

**UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA “JÚLIO DE MESQUITA FILHO”
CAMPUS DE BAURU
FACULDADE DE ENGENHARIA DE BAURU
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

CRISTIANO PICCARD GONÇALVES

**ANÁLISE DE TENSÕES PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS EM
PROJETO DE VASOS DE PRESSÃO: ESTUDO DE CASO DO SETOR
SUCROENERGÉTICO**

**Bauru, SP
2016**

CRISTIANO PICCARD GONÇALVES

**ANÁLISE DE TENSÕES PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS EM
PROJETO DE VASOS DE PRESSÃO: ESTUDO DE CASO DO SETOR
SUCROENERGÉTICO**

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia de Bauru, no programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, na Área de Projeto Mecânico, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Edson A Capello Sousa

Bauru, SP

2016

Gonçalves, Cristiano Piccard.

Análise de tensões pelo Método dos Elementos Finitos em projeto de vasos de pressão: estudo de caso do setor sucroenergético / Cristiano Piccard Gonçalves, 2016

98 f. Il.

Orientador: Edson Antonio Capello Sousa

Dissertação (Mestrado)-Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia, Bauru, 2016

1. Sucroenergético. 2. Vasos de Pressão. 3. Análise de Tensão. 4. Método dos Elementos Finitos. I. Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia. II. Título.

ATA DA DEFESA PÚBLICA DA DISSERTAÇÃO DE Mestrado de Cristiano Piccard Gonçalves, discente do Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, da Faculdade de Engenharia.

Aos 27 dias do mês de julho do ano de 2016, às 09:30 horas, no(a) Anfiteatro da Seção Técnica de Pós-graduação da FEB, reuniu-se a Comissão Examinadora da Defesa Pública, composta pelos seguintes membros: Prof. Dr. EDSON ANTONIO CAPELLO SOUSA - Orientador(a) do(a) Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Bauru, Prof. Dr. CELSO FERNANDES JOAQUIM JUNIOR do(a) Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Tecnologia de Botucatu, Prof. Dr. BENTO RODRIGUES DE PONTES JUNIOR do(a) Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Bauru, sob a presidência do primeiro, a fim de proceder a arguição pública da DISSERTAÇÃO DE Mestrado de CRISTIANO PICCARD GONÇALVES, intitulada **ANÁLISE DE TENSÕES PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS EM PROJETOS DE VASOS DE PRESSÃO DO SETOR SUCROENERGÉTICO**. Após a exposição, o discente foi arguido oralmente pelos membros da Comissão Examinadora, tendo recebido o conceito final: APROVADO. Nada mais havendo, foi lavrada a presente ata, que após lida e aprovada, foi assinada pelos membros da Comissão Examinadora.

Prof. Dr. EDSON ANTONIO CAPELLO SOUSA

Prof. Dr. CELSO FERNANDES JOAQUIM JUNIOR

Prof. Dr. BENTO RODRIGUES DE PONTES JUNIOR

PROPOSTA DE ALTERAÇÃO DO TÍTULO

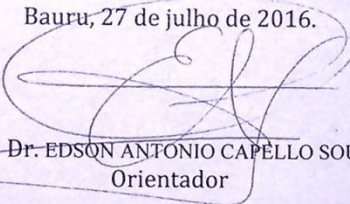
A COMISSÃO EXAMINADORA PROPÕE A ALTERAÇÃO DO TÍTULO DO TRABALHO DO ALUNO:
CRISTIANO PICCARD GONÇALVES

DE: "ANÁLISE DE TENSÕES PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS EM PROJETOS DE VASOS DE
PRESSÃO DO SETOR SUCROENERGÉTICO"

PARA:

ANÁLISE DE TENSÕES PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS
FINITOS EM PROJETO DE VASO DE PRESSÃO - ESTUDO
DE CASO DO SETOR SUCROENERGÉTICO

Bauru, 27 de julho de 2016.


Prof. Dr. EDSON ANTONIO CAPELLO SOUSA
Orientador

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço ao meu orientador, Prof. Dr. Edson Antonio Capello Sousa, pela oportunidade da realização do Mestrado, pela confiança e orientações realizadas.

Agradeço também a todo o Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia de Bauru da UNESP pela atenção concedida e pelo aprendizado durante as disciplinas cursadas. Em atenção aos Prof. Dr. Bento Rodrigues de Pontes Junior e Joao Eduardo Guarnetti dos Santos.

“O progresso é impossível sem mudança...”

George Bernard Shaw

Gonçalves, C. P. Análise de tensões pelo Método dos Elementos Finitos em projeto de vasos de pressão: estudo de caso do setor sucroenergético. Dissertação de Mestrado (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia de Bauru, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Estadual Paulista, 2016.

RESUMO

O Setor sucroenergético está entre os mais importantes da economia brasileira e também com importância global no contexto das energias renováveis. A demanda pelo bicomcombustível e por açúcar cresce continuamente no Brasil e em várias regiões do planeta, criando grandes perspectivas para este setor. O sucesso desta jornada leva a necessidade de investimentos, aumento de produtividade, avaliação dos equipamentos existentes e projetos de pesquisas. Dentre os equipamentos do setor que merecem atenção especial e que devem passar por avaliação estrutural, estão os vasos de pressão. O número destes equipamentos em uma unidade do setor é bastante expressivo. A avaliação dos vasos de pressão é importante para evidenciar a condição de segurança, eficiência operacional e para planejar projetos de alteração, recuperação, reparo e investimentos futuros. O objetivo desta pesquisa foi realizar análise de tensões em um projeto de vaso de pressão com a utilização do Método dos Elementos Finitos (MEF) em comparação com soluções teóricas definidas em norma de projeto, também demonstrar a capacidade do MEF na solução de problemas de análise de tensão em vasos de pressão. As tensões atuantes nos diversos componentes do vaso de pressão estudado (pré-evaporador) foram obtidas pelo Método dos Elementos Finitos e com a utilização de expressões de cálculo teórico. Nas regiões distantes de descontinuidades observou-se proximidade dos resultados, o que não aconteceu em regiões de maior complexidade geométrica as quais não são abrangidas com a utilização das expressões de normas de projeto pelo método teórico. O Método dos Elementos Finitos pode ser utilizado como um complemento para o atendimento aos requisitos das normas de projeto de vasos de pressão. O MEF demonstrou ser eficiente e, quando corretamente aplicado, e pode garantir bons resultados em projetos de análise estrutural.

PALAVRAS - CHAVE: Sucroenergético, Vasos de Pressão, Análise de Tensão, Método dos Elementos Finitos.

Gonçalves, C. P. Stress analysis in a pressure vessel design using the Finite Element Method: case study of the sugar-energy industry. Master of Science Dissertation (Master of Science in Mechanical Engineering) – Engineering College of Bauru, Post-Graduating Program, São Paulo State University, 2016.

ABSTRACT

The sugar-energy industry is among the most important of the Brazilian economy and also with global importance in the context of renewable energy. The demand for biofuel and sugar is continuously growing in Brazil and in several regions of the planet, creating great prospects for this sector. The success of this journey takes the necessity for investment, increase of productivity, evaluation of existing equipment and research projects. Among the equipment of the section that deserve special attention and must undergo by structural evaluation, are the pressure vessels. The number of the equipment in a sector unit is very significant. The evaluation of the pressure vessels is important to highlight the security condition, operational efficiency and provide subsidies to changing, recovery, repair designs and future investments. The objective of this research was to perform stress analysis in a pressure vessel design using the Finite Element Method (FEM) compared to theoretical solutions defined in project standard, also demonstrate the ability of the FEM in solving analysis problems of stress in pressure vessels. The stresses acting on the various components of the studied pressure vessel (pre-evaporator) were obtained by the Finite Element Method and the use of theoretical calculation expressions. In the distant regions of discontinuities were observed closeness of the results, what did not happen in regions of greater geometric complexity, which are not covered with the use of expressions of design standards. The Finite Element Method can be used as a complement of standard, which demonstrated to be effective and can ensure good results in structural analysis designs.

KEY WORDS: Sugar-energy industry, Pressure Vessels, Stress Analysis, Finite Element Method.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Configuração típica de um pré-evaporador.....	36
Figura 2 – Geometria do equipamento analisado – vista simplificada.....	37
Figura 3 – Componentes analisados e suas dimensões em milímetros (mm)	41
Figura 4 - Modelo geométrico da parte 1 – vista 1.....	43
Figura 5 - Modelo geométrico da parte 1 – vista 2.....	43
Figura 6 - Modelo geométrico parte 2 – vista 1	44
Figura 7 - Modelo geométrico parte 2 – vista 2	44
Figura 8 - Modelo geométrico parte 3 – vista 1	45
Figura 9 - Modelo geométrico parte 3 – vista 2	45
Figura 10 - Restrições e carregamentos.....	47
Figura 11 – Aplicação da pressão hidrostática (carregamento) no ANSYS.....	47
Figura 12 - Malha gerada para a parte 1	49
Figura 13 - Malha gerada para a parte 2	49
Figura 14 - Malha gerada para a parte 3	50
Figura 15 - Máxima tensão principal na região de membrana para validação do método	53
Figura 16 - Tensão primária de membrana no tampo plano (von Mises).....	55
Figura 17 - Tensões de membrana primária e secundária e flexão no tampo plano (von Mises)	56
Figura 18 - Tensões de membrana primária e secundária e flexão em todo tampo (von Mises)	57
Figura 19 – Tensões de membrana primária e secundária e flexão no tampo com reforço e sem reforço (von Mises)	57
Figura 20 - Deformação (em escala aumentada) no reforço do tampo	58
Figura 21 - Soma das tensões principais no tampo plano	58
Figura 22 - Tensão de membrana na seção cilíndrica 6 (von Mises)	60
Figura 23 - Detalhe do ponto concentrador de tensões na seção cilíndrica 6 (von Mises)	61
Figura 24 - Tensão de membrana primária e secundária e flexão na seção cilíndrica 6 (von Mises).....	61
Figura 25 - Soma das tensões principais na seção cilíndrica 6.....	62
Figura 26 – Tensão de membrana na transição cônica – vista externa (von Mises)	64
Figura 27 – Tensão de membrana na transição cônica – vista interna (von Mises).....	64

