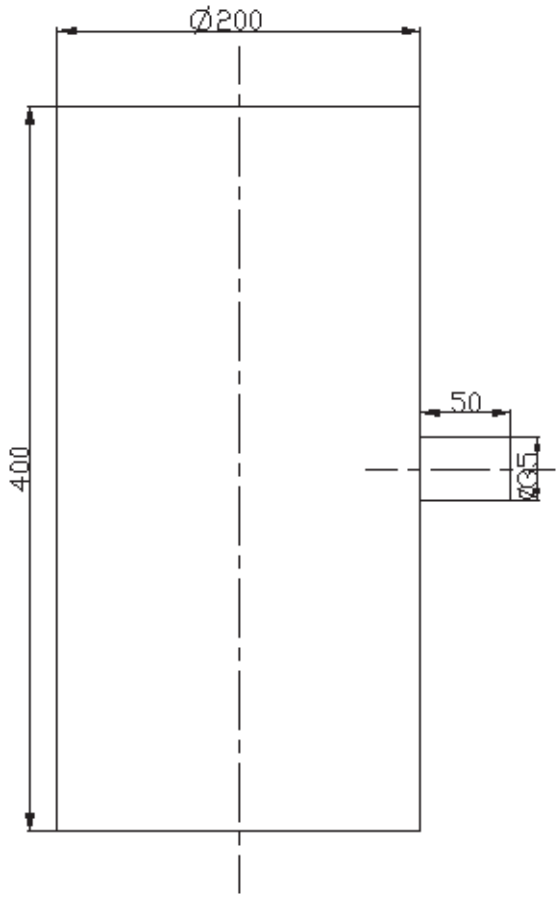

Figura 5 - Desenho em vista do caso 1.

Neste primeiro caso, aplicou-se uma pressão interna de 0,5 MPa. A pressão foi aplicada ao longo de toda a superfície interna do vaso, da junção bocal/vaso e do próprio bocal. Observa-se que como esperado, as maiores concentrações de tensões estão localizadas onde se encontra o bocal. A junção bocal/vaso gera concentrações de tensões da ordem de 223 MPa. No lado de fora do vaso, mais especificamente perto do bocal, Figura 6, observa-se uma pequena alteração na concentração de tensões, variando entre o valor mínimo e o intermediário (1 MPa e 75 MPa).

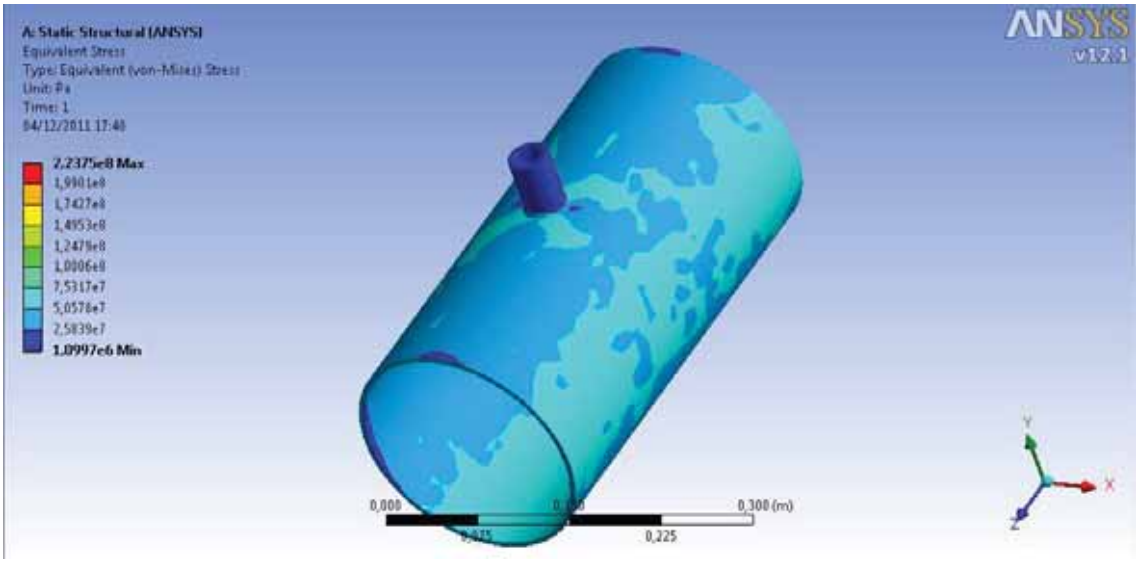

Figura 6 - Análise de Tensões no lado externo do caso 1.