Figura 28 – Tensão de membrana primária e secundária e flexão na transição cônica – vista externa (von Mises)	65
Figura 29 – Tensão de membrana primária e secundária e flexão na transição cônica – vista interna (von Mises).....	65
Figura 30 – Soma das tensões principais na transição cônica	66
Figura 31 – Tensão de membrana na seção cilíndrica 5 (von Mises).....	68
Figura 32 – Tensão de membrana primária e secundária e flexão na seção cilíndrica 5 – vista interna (von Mises).....	68
Figura 33 – Tensão de membrana primária e secundária e flexão na seção cilíndrica 5 – vista externa (von Mises)	69
Figura 34 – Soma das tensões principais na seção cilíndrica 5	69
Figura 35 – Tensão de membrana na seção cilíndrica 4 (von Mises).....	71
Figura 36 – Tensão de membrana primária e secundária e flexão na seção cilíndrica 4 (von Mises)	72
Figura 37 – Soma das tensões principais na seção cilíndrica 4	73
Figura 38 – Tensão de membrana na seção cilíndrica 3 (von Mises).....	75
Figura 39 – Tensão de membrana primária e secundária e flexão na seção cilíndrica 3 (von Mises).....	75
Figura 40 – Soma das tensões principais na seção cilíndrica 3	76
Figura 41 – Tensão de membrana na seção cilíndrica 2 (von Mises).....	78
Figura 42 – Tensão de membrana primária e secundária e flexão na seção cilíndrica 2 (von Mises)	78
Figura 43 – Soma das tensões principais na seção cilíndrica 2	79
Figura 44 – Tensão de membrana na seção cilíndrica 1 (von Mises).....	81
Figura 45 – Tensão de membrana primária e secundária e flexão na seção cilíndrica 1 (von Mises).....	81
Figura 46 – Tensão de membrana primária e secundária e flexão no bocal da seção cilíndrica 1 – detalhe vista externa (von Mises)	82
Figura 47 – Tensão de membrana primária e secundária e flexão no bocal da seção cilíndrica 1 – detalhe vista interna (von Mises).....	82
Figura 48 – Soma das tensões principais na seção cilíndrica 1	83
Figura 49 – Tensão de membrana na seção cilíndrica (casco)	85
Figura 50 – Detalhe do concentrador de tensões na seção cilíndrica (casco)	86

Figura 51 – Tensão de membrana primária e secundária e flexão na seção cilíndrica (casco) (von Mises).....	86
Figura 52 – Detalhe do concentrador de tensões na seção cilíndrica casco (von Mises).....	87
Figura 53 – Soma das tensões principais na seção cilíndrica casco	87
Figura 54 – Tensão de membrana na região esférica do tampo (von Mises)	90
Figura 55 – Tensão de membrana primária e secundária e flexão na região esférica do tampo (von Mises).....	91
Figura 56 – Tensão de membrana na região toroidal do tampo (von Mises).....	92
Figura 57 – Tensão de membrana primária e secundária e flexão na região toroidal do tampo (von Mises).....	92
Figura 58 - Tensão de membrana primária e secundária e flexão no tampo inferior toriesférico 6 % - vista interna (von Mises)	93
Figura 59 - Tensão de membrana primária e secundária e flexão no tampo inferior toriesférico 6 % - vista externa (von Mises).....	93
Figura 60 - Soma das tensões principais no tampo inferior toriesférico 6 %	94

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Limites de tensão por categoria	31
Tabela 2 – Coeficiente (eficiência) de solda	36
Tabela 3 – Verificação da Qualidade da Malha	45
Tabela 4 – Comparativo das tensões obtidas.....	91

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ASME – American Society of Mechanical Engineers

ASTM – American Society For Testing And Materials

IGS – Initial Graphics Exchange Specification

MEF – Método dos Elementos Finitos

LISTA SÍMBOLOS

h	–	Altura do reforço
ν	–	Coefficiente de Poisson
l	–	Comprimento de reforço
c	–	Corrosão interna
ρ	–	Densidade
d	–	Diâmetro interno do tampo plano
D_o	–	Diâmetro externo
D_L	–	Diâmetro externo na base maior de uma transição cônica
D_S	–	Diâmetro externo na base menor de uma transição cônica
E	–	Eficiência de solda (junta)
T_R	–	Espessura do reforço
t	–	Espessura nominal
C	–	Fator de projeto (adimensional)
n_R	–	Número de reforços
P	–	Pressão de projeto (pressão interna de operação + pressão hidrostática)
P_h	–	Pressão hidrostática máxima
P_i	–	Pressão interna de operação (máxima)
R_o	–	Raio externo do cilindro
r	–	Raio interno da concordância
L	–	Raio interno da coroa
L_o	–	Raio externo da coroa
α	–	Semi ângulo do vértice
T	–	Temperatura de projeto
S_y	–	Tensão de escoamento
S_{PL}	–	Tensão de escoamento (S_y) do material na temperatura de projeto
S_e	–	Tensão equivalente de von Mises
S_A	–	Tensão admissível ou tensão máxima admissível
P_b	–	Tensão primária de flexão
P_m	–	Tensão primária geral de membrana
P_L	–	Tensão primária local de membrana
σ	–	Tensão

- σ_1 – Tensão principal na direção 1
- σ_2 – Tensão principal na direção 2
- σ_3 – Tensão principal na direção 3
- Q – Tensão Secundária

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	20
1.1 OBJETIVO	21
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	22
3 CONCEITO TEÓRICO.....	27
3.1 ESTUDO DAS TENSÕES	27
3.2 SOLUÇÃO POR EXPRESSÕES	27
3.2.1 Tampo Plano.....	27
3.2.2 Costado Cilíndrico.....	28
3.2.3 Transição Cônica	28
3.2.4 Tampo Inferior Toriesférico 6 %	29
3.3 SOLUÇÃO NUMÉRICA PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS.....	30
Fonte: Adaptado do ASME Code, Section VIII, Division 1 (2013).....	34
4 MATERIAL E MÉTODO	35
4.1 DESCRIÇÃO GERAL DO EQUIPAMENTO	35
4.2 DESCRIÇÃO DO EQUIPAMENTO	36
4.3 MATERIAL UTILIZADO – DADOS DE CONSTRUÇÃO DO EQUIPAMENTO	38
4.4 COMPONENTES ANALISADOS	39
4.5 GEOMETRIA E PARÂMETROS ADOTADOS PARA A ANÁLISE.....	42
4.5 RESTRIÇÃO E CARREGAMENTO	46
4.6 MALHA GERADA	48
5 RESULTADO E DISCUSSÃO.....	51
5.1 VALIDAÇÃO DO RESULTADO PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS.....	51
5.1.1 Solução Teórica - Tensão Circunferencial	52
5.1.2 Solução pelo Modelo dos Elementos Finitos – Tensão Circunferencial	52

5.1.3 Conclusão da Validação	53
5.2 TAMPO SUPERIOR PLANO	53
5.2.1 Geometria: Dados e Propriedades do Tampo	53
5.2.2 Tensão Calculada por Expressão – Tampo Plano	54
5.2.3 Tensão pelo Modelo dos Elementos Finitos.....	55
5.3. SEÇÃO CILÍNDRICA 6 (COSTADO CILÍNDRICO)	59
5.3.1 Geometria: Dados e Propriedades da Seção Cilíndrica 6	59
5.3.2 Tensão Calculada por Expressão – Seção Cilíndrica 6	59
5.3.3 Tensão pelo Modelo dos Elementos Finitos.....	60
5.4 TRANSIÇÃO CÔNICA.....	62
5.4.1 Geometria: Dados e Propriedades da Transição Cônica	62
5.4.2 Tensão Calculada por Expressão – Transição Cônica.....	63
5.4.3 Tensão pelo Modelo dos Elementos Finitos - Transição cônica	63
5.5 SEÇÃO CILÍNDRICA 5 (COSTADO CILÍNDRICO)	66
5.5.1 Geometria: Dados e Propriedades da Seção Cilíndrica 5	66
5.5.2 Tensão Calculada por Expressão – Seção Cilíndrica 5	67
5.5.3 Tensão pelo Modelo dos Elementos Finitos – Seção Cilíndrica 5	67
5.6 SEÇÃO CILÍNDRICA 4 (COSTADO CILÍNDRICO)	70
5.6.1 Geometria: Dados e Propriedades da Seção Cilíndrica 4	70
5.6.2 Tensão Calculada por Expressão – Seção Cilíndrica 4	70
5.6.3 Tensão pelo Modelo dos Elementos Finitos – Seção Cilíndrica 4	71
5.7 SEÇÃO CILÍNDRICA 3 (COSTADO CILÍNDRICO)	73
5.7.1 Geometria: Dados e Propriedades da Seção Cilíndrica 3	73
5.7.2 Tensão Calculada por Expressão – Seção Cilíndrica 3	74
5.7.3 Tensão pelo Modelo dos Elementos Finitos – Seção Cilíndrica 3	74
5.8 SEÇÃO CILÍNDRICA 2 (COSTADO CILÍNDRICO)	76

5.8.1 Geometria: Dados e Propriedades da Seção Cilíndrica 2	76
5.8.2 Tensão Calculada por Expressão – Seção Cilíndrica 2	77
5.8.3 Tensão pelo Modelo dos Elementos Finitos – Seção Cilíndrica 2	77
5.9 SEÇÃO CILÍNDRICA 1 (COSTADO CILÍNDRICO)	79
5.9.1 Geometria: Dados e Propriedades da Seção Cilíndrica 1	79
5.9.2 Tensão Calculada por Expressão – Seção Cilíndrica 1	80
5.9.3 Tensão pelo Modelo dos Elementos Finitos – Seção Cilíndrica 1	80
5.10 SEÇÃO CILÍNDRICA CASCO.....	84
5.10.1 Geometria: Dados e Propriedades da Seção Cilíndrica Casco	84
5.10.2 Tensão Calculada por Expressão – Seção Cilíndrica Casco	84
5.10.3 Tensão pelo Modelo dos Elementos Finitos – Seção Cilíndrica (casco).....	85
5.11 TAMPO INFERIOR TORIESFÉRICO 6%	88
5.11.1 Geometria: Dados e Propriedades do Tampo Inferior Toriesférico 6%	88
5.11.2 Tensão Calculada por Expressão – Tampo Inferior Toriesférico 6%	89
5.11.3 Tensão pelo Modelo dos Elementos Finitos – Tampo Inferior Torisferico 6 %	90
6 CONCLUSÃO.....	95
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	96

1 INTRODUÇÃO

O Setor sucroenergético está entre os mais importantes da economia brasileira e tem importância global no contexto das energias renováveis. O Produto Interno Bruto do setor foi de aproximadamente US\$ 28 bilhões o que equivale a quase 2% do PIB nacional, mantendo 1,28 milhão de postos de trabalho formais. O PIB do setor tem tendência de continuidade de crescimento (NEVES, TROMBIN E CONSOLI, 2010). A demanda por bicombustível e açúcar cresce continuamente no Brasil e em várias regiões do planeta, criando grandes perspectivas para o setor.

Outro produto do setor também com importância é a bioeletricidade, que tem tendência de crescimento exponencial nos próximos anos. A bioeletricidade vinculada a produção de açúcar e etanol demonstra características importantes, representando papel estratégico na expansão do sistema elétrico nacional, por trazer importantes benefícios ambientais e socioeconômicos (CASTRO, BRANDÃO E DANTAS, 2010). Indiscutivelmente o setor tem papel fundamental na matriz energética brasileira, gerando combustível limpo e renovável a partir da cana-de-açúcar.

Embora o setor sucroenergético vislumbre futuro promissor, vivencia também enorme desafio para restabelecer a competitividade e retomar o seu crescimento com responsabilidade sócio ambiental. O sucesso desta jornada leva a necessidade de investimentos, aumento de produtividade, avaliação dos equipamentos existentes e projetos de pesquisas (FARINA, 2012).

Entre os equipamentos do setor que merecem atenção especial e que devem passar por análises estruturais, estão os vasos de pressão. O número destes equipamentos em uma unidade do setor é bastante expressivo.

Vasos de pressão são equipamentos estanques de qualquer dimensão, formato ou finalidade que suportam fluido pressurizado (TELLES, 2012). Outra definição, vasos de pressão são recipientes para a contenção de pressão interna acima de 0,1 MPa (ASME Section VIII, Division 1, 2013).

Vasos de pressão, como tantos outros equipamentos, podem operar de forma contínua 24 horas por dia e durante meses e falha nos vasos de pressão pode gerar perda de eficiência, paralização da produção e até ocasionar acidentes com lesão.

A avaliação dos vasos de pressão é importante para evidenciar a condição de segurança, eficiência operacional e para balizar projetos de alteração, recuperação, reparo e investimentos em novos equipamentos.

1.1 OBJETIVO

Este trabalho teve como objetivo realizar análise de tensões em projeto de vaso de pressão do setor sucroenergético, com a utilização do Método dos Elementos Finitos (MEF) comparando com solução teórica definida em norma e projeto de vasos de pressão e demonstrar capacidade do MEF na solução destes problemas.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

As normas de projeto de vasos de pressão são desenvolvidas em sua maioria por associações técnicas ou por sociedades de normalização em vários países. Normas de projeto foram desenvolvidas para garantir melhores condições de segurança e operação dos vasos de pressão, além de padronizar os cálculos para simplificação do projeto. As normas para compensar as simplificações das expressões de cálculos teóricos adotam grandes coeficientes de segurança, que podem variar de 1,4 a 3,4 dependendo da norma. A adoção destes fatores de segurança simplifica os procedimentos de cálculo, mas pode gerar projetos menos viáveis economicamente. Geralmente o efeito da fadiga não é considerado em projetos por solução teórica. Os coeficientes de segurança para as expressões adotadas em normas significam menores tensões admissíveis para o material, isto gera a necessidade de grandes espessuras para a parede do vaso, que pode aumentar o custo de construção do projeto. Os modelos matemáticos, aplicados a projetos de vasos de pressão, permitem a adoção de tensões admissíveis maiores para o material e garantindo desta forma menores espessuras para as paredes dos vasos de pressão (TELLES, 2012).

O Método dos Elementos Finitos (MEF) está incluído nos métodos numéricos e possibilita a análise da maior parte dos sistemas mecânicos da engenharia com grande precisão e confiabilidade (SORIANO, 2003).

Vasos de pressão projetados com conexões são amplamente empregados em muitas indústrias de diversas atividades. Nestas conexões estruturais, elevadas tensões são desenvolvidas nas zonas entre a própria conexão e o corpo do vaso durante o serviço, ou seja, quando o vaso está pressurizado. Diversos meios estruturais de reforço são utilizados para reduzir tensões e aumentar os limites de carga nas regiões das conexões. Um problema crítico relacionado à construção das conexões é a determinação da tensão atuante nestas regiões, sendo o Método dos Elementos Finitos (MEF) uma importante ferramenta para esta determinação (SKOPINSKII et al., 2013).

Vasos de pressão com conexões tem ampla utilização nas indústrias químicas e petroquímicas. A análise elástica indica tensões elevadas nas conexões dos vasos de pressão devido às mudanças abruptas na geometria do corpo. Além da análise de tensão elástica a determinação do limite de escoamento baseada na análise inelástica é um problema crítico. A deformação elasto-plástica das conexões em vasos de pressão pode ser verificada com o Método dos Elementos Finitos (MEF), que é uma ferramenta eficaz (SKOPINSKII, BERKOV E VOZHOVA, 2011).

As conexões dos vasos de pressão, amplamente utilizados em diversos ramos de indústrias, são os locais da estrutura em que as maiores tensões são desenvolvidas sob diferentes tipos de carregamento. Atualmente, métodos numéricos baseados no modelo de elementos finitos têm utilização generalizada, por resolver de forma fácil e com maior precisão as análises das tensões nas conexões (VOZHOVA E SKOPINSKII, 2012).

Conexões de diversos tipos são amplamente utilizadas em vasos de pressão cilíndricos nos mais variados segmentos de indústrias. Devido a sua geometria típica, as conexões têm grande concentração de tensão com os mais diversos carregamentos atuantes. A fim de determinar a carga limite, uma análise elasto-plástico em conexões foi realizada com a utilização do Método dos Elementos Finitos (MEF) em comparação a outros métodos de análise (SKOPINSKII, BERKOV E EMELYANOVA, 2012).

A indústria de alimentos, na última década, tem aumentado a demanda por equipamentos utilizados para obter a conservação de alimentos frescos. Uma das tecnologias empregadas neste processo é com o uso de vasos de alta pressão concebidos com a técnica de auto-interferência. O Método dos Elementos Finitos (MEF) é utilizado para proporcionar maior precisão aos cálculos de projeto e análise destes vasos de pressão (ALEGRE, BRAVO E PRECIADO, 2012).

A Europa, em busca de maior competitividade, desenvolveu aços de alta resistência, mas seu uso ainda é restrito para a construção de vasos de pressão devido ao conservadorismo dos códigos de projeto adotados na Europa. Para reverter a situação, projetos de pesquisas têm sido realizados com a adoção de técnicas alternativas ao uso do tradicional método de análise por expressões teóricas. Estas técnicas alternativas também podem permitir a redução da espessura da parede do aço usado no projeto do vaso de pressão e como consequência, reduzir o custo de fabricação. A análise pelo Método dos Elementos Finitos (MEF) foi utilizada para verificar o comportamento de um vaso de pressão construído com o aço P500 de alta resistência não permitido pela norma Europeia EN 13445 (Unfired Pressure Vessels). Seu resultado foi comparado com valores analíticos obtidos com parâmetros dos cálculos da mecânica da fratura e com os valores experimentais determinados por meio de medidores de tensão, obtendo-se uma boa concordância entre os resultados. Foi verificado que a utilização do aço não permitido na norma, pode ser empregado de forma bem sucedida e segura e reduzir também de forma significativa espessura do aço (GUERRERO, BETEGÓN E BELZUNCE, 2008). Com o trabalho observou-se que o Método dos Elementos Finitos (MEF) contribui de forma positiva para a análise estrutural dos vasos de pressão permitindo uma

utilização segura e confiável e econômica devido a espessura menor das chapas de aço utilizada no projeto de equipamentos.

Falhas em vasos de pressão podem significar nas indústrias perda de eficiência, danos aos equipamentos e danos pessoais, por isto é necessário garantir a vida longa e segura dos vasos de pressão conhecendo de forma global as tensões impostas pelas pressões e pelos mais diversos carregamentos. Os métodos utilizados para o estudo da tensão podem ser o analítico ou o numérico. Os efeitos dos concentradores de tensões devido as descontinuidades geométricas do vaso em função das aberturas para conexões são estudados para mostrar a localização e diâmetro mais adequado destas aberturas, minimizando as tensões determinadas por estes concentradores de tensão. Foi adotada a abordagem numérica do Método dos Elementos Finitos usando o software ANSYS, que é uma ferramenta eficaz e versátil para análise estrutural em comparação aos resultados analíticos e oferecem também alta velocidade, condições reais, completas e baixo custo (HYDER E ASIF, 2008).