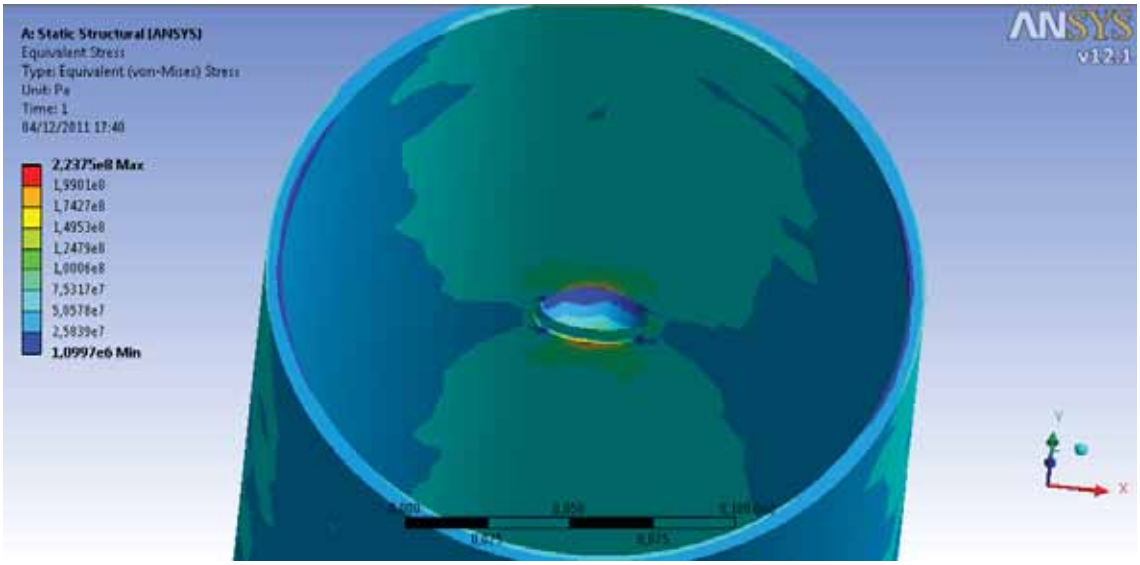

Figura 7 - Análise de Tensões no lado interno do caso 1.

Para o segundo caso, o bocal apresenta um diâmetro de 75 mm, Figura 8:

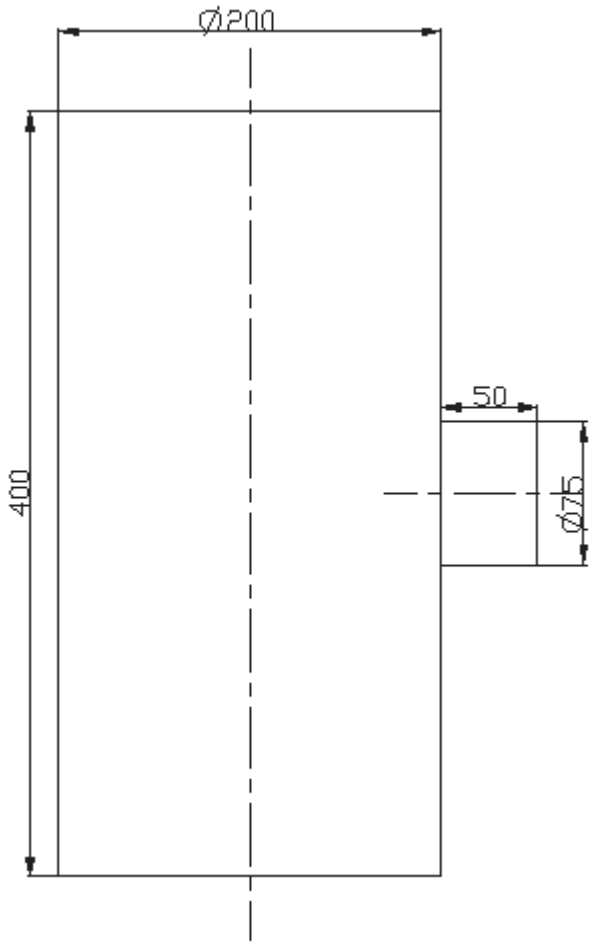

Figura 8 - Desenho em vista do caso 2.

Para o segundo caso, com a mesma pressão de operação, 0,5 MPa, observa-se que as tensões ao redor do bocal, internamente (Figura 10) quase que duplicam (398 MPa). E, externamente (Figura 9), mais especificamente na região do bocal, as tensões começam a se mostrar mais intensas, com pontos que se encontram na faixa amarelo/vermelho, chegando próxima das tensões máxima encontradas.

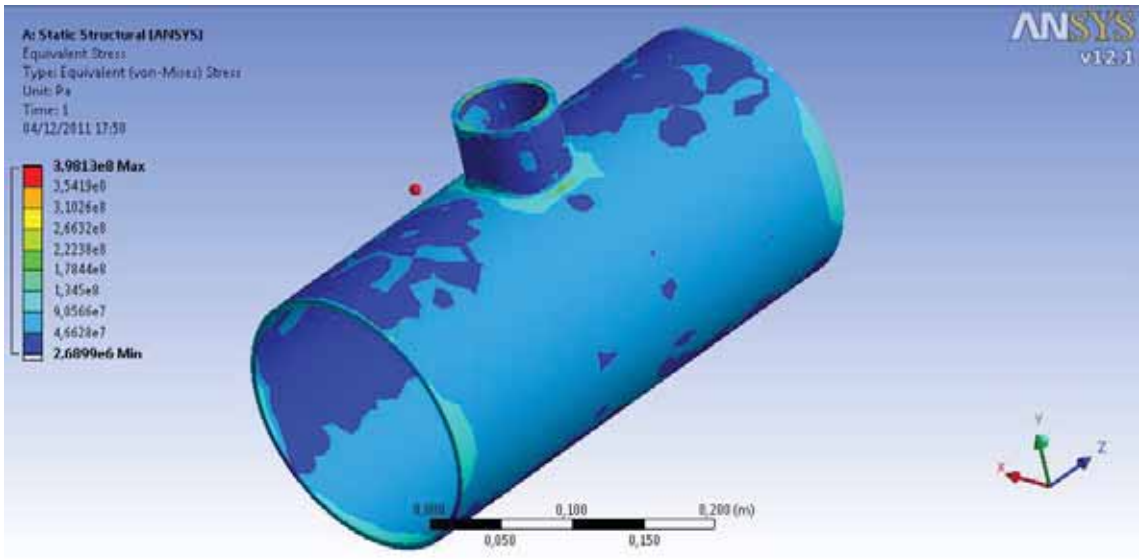

Figura 9 - Análise de Tensões no lado externo do caso 2.