Em estudo realizado por Sant'anna e Leal (2010) algumas trincas foram encontradas, após realização de inspeção externa por ultrassom, na parte superior de um vaso de pressão utilizado em refinarias para limpeza de hidrogênio. Vaso de pressão que trabalha em ciclos severos de pressurização/despressurização. A fim de decidir se o equipamento tem condição de operação segura com trincas, uma análise de tensão estrutural utilizando o Método dos Elementos Finitos foi realizada, para obter as tensões atuantes nas trincas considerando carga cíclica de pressão. Os cálculos mostraram que as trincas ainda não eram críticas, com isso a decisão de parar o equipamento ou continuar operando trouxe ganhos financeiros, porque a produção não parou para a realização de reparo que no momento era desnecessário.

Guan *et al.* (2013) propuseram nova técnica de teste para pequenas amostras foi utilizada para avaliar a influencia de micro defeitos em uma curva de carga-deformação. A técnica de teste foi comparada com simulação pelo Método dos Elementos Finitos, usando micro defeitos na modelagem da amostra. Uma vez que existem muitos parâmetros não lineares envolvendo as propriedades dos materiais e o processo da carga, é difícil obter uma solução analítica. No teste duas amostras foram utilizadas, uma de aço normalmente não utilizado na construção de vasos de pressão, continha micro defeitos aparentes, e outra de aço utilizado normalmente na fabricação de vasos de pressão que possuía poucos micro defeitos. O teste consistiu em perfurar amostras pequenas destes aços até a fratura, utilizando uma esfera de aço com aplicação de carga para obter a curva de carga-deformação. A comparação realizada entre as curvas de carga-deformação obtida com o teste e com a simulação pelo Método dos Elementos Finitos mostraram os mesmos resultados.

Nos vasos de pressão, descontinuidades geométricas, como mudança de formato, desalinhamento em juntas ou com diferença na espessura da parede, resultam em tensões de flexão adicionais que podem alterar a distribuição de tensões nas regiões de transição, tornando a determinação destas tensões importante. Expressões para a determinação da distribuição de tensões são, na maioria, limitadas para algumas geometrias de vasos e espessuras uniformes, sendo a análise pelo Método dos Elementos Finitos mais apropriada para diversas descontinuidades. Expressões de cálculo utilizadas em projeto estimam satisfatoriamente o aumento de tensão (pico) para as regiões de juntas circunferenciais dos vasos cilíndricos, mas não fornecem a localização do pico de tensão que é possível verificar através de Método dos Elementos Finitos (BRABIN, CHRISTOPHER E RAO, 2010).

Os vasos de pressão amplamente utilizados nas industriais são equipamentos considerados críticos, pois sua estrutura pode falhar devido ao uso prolongado, pela corrosão e por fatores mecânicos. Todos os danos causados podem ser considerados concentradores de tensão e levar à fratura da estrutura do equipamento. Por isto, a avaliação criteriosa dos vasos de pressão tem papel fundamental para a operação segura dos equipamentos pressurizados. As simulações numéricas baseadas no Método dos Elementos Finitos (MEF) constituem-se uma ferramenta capaz de melhorar a avaliação do estado de tensões de cascas cilíndricas pressurizadas, vasos de pressão (MOUSTABCHIR et. al., 2012).

O Método dos Elementos Finitos parte do parecer de leis simples para as variáveis dependentes primárias em subdomínios chamados elementos finitos, substituindo as leis exatas de solução do modelo matemático, que são desconhecidas, de modo a ter continuidades nas interfaces dos elementos. Estes elementos são ligados entre si através de pontos nodais, os infinitos pontos do modelo matemático são substituídos por um número finito de pontos, processo chamado de discretização do modelo matemático contínuo. Desde a antiguidade, cerca de 400 a.C., a ideia de dividir sistemas complexos em sistemas simples já era pensada (SORIANO, 2009)

O MEF trabalha com a resolução de equações diferenciais, aproximando a solução contínua por pequenas soluções aproximadas discretas em elementos distribuídos na sua superfície. Embora o termo Elementos Finitos tenha surgido no século XVIII, foi somente à partir da década de 60 e início da de 70 que tornou-se mais difundido e começou a ganhar maior aceitação. O desenvolvimento do Método dos Elementos Finitos foi impulsionado também pelo desenvolvimento do uso dos computadores, com isto, a resolução de problemas industriais de engenharia começou a contar com forte aliado (MARTINS FILHO, 2010).

Com a revisão bibliográfica realizada foi possível observar que o Método dos Elementos Finitos (MEF) para análise de tensões com precisão em diversas situações envolvendo vasos de pressão é recentemente estudada por diversos autores. Verificou-se, também, com a revisão bibliográfica, que a análise pelo Método dos Elementos Finitos demonstra ser eficiente e confiável, sendo um complemento para avaliação de projetos de vasos de pressão juntamente com as normas de projeto. Isto demonstra que o estudo proposto neste projeto é válido, apropriado e importante.

3 CONCEITO TEÓRICO

3.1 ESTUDO DAS TENSÕES

Foram realizadas as comparações de tensões encontradas utilizando a solução por expressões de cálculo teórico conforme ASME Code, Section VIII, Division 1, 2013 Edition com a tensão admissível dada pelo ASME Code, Section II, Part D, Table 1A , 2013 Edition.

As tensões encontradas pela solução numérica através do Método dos Elementos Finitos foram comparadas e estudadas com base em alguns critérios dados no ASME Code, Section VIII, Division 2, 2013 Edition.

3.2 SOLUÇÃO POR EXPRESSÕES

Todas as expressões de cálculo teórico relacionadas neste trabalho têm como referência o ASME Section VIII, Division 1, 2013. Esta divisão adota o critério da máxima tensão de tração como critério de validação dos componentes contra colapso plástico. Este critério considera que o componente do vaso de pressão entrará em colapso quando a máxima tensão atingir a tensão de escoamento do material. Na prática, pela norma, a máxima tensão encontrada com a utilização das expressões para cada componente são comparadas com as tensões admissíveis que são tensões com coeficiente de segurança incluído, tensão menor que a de escoamento, dadas no código para cada tipo de material. A tensão admissível (S_A) considerada foi a dada pelo ASME Code, Section II, Part D, Table 1A , 2013 Edition, que é de 108 MPa para temperaturas 125 °C e 150 °C.

3.2.1 Tampo Plano

Para o cálculo da tensão em tampo plano foi adotada a derivação da expressão do parágrafo UG-34 (c) (2) do ASME Section VIII, Division 1, 2013, utilizada para cálculo da espessura mínima requerida para tampos planos, expressão 1.

$$S = P \cdot d^2 \cdot c / t^2 \cdot E \quad (1)$$

Em que:

S = tensão, em MPa

P = pressão interna, em MPa

d = diâmetro interno do tampo plano, em mm

C = fator de projeto (adimensional) dependente do tipo de tampo e do sistema de fixação

t = espessura do tampo, em mm

E = coeficiente de eficiência de solda

O coeficiente de eficiência de solda adotado foi igual a 1 (um) para todas as expressões utilizadas. A seção 4.3 traz mais informações sobre o coeficiente de eficiência de solda.

3.2.2 Costado Cilíndrico

Para cálculo da tensão em costado cilíndrico ou seção cilíndrica foi adotada a derivação da expressão do apêndice 1-1 (a) do ASME Section VIII, Division 1, 2013, utilizada para cálculo da espessura mínima requerida para corpos cilíndricos, expressão 2.

$$S = P \cdot (R_o - 0,4 \cdot t) / E \cdot t \quad (2)$$

Em que:

S = tensão, em MPa

P = pressão interna, em MPa

R_o = raio externo do cilindro, em mm

t = espessura do corpo (costado cilíndrico), em mm

E = coeficiente de eficiência de solda longitudinal

3.2.3 Transição Cônica

Para cálculo da tensão em transição cônica foi utilizada a derivação da expressão do apêndice 1-4 (e) do ASME Section VIII, Division 1, 2013, utilizada para cálculo da espessura mínima requerida para transição cônica, expressão 3.

$$S = P \cdot (D_L - 0,8 \cdot t \cdot \cos\alpha) / 2 \cdot E \cdot t \cdot \cos\alpha \quad (3)$$

Em que:

S = tensão, em MPa

P = pressão interna, em MPa

D_L = diâmetro externo na base maior da transição cônica, em mm

t = espessura da transição, em mm

α = semi-ângulo do vértice do cone

E = coeficiente de eficiência de solda longitudinal

3.2.4 Tampo Inferior Toriesférico 6 %

Para o cálculo da tensão no tampo toriesféricos foi adotada a expressão derivada do apêndice 1-4 (d) do ASME Code, Section VIII, Division 1, 2013 Edition, que é utilizada para cálculo da espessura mínima requerida para tampos toriesféricos, expressão 4.

$$S = P \cdot (M \cdot L_o - t \cdot (M - 0,2)) / 2 \cdot E \cdot t \quad (4)$$

Em que:

S = tensão, em MPa

P = pressão interna, em MPa

L_o = raio externo da coroa (crown radius), em mm

t = espessura do tampo, em mm

E = coeficiente de eficiência de solda

M = dado pela expressão 5

$$M = 1 / 4 \cdot (3 + (L / r)^{0,5}) \quad (5)$$

Em que:

L = raio interno da coroa (crown radius), em mm

r = raio interno da concordância (knuckle radius), em mm

3.3 SOLUÇÃO NUMÉRICA PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

O ASME Code, Section VIII, Division 2, Part 5, 2013 Edition, fornece metodologia e procedimentos para elaboração de projeto por análise (design by analysis), que utilizam os resultados de uma análise de tensões como a do Método dos Elementos Finitos para avaliar vasos de pressão e seus componentes contra falha devido ao colapso plástico, falha localizada, falha devido a flambagem e falha devido a carregamentos cíclicos (fadiga). Para isto, foi necessário identificar qual condição que determinado componente do vaso de pressão atingiu seu limite de escoamento.

Os procedimentos descritos fornecem informações necessárias para conseguir um bom resultado com relação às condições de carga, seleção de materiais, processamento dos resultados e comparação com critérios de aceitação para determinar a adequação dos equipamentos em relação a possíveis falhas (ASME Code, Section VIII, Division 2, Part 5, 2013 Edition).

No presente estudo foram avaliados os componentes do vaso de pressão contra o colapso plástico. Para a avaliação contra o colapso plástico o ASME Code, Section VIII, Division 2, Part 5, 2013 Edition fornece três métodos alternativos, sendo o método da análise de tensões elásticas (elastic stress analysis method), o método de carga limite (limit load method) e o método de análise de tensões elasto-plásticas (elastic plastic stress analysis method). O método adotado para avaliação neste trabalho foi o método da análise de tensões elásticas. O código recomenda não aplicar este método de análise para vasos de grandes espessuras quando $(R / t \leq 4)$, em que R é o raio e t a espessura. No caso deste estudo, o vaso de pressão em análise pode ser considerado de parede fina, uma vez que o valor encontrado da relação R / t foi maior que 10.

Os valores das tensões obtidos em cada componente pelo Método dos Elementos Finitos foram categorizados e comparados com os valores de tensões limites associados aos materiais considerados para os componentes. As tensões limites são encontradas no próprio código. A categorização é realizada a partir da obtenção das tensões equivalentes dos componentes, sendo estas tensões comparadas com as propriedades de resistência mecânica do material obtidas através de ensaios sob carga uniaxial de tração. O critério que deve ser adotado para estabelecer a tensão equivalente é o critério da máxima energia de distorção ou

von Mises. A tensão de von Mises é dada pela expressão 6 (ASME Code, Section VIII, Division 2, Part 5, 2013 Edition).

$$S_e = \sigma_e = 1 / 2^{0,5} \cdot [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{0,5} \quad (6)$$

As categorias de tensões equivalentes, que segundo o ASME Code, Section VIII, Division 2, Part 5, 2013 Edition, devem ser verificadas e atendidas contra o colapso plástico pela análise de tensões elásticas são especificadas a seguir:

a) Tensão primária geral de membrana (P_m)

Tensão equivalente média desenvolvida através da espessura da parede e é derivada dos carregamentos mecânicos, como a pressão interna. Exclui descontinuidades e concentrações de tensões. As tensões são desenvolvidas para satisfazer as leis de equilíbrio em relação aos carregamentos. Tem a característica de não ser auto limitante (como todas as tensões primárias), enquanto o carregamento é aplicado a tensão é mantida não sendo aliviada em consequência de deformação. Se a tensão primária exceder o limite de elasticidade do material pode ocorrer falha estrutural ou deformação permanente no componente do vaso de pressão.

b) Tensão primária local de membrana – (P_L)

Tensão equivalente média desenvolvida através da espessura da parede e que é derivada dos carregamentos mecânicos, como a pressão interna. Inclui descontinuidades, mas exclui concentrações de tensões. A tensão local primária de membrana atua em regiões limitadas do vaso de pressão. ASME Code, Section VIII, Division 2, Part 5, 2013 Edition, de forma conservadora, não considera a tensão localizada de membrana como tensão secundária, embora ela tenha característica de tensão secundária, então seu limite é maior que o da tensão primária geral de membrana mais inferior ao limite de tensão secundária. Para localizar de forma mais segura a tensão primária localizada de membrana, o ASME Code, Section VIII, Division 2, Part 5, 2013 Edition, considera que: uma região de tensão em um componente do vaso de pressão é considerada local se a distância na direção meridional (longitudinal), em que a tensão exceda 1,1 S (em que S é a tensão

admissível do material), não for maior que $(R.t)^{0.5}$ (em que R é o raio e t a espessura da parede).

c) Tensão primária (geral ou local) de membrana + tensão primária de flexão ($P_L + P_b$).

Tensão equivalente derivada do valor mais alto através de toda a espessura da parede, das tensões de membrana primária geral ou local mais tensões de flexão primária produzidos por carregamentos mecânicos. Exclui descontinuidades e concentrações de tensões.

Os limites para a tensão primária geral de membrana (P_m), tensão primária local de membrana (P_L) e tensão primária (geral ou local) de membrana + tensão primária de flexão ($P_L + P_b$) são:

$$P_m \leq S_A \quad (7)$$

$$P_L \leq S_{PL} \quad (8)$$

$$(P_L + P_b) \leq S_{PL} \quad (9)$$

Em que,

P_m = Tensão primária geral de membrana

P_L = Tensão primária local de membrana

P_b = Tensão primária de flexão

S_A = Tensão admissível do material na temperatura de projeto, ASME Seção II, da Parte D, Table 1A

S_{PL} = Considerado como a tensão de escoamento (S_y) do material na temperatura de projeto, ASME Code, Section VIII, Division 2, Part 5, 2013 Edition.

A tensão admissível (S_A) considerada para análise pelo Metodo dos Elementos Finitos também foi a tensão dada pelo ASME Code, Section II, Part D, Table 1A, 2013 Edition, que é de 108 MPa. Não foi utilizada a tensão dada pelo ASME Code, Section II, Part D, Table 5A, 2013 Edition, pelo fato da solução por expressão utilizar a tensão dada pelo ASME Code,

Section II, Part D, Table 1A, 2013 Edition, criando assim o mesmo critério de comparação de tensão admissível pelos dois métodos aqui considerados.

Existe outra categoria de tensão também para avaliação de vasos de pressão, são as tensões secundárias (Q) tanto de membrana quanto de flexão. Estas são as que se desenvolvem a partir de restrições geométricas do vaso de pressão. Têm como característica de serem auto limitantes, ou seja, são aliviadas como resultado de deformações plásticas ou de escoamento localizado do material. São tensões desenvolvidas em regiões de mudança de um formato para outro, em regiões de mudança de espessura e em todas as regiões em que exista restrição a deformações e deslocamentos (TELLES, 2012).

O estudo das tensões secundárias não é necessário para a verificação do colapso plástico, mas sim para verificação da fadiga. Embora o presente estudo tenha como foco a avaliação contra o colapso plástico, que não considera a verificação da fadiga, foram avaliados de forma simplificada os valores limites de tensões secundárias para os componentes do vaso de pressão.

As tensões equivalentes primárias local de membrana, tensão de flexão mais tensão secundária ($P_L + P_b + Q$) foram comparadas com o limite que é também determinado com ASME Code, Section VIII, Division 2, Part 5, 2013 Edition.

$$(P_L + P_b + Q) \leq S_{PS} = 2 \cdot S_y \quad (10)$$

Em que,

S_{PS} = Tensão de escoamento (S_y) do material na temperatura de projeto, dado pelo ASME Code, Section VIII, Division 2, Part 5, 2013 Edition, multiplicado por 2.

Em adição à análise contra colapso plástico, a proteção contra falha localizada para o caso da análise elástica também foi verificada. O critério utilizado para a verificação contra este tipo de falha localizada baseado na limitação de deformações em regiões de descontinuidades estruturais para evitar deformações acentuadas, ASME Code, Section VIII, Division 2, Part 5, 2013 Edition, foi através do controle da soma das tensões primárias principais em que a soma deve ser menor ou igual a quatro vezes a tensão admissível do material na temperatura de projeto.

$$(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) \leq 4 \cdot S_A \quad (11)$$

Em que,

σ_1, σ_2 e σ_3 = Tensões principais

S_A = Tensão admissível do material dado pelo ASME Code, Section II, Part D, Table 1A, 2013 Edition.

Na Tabela 1 pode-se verificar os valores limites de tensão para cada categoria de tensão avaliada no estudo pelo Método dos Elementos Finitos. Na Tabela 1 são encontrados os valores limites do ASME Code, Section VIII, Division 2, Part 5, 2013 Edition.

Tabela 1 – Limites de tensão por categoria

Categoria de tensão (σ)	Limites (MPa)	
	125 °C	150 °C
P_m	108	108
P_L	186	183
$P_L + P_b$	186	183
$P_L + P_b + Q$	372	366
$\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3$	432	432

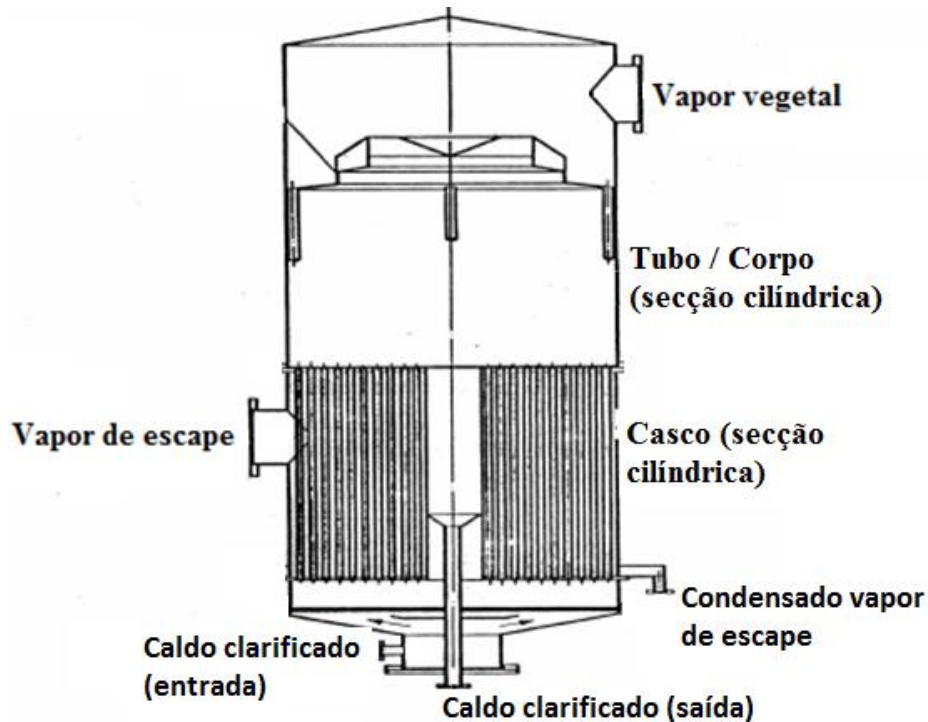
Fonte: Adaptado do ASME Code, Section VIII, Division 1 (2013)