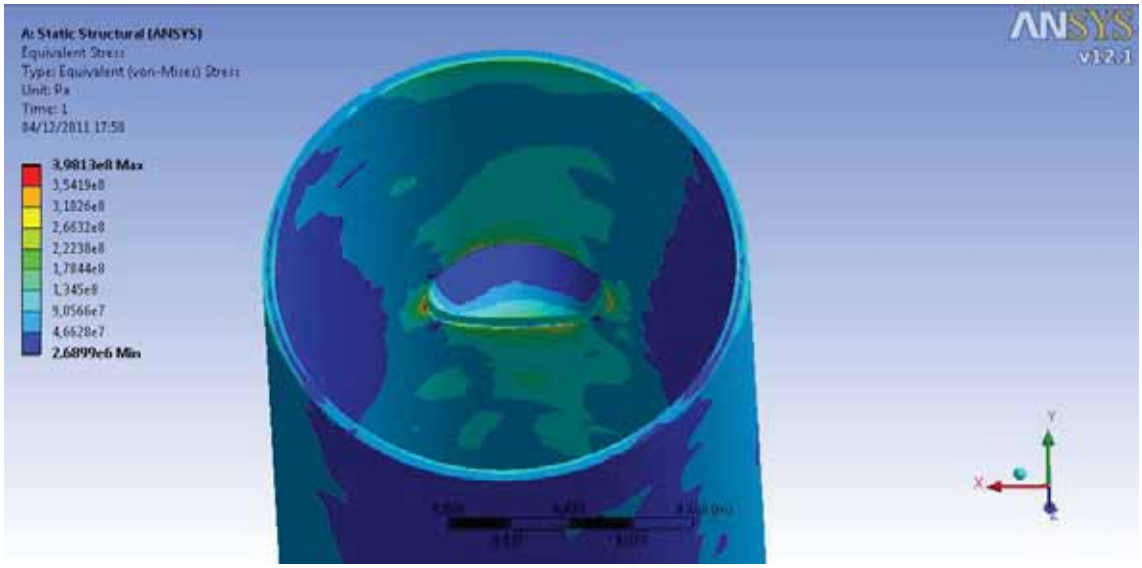

Figura 10 - Análise de Tensões no lado interno do caso 2.

Para o terceiro e último caso, o bocal apresenta diâmetro de 105 mm, Figura 11:

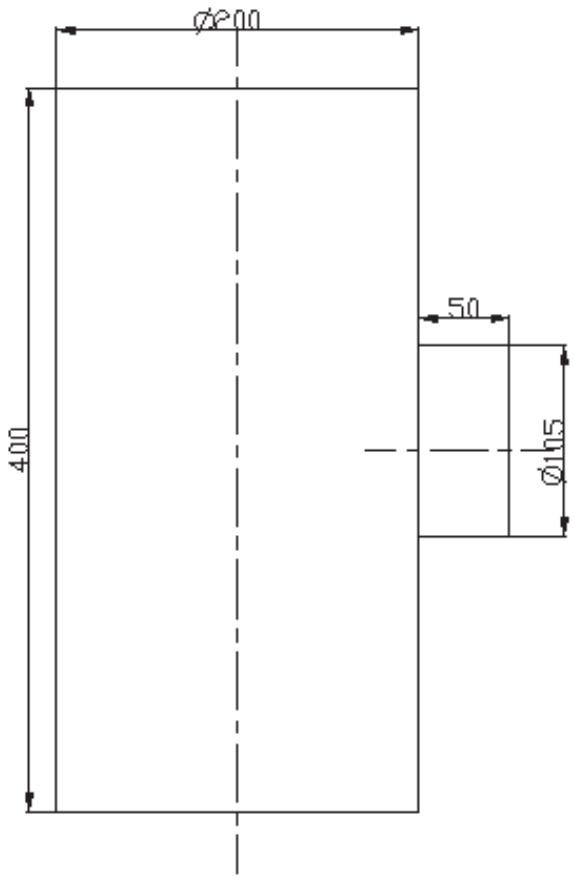

Figura 11 - Desenho em vista do caso 3.

Para o terceiro e último caso, repetindo a pressão de operação de 0,5 MP, foi verificado que as tensões aumentam significativamente, tanto interna como externamente. Chegando a máximas de 571 MPa, o que já era de se esperar, pois o diâmetro de 105 mm não seria aceitável pela regra do Código ASME Seção VIII, divisão I. Esta regra diz que para vasos de pressão com diâmetro interno de até 60” (1520 mm), a abertura provocada por um bocal não pode ultrapassar a metade do diâmetro do vaso, nem exceder 20” (508 mm).

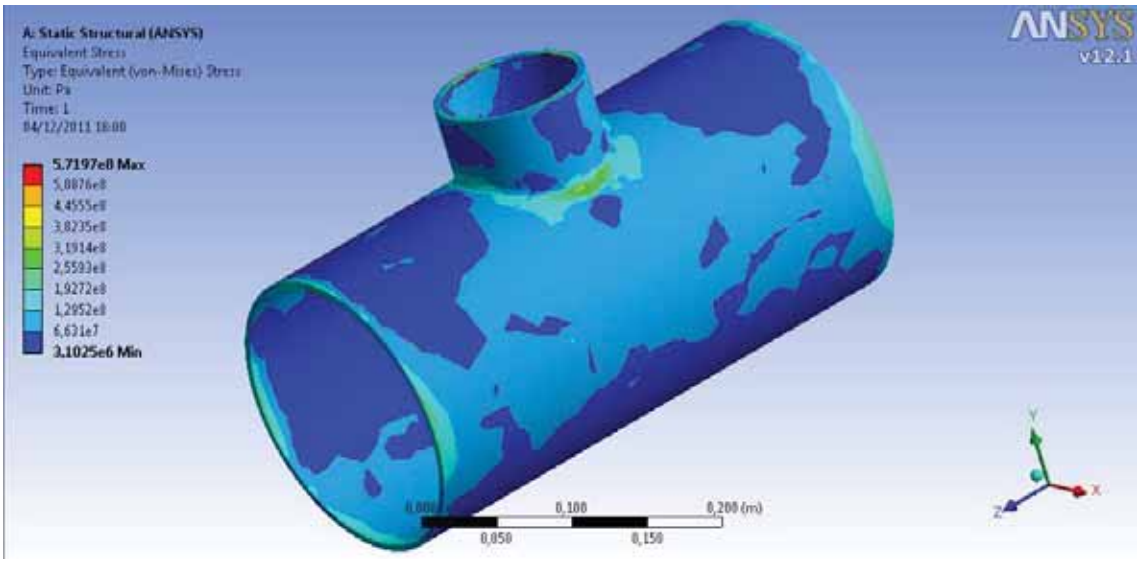

Figura 12 - Análise de Tensões no lado externo do caso 3.

.

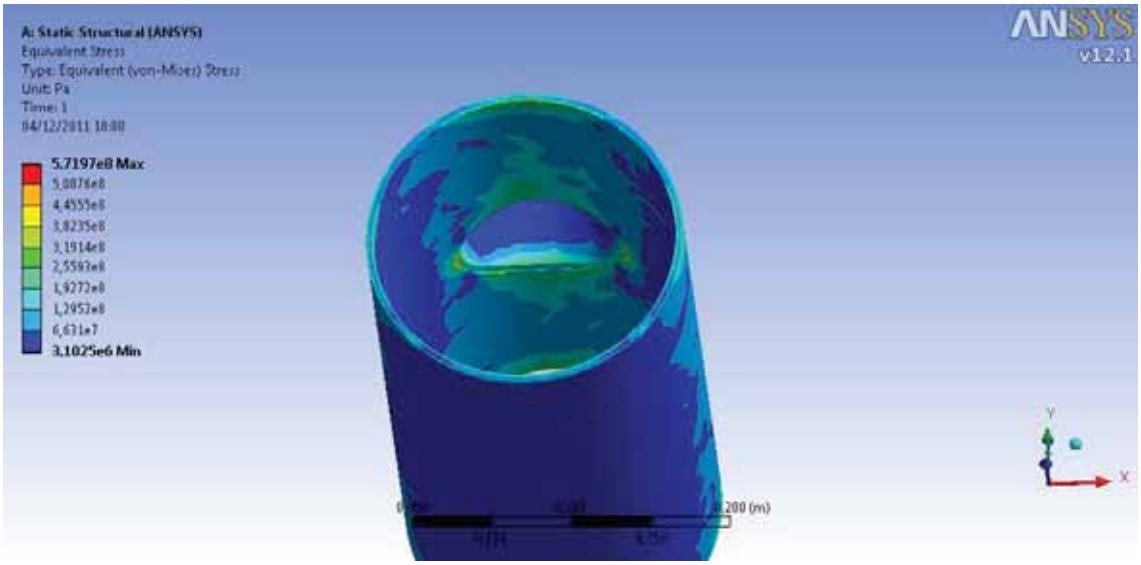

Figura 13 - Análise de Tensões no lado interno do caso 3.