4 MATERIAL E MÉTODO

4.1 DESCRIÇÃO GERAL DO EQUIPAMENTO

O equipamento estudado foi um pré-evaporador do setor sucroenergético (trocador de calor do tipo casco / tubo). O pré-evaporador é um vaso de pressão, que tem como finalidade evaporar parte da água contida no caldo clarificado (caldo de cana-de-açúcar que passou por tratamento químico), e desta maneira iniciar a concentração do açúcar dissolvido. A fonte de energia térmica para o pré-evaporador é o vapor liberado nas turbinas do sistema de geração de energia elétrica, denominado vapor de escape (vapor saturado). Este vapor está presente apenas no lado externo dos tubos na parte denominada casco. A troca térmica entre o vapor de escape e o caldo clarificado ocorre no feixe tubular (corpo de equipamento). O vapor liberado do aquecimento do caldo pelo vapor de escape é chamado de vapor vegetal, este vapor é direcionado para uma tubulação coletora geral de vapor do sistema de evaporação do caldo. O condensado proveniente do vapor de escape é acumulado em tanque de condensado para posteriormente retornar ao sistema de condensado da caldeira a vapor. O caldo clarificado não tem contato direto com o vapor de escape. A configuração típica de um pré-evaporador é mostrada na Figura 1. O equipamento é um trocador de calor que tem dois fluidos circulando por circuitos independentes, o fluido quente (vapor de escape) que circula pelo casco (seção cilíndrica) e o fluido frio (caldo clarificado) que circula pelos tubos que dará origem ao vapor vegetal. No setor sucroenergético usualmente a seção cilíndrica do casco é chamada de “calandra” e os tubos chamado de corpo.

Figura 1 – Configuração típica de um pré- evaporador

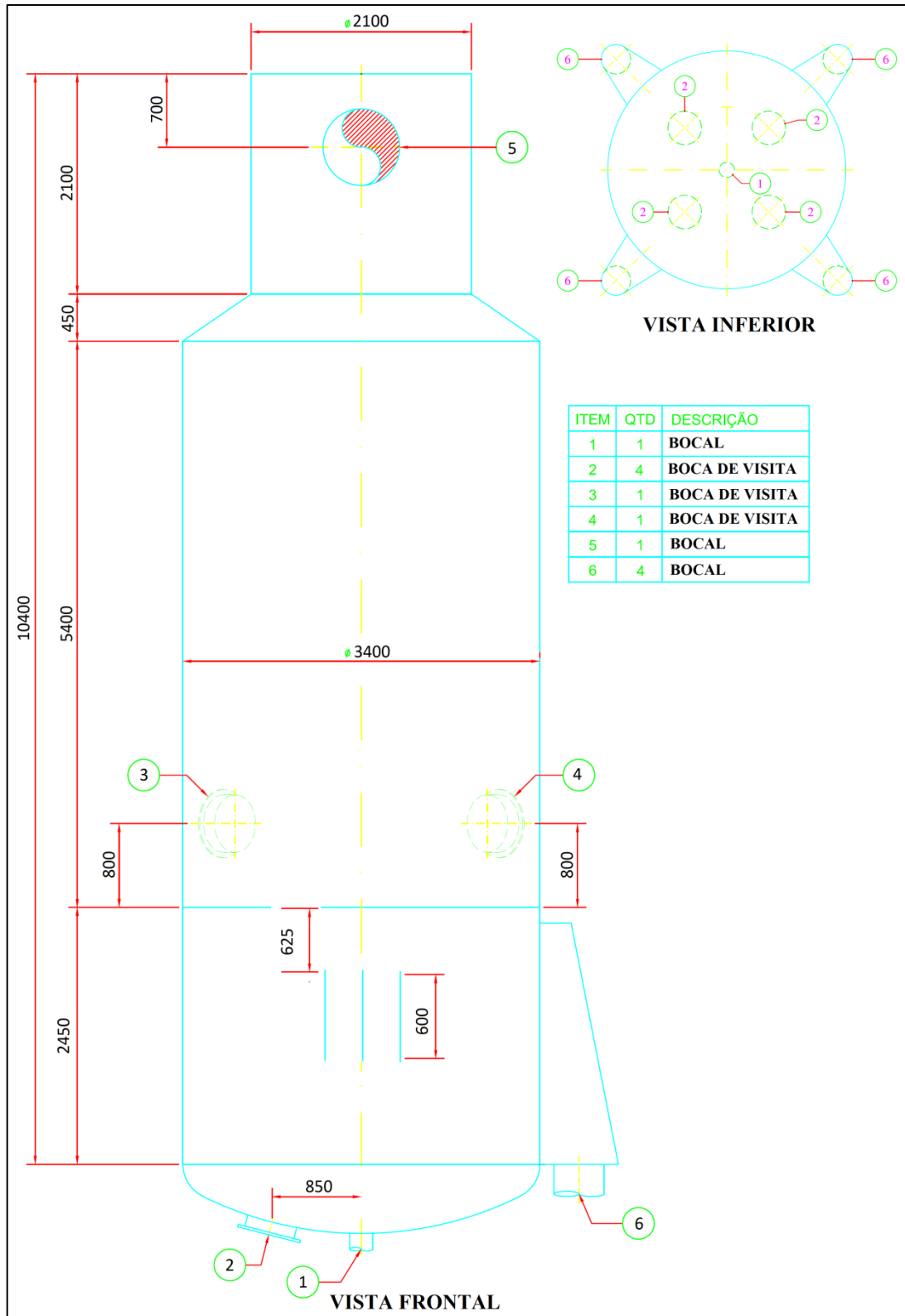


Fonte: Adaptado de HUGOT (1969)

4.2 DESCRIÇÃO DO EQUIPAMENTO

A altura total do pré- evaporador é de 11 010 mm com diâmetro externo do cilindro maior (abaixo da transição cônica) de 3 400 mm e diâmetro externo do cilindro menor (acima da transição cônica) de 2 100mm, o diâmetro externo maior da transição cônica é de 3 400 mm e seu diâmetro externo menor é de 2 100 mm e com semi-ângulo do vértice de $55,3^\circ$, tampo superior plano com reforço e tampo inferior toriesférico 6%. Os bocais considerados para efeito de cálculos pelo Método dos Elementos Finitos foram os com diâmetros externos maiores que 200 mm. Os bocais e bocas de visita foram considerados sem a presença de reforço. Na Figura 2 pode-se verificar a geometria do equipamento estudado.

Figura 2 – Geometria do equipamento analisado – vista simplificada



Fonte: Autoria própria

4.3 MATERIAL UTILIZADO – DADOS DE CONSTRUÇÃO DO EQUIPAMENTO

O material construtivo considerado para todas as seções cilíndricas, tampos e reforços do tampo superior plano do pré-evaporador foi o aço-carbono SA-283 Grau C (especificação aceita pelo ASME Code, Section II, Part D, 2013 Edition).

Como não foi identificada qualquer documentação de projeto ou fabricação do pré-evaporador, o SA-283 Grau C foi adotado. Conforme a API 510 (2014), para avaliação de vasos de pressão com documentação mínima ou nenhuma documentação de projeto, fabricação ou identificação, é recomendado para verificar a integridade operacional de vasos de pressão em aço-carbono as tensões admissíveis do SA-283 Grau C.

O material construtivo considerado para os bocais do pré-evaporador foi assumido como sendo também o SA-283 Grau C. Não foi encontrada orientação, em códigos de inspeção, avaliação ou adequação, quanto ao material a ser adotado para bocais de vasos de pressão sem documentação ou com documentação mínima.

Composição química requerida para o SA-283 Grau C, conforme ASME Code, Section II, Part A, 2013 Edition, é:

- a) Carbono (máximo) – 0,14 %
- b) Manganês (máximo) – 0,90 %
- c) Fósforo (máximo) – 0,035 %
- d) Enxofre (máximo) – 0,04 %

O AS-283 corresponde a uma edição do ASTM (American Society For Testing And Materials) A 283 Grau C aceita pelo comitê do ASME Code, Section II. As edições aceitas pelo ASME Code, Section II, Part A, 2013 Edition, iniciam na edição de 1988 até à edição 2003, reafirmada em 2007.

As propriedades mecânicas do material SA-283 Grau C segundo a Table 1A e Table Y-1 do ASME Code, Section II, Part D, 2013 Edition, são:

- a) Tensão de resistência à tração – 380 MPa
- b) Tensão de escoamento (S_y) – 205 MPa
- c) Tensão de escoamento na temperatura de projeto (125 °C) – 186 MPa
- d) Tensão de escoamento na temperatura de projeto (150 °C) – 183 MPa

e) Tensão máxima admissível – 108 MPa (para temperatura de projeto entre – 30 °C e 250 °C)

As tabelas Table 1A e Table Y-1 do ASME Code, Section II, Part D, 2013 Edition, respectivamente os valores da tensão admissível e do limite de escoamento, para os materiais que podem ser utilizados para fabricar as partes pressurizadas dos vasos de pressão, em função da temperatura de projeto. As tensões admissíveis são as tensões máximas que podem ser adotadas nos os cálculos de projeto, utilizando as expressões das diversas partes dos vasos de pressão (TELLES, 2012). As tensões admissíveis fornecidas pelo código ASME para cálculo por expressões são referente sempre a esforços estáticos.

Para ambas as análises, cálculos por expressões e pelo Método dos Elementos Finitos, o coeficiente de eficiência de solda (E), eficiência de junta, foi adotado igual a 1 (um). Assumido que as soldas existentes no equipamento são soldas feitas por ambos os lados, ou por procedimento equivalente, com penetração e fusão total e 100 % de inspeção (inspeção total) das soldas realizadas por radiografia (TELLES, 2012). Na Tabela 2 são apresentados dados sobre o coeficiente de solda.

Tabela 2 – Coeficiente (eficiência) de solda

Tipo de Solda	Coeficiente de solda relacionado ao tipo de inspeção da solda		
	Inspeção total	Inspeção parcial	Sem inspeção
Soldas feitas por ambos os lados ou por procedimento equivalente, de topo, e de forma que garanta penetração e fusão total	1,0	0,85	0,70
Soldas feitas por um lado único, de topo e com mata junta permanente	0,90	0,80	0,65

Fonte: Adaptado de ASME Code, Section VIII, Division 1, Table UW-12 (2013)

4.4 COMPONENTES ANALISADOS

Para melhor visualização e entendimento o pré-evaporador foi dividido em partes e componentes, sendo:

Parte 1:

- a) Tampo superior plano
- b) Seção cilíndrica 6 (costado cilíndrico)
- c) Transição cônica
- d) Seção cilíndrica 5 (costado cilíndrico)

Parte 2:

- e) Seção cilíndrica 4 (costado cilíndrico)
- f) Seção cilíndrica 3 (costado cilíndrico)
- g) Seção cilíndrica 2 (costado cilíndrico)
- h) Seção cilíndrica 1 (costado cilíndrico)

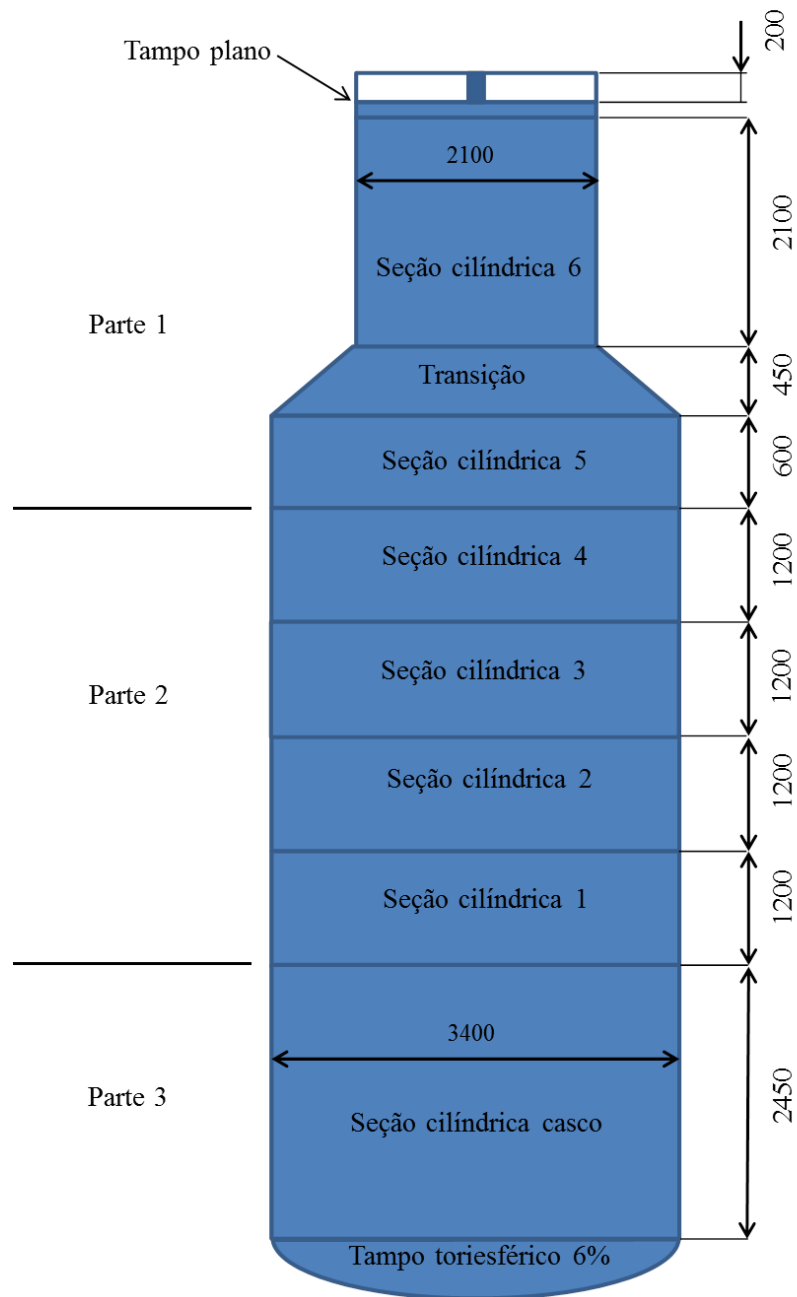
Parte 3:

- i) Seção cilíndrica casco (costado cilíndrico)
- j) Tampo inferior toriesférico 6%

Para permitir a correta aplicação das restrições e carregamentos no modelo gerado no ANSYS a simulação considerou o equipamento, pré-evaporador, inteiro sem dividi-lo em partes.

A Figura 3 mostra uma simplificação da geometria do equipamento para fácil localização das partes dos componentes analisados e suas dimensões (diâmetro e altura) em milímetros (mm).

Figura 3 – Componentes analisados e suas dimensões em milímetros (mm)



Fonte: Autoria própria

Os componentes que foram considerados da parte denominada tubo do equipamento são tampo superior plano, seção cilíndrica 6, transição cônica, seção cilíndrica 5, seção cilíndrica 4, seção cilíndrica 3, seção cilíndrica 2, seção cilíndrica 1 e tampo inferior toriesférico 6 %. Desta forma, a seção cilíndrica que contém o vapor de escape é considerada a parte denominada seção cilíndrica casco do equipamento.

4.5 GEOMETRIA E PARÂMETROS ADOTADOS PARA A ANÁLISE

O pré-avaporador foi modelado como casca (SHELL), utilizando o software INVENTOR 2015 para a construção do modelo e exportado na extensão IGS. Para criação do modelo geométrico a partir do arquivo importado IGS foi utilizado o aplicativo DesignModeler do pacote ANSYS R17.0 Academic.

A ferramenta Form New Part foi aplicada para gerar união dos nós nas regiões de interface entre os corpos.

Quando é utilizado o DesignModeler as condições de contato entre as partes são geradas de forma automática, permitindo que as cargas estruturais sejam transferidas conectando os vários corpos.

Criado o modelo geométrico, foi utilizado o modo Mechanical do ANSYS para simular a análise estática nas diversas partes analisadas. Sendo considerada pressão interna de operação, pressão hidrostática do fluido mais peso próprio do equipamento. As análises foram realizadas considerando hipóteses de isotropia, homogeneidade e linearidade do material considerado.

Os parâmetros adotados para análise foram:

- a. geometria: conforme Figura 3
- b. tipo de análise: estrutural estática (Linear Static Structural Analysis)
- c. tipo de elemento: casca (Shell)
- d. propriedades do material: aço estrutural (Structural Steel);
- e. tensão de escoamento do aço: conforme seção 4.3
- f. tensão de resistência a tração do aço: conforme seção 4.3
- g. densidade do aço, $\rho = 7\ 850\ \text{kg/m}^3$;
- h. modulo de elasticidade, $E = 195\ \text{GPa}$;
- i. coeficiente de Poisson, $\nu = 0,3$;

A parte 1 do modelo geométrico que inclui o tampo superior plano, seção cilíndrica 6, transição cônica e seção cilíndrica 5 pode ser visualizada nas Figuras 4 e 5.

Figura 4 - Modelo geométrico da parte 1 – vista 1

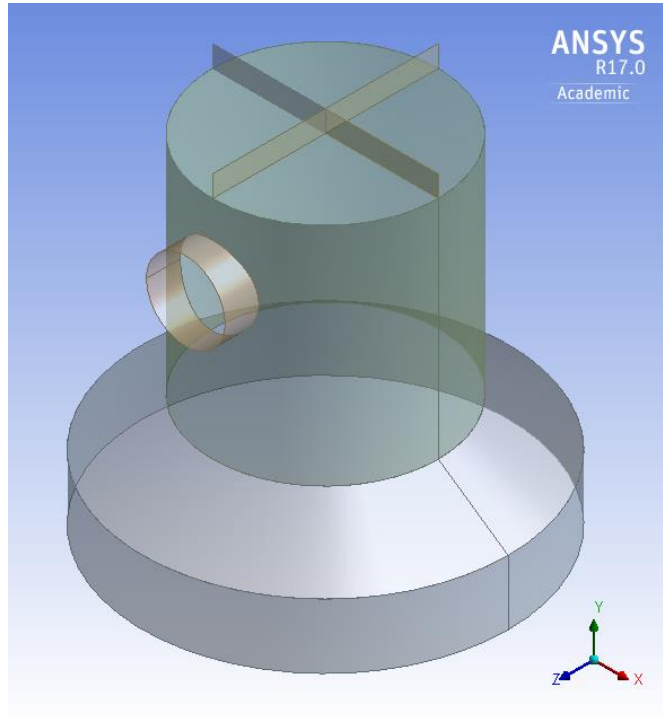
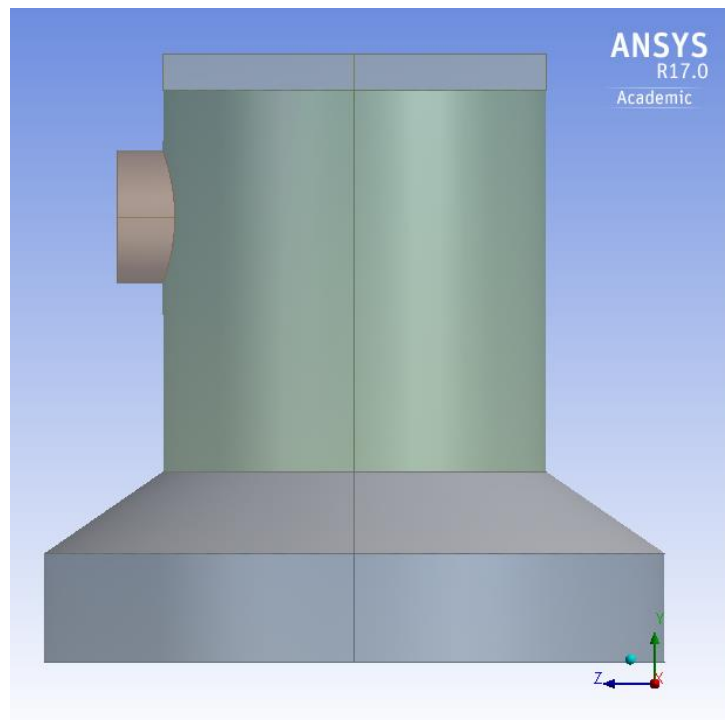


Figura 5 - Modelo geométrico da parte 1 – vista 2



A parte 2 do modelo geométrico que inclui a seção cilíndrica 4, seção cilíndrica 3, seção cilíndrica 2 e seção cilíndrica 1 pode ser visto nas figuras 6 e 7.

Figura 6 - Modelo geométrico parte 2 – vista 1

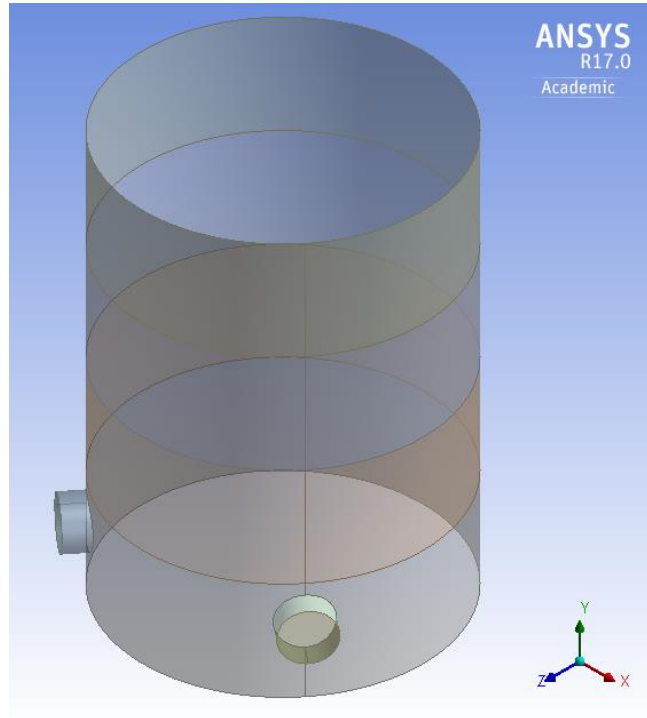
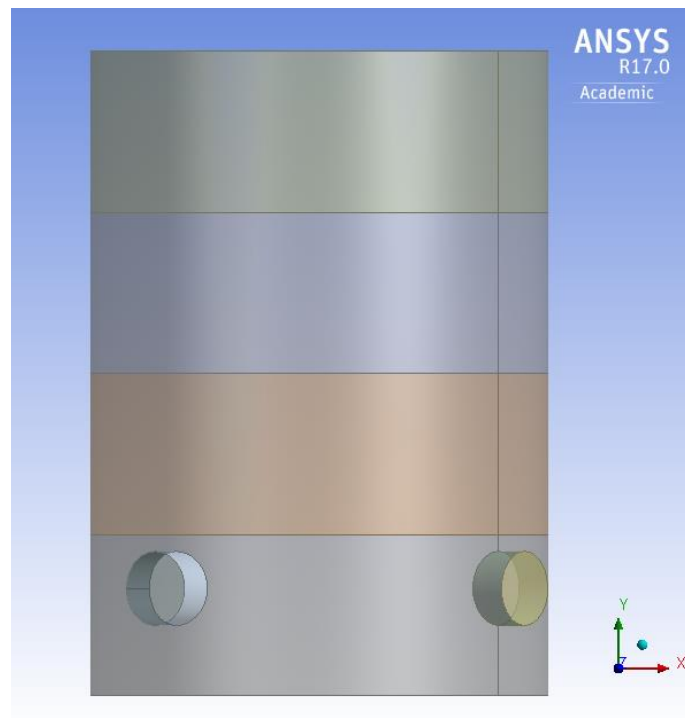


Figura 7 - Modelo geométrico parte 2 – vista 2



A parte 3 do modelo geométrico que inclui a seção cilíndrica casco e tampo inferior toriesférico 6% pode visto nas Figuras 8 e 9.

Figura 8 - Modelo geométrico parte 3 – vista 1

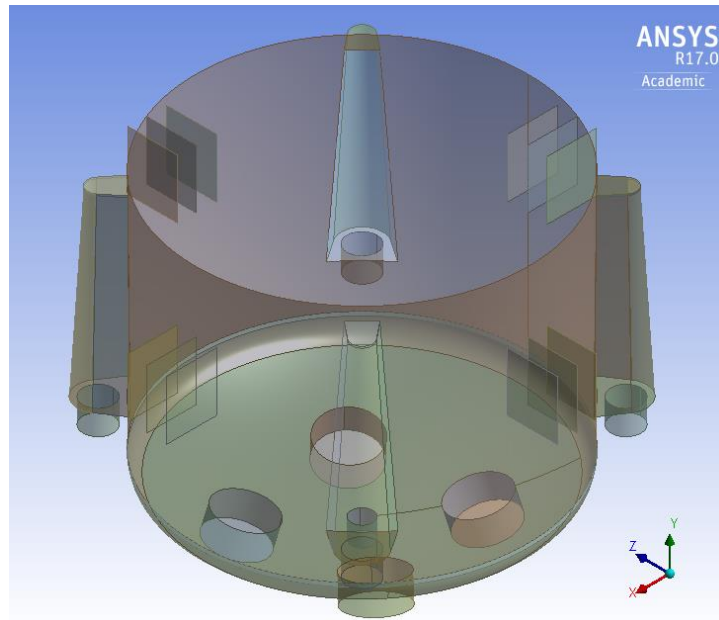
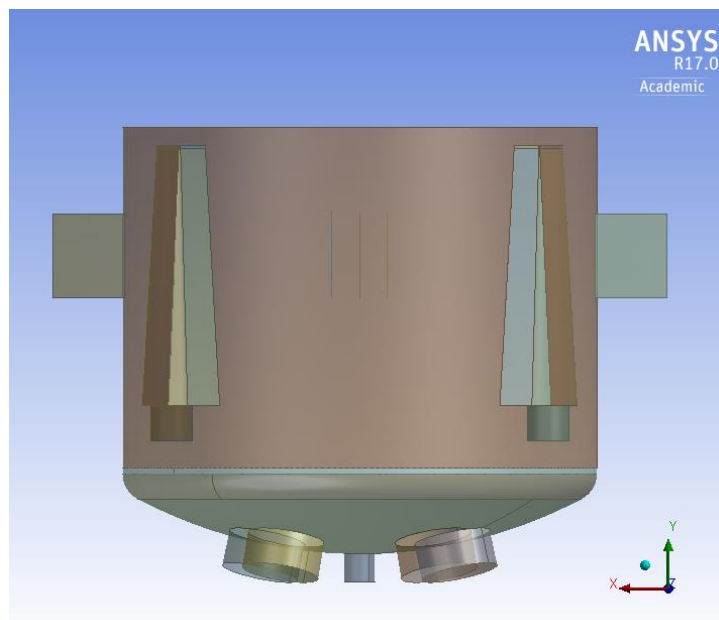


Figura 9 - Modelo geométrico parte 3 – vista 2



4.5 RESTRIÇÃO E CARREGAMENTO

Os carregamentos considerados nos cálculos por expressões e pelo Método dos Elementos Finitos foram pressão interna de operação mais pressão hidrostática do fluido, densidade considerada para o fluido foi de $1,08 \text{ t} / \text{m}^3$, foi considerado o equipamento totalmente cheio. Somente as duas cargas foram consideradas pelo fato do ASME Code, Section VIII, Division 1, 2013 Edition, fornecer expressões para cálculo dos vasos de pressão apenas em função da pressão interna ou externa, sendo que as outras cargas devem ser avaliadas por outros métodos a critério do projetista. Nas análises pelo Método dos Elementos Finitos foi considerado também o peso próprio do equipamento. Sendo que não foram considerados força do vento, reações de apoio dos suportes, impactos, ou outras cargas externas.

Conforme o parágrafo UG-21 do ASME Code, Section VIII, Division 1, 2013 Edition, pressão de projeto é a pressão que corresponde às condições mais severas de pressão e temperatura que podem ser previstas em serviço normal de operação. De acordo com parágrafo 4.1.5.2 (a) e 2.2.2.1 (d) (1) do ASME Code, Section VIII, Division 1, 2013 Edition, pressão de projeto é a pressão usada juntamente com a temperatura, para determinar no projeto de um componente a espessura mínima necessária e é a pressão exigida no topo do vaso de pressão em sua condição de operação.

A pressão e temperatura de projeto consideradas para o corpo do equipamento (parte 1, parte 2 e somente tampo inferior toriesférico 6% da parte 3) foram de 0,147 MPa e $125 \text{ }^\circ\text{C}$ respectivamente. Pressão e temperatura de projeto consideradas para a seção cilíndrica casco do equipamento foram de 0,245 MPa e $150 \text{ }^\circ\text{C}$ respectivamente. Para o cálculo por expressão, a pressão hidrostática foi calculada individualmente para cada componente analisado. Para o Método dos Elementos Finitos a pressão hidrostática foi inserida diretamente no modelo gerado. Como a seção cilíndrica trabalha somente com vapor saturado, pressão hidrostática não foi considerada.

A modelagem da aresta inferior das chapas de sustentação do equipamento utilizou a restrição fixa (fixed support), que não permite movimento nas direções x, y e z, conforme mostra a Figura 10. As chapas de sustentação do equipamento são soldadas na seção cilíndrica (costado) e fazendo contato (soldadas) na estrutura de sustentação que também suporta todo o piso do local em que o equipamento está posicionado