Na Figura 14, pode-se observar melhor o aumento das tensões localizadas ao redor do bocal em relação ao aumento do diâmetro do bocal.

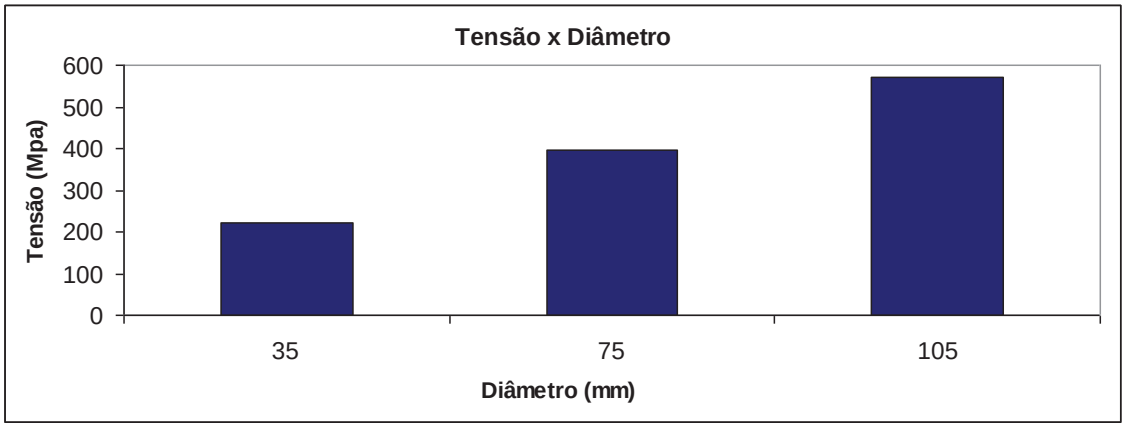

Figura 14 - Gráfico Tensão x Diâmetro Bocal.

Tabela 1 - Valores de Tensão Máxima em relação aos Diâmetros

Pressão Máxima	Diâmetro
223 MPa	35 mm
398 MPa	75 mm
571 MPa	105 mm

Na Figura 15, foi analisado o comportamento do vaso de pressão sem a presença do bocal. A pressão de trabalho foi a mesma, 0,5 MPa na parede intera do vaso. Nota-se que a pressão varia ligeiramente em torno de 10 MPa. O que está de acordo com a teoria exposta acima, sobre tensão de membrana circunferencial. Da equação (4):

$\sigma_1 = 10MPa$

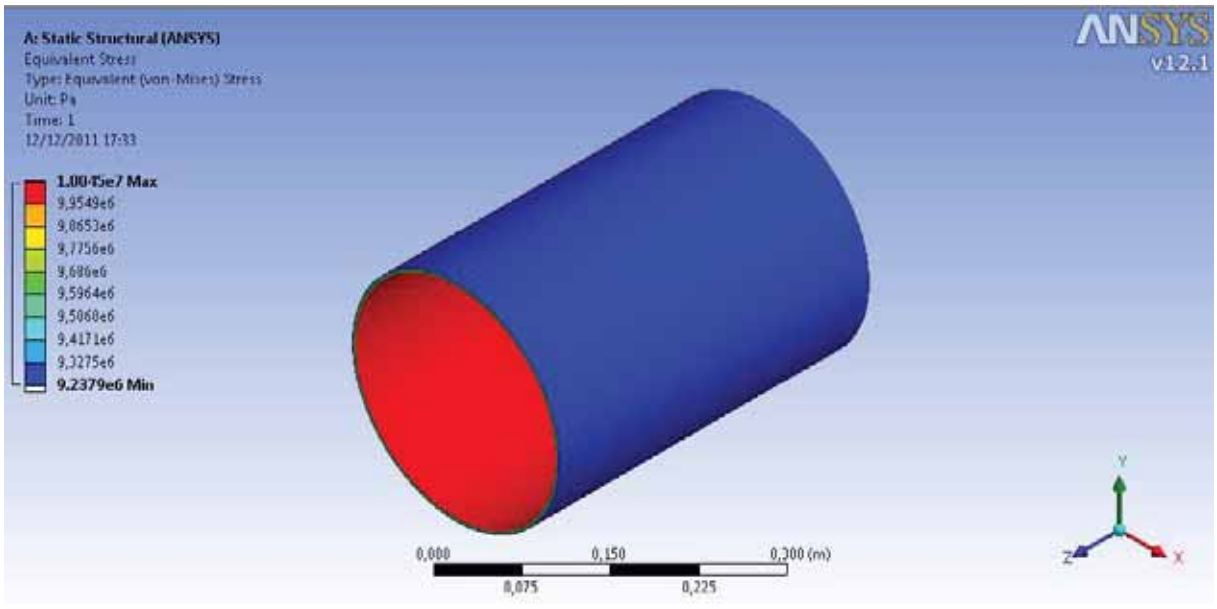

Figura 15 – Análise de Tensões para o Cilindro sem o bocal.

4. CONCLUSÃO

Este trabalho teve como objetivo analisar o comportamento das tensões de membrana localizadas ao redor de bocais acoplados a vasos de pressão. A princípio, buscou-se determinar um valor ótimo de tamanho de bocal, no intuito de diminuir as tensões. Para o intervalo de diâmetros estudados, de 35 a 105 mm, foi observado que o menor diâmetro era o que acarretava as menores tensões.

É necessário utilizar reforços ao redor do bocal com menor número possível de cantos vivos, para diminuir ao máximo a concentração de tensões.

Este trabalho agregou muito conhecimento e é uma metodologia que pode ser utilizada em qualquer projeto de vaso de pressão.

Uma sugestão para trabalhos futuros é a implementação de reforços ao redor do bocal e variação no material utilizado para a confecção do vaso.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

TELLES, P. C. S., **Vasos de Pressão,** Livros Técnicos e Científicos Editora, Edição 2007

GENEROSO, A. R., **Vasos de Pressão**, http://ruyalexandre.zzl.org/arquivos/eng4vasos.pdf

HUPPES, R. M., Trabalho de Graduação – **Análise de Falha em um Vaso de Pressão**

MENEGATTI, F. D., Trabalho de Graduação – **Avaliação de Defeitos em um Vaso de Pressão Utilizando a API-579**

TELLES, Pedro C. Silva, **Vasos de Pressão**, 2 ed. Rio de Janeiro, LTC Editora, 2005

ASME Seção VIII, Divisão 1, Edição 2001, Adenda 2003, American Society of Mechanical Enginneers, código de projeto e de fabricação de vasos de pressão.

ASME Seção VIII, Divisão 2, Edição 2001, Adenda 2003, American Society of Mechanical Enginneers, código de projeto e de fabricação de vasos de pressão.

ASME Seção VIII, Divisão 3, Edição 2001, Adenda 2003, American Society of Mechanical Enginneers, código de projeto e de fabricação de vasos de pressão.

ANSYS Workbench Tutorial – Structural & Thermal Analysis using the ANSYS Workbench Release 11.0 Environment, Kent L. Lawrence, SDC Publications

UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA, Coordenadoria Geral de Biblioteca, **DIRETRIZES – 2011**

Pinto, Carlos Evany., **Tensões localizadas em cascas esféricas e cilíndricas devidas a cargas externas aplicadas em bocais de processo**

ASKELAND, Donald R. **Ciência e engenharia dos materiais** / Donald R. Askeland, Pradeep P. Phulé ; tradução: Vertice Translate, All Tasks; revisão técnica: Gloria Dulce de Almeida Soares, Ivan Napoleão Bastos, Wagner Figueiredo Sacco. - 2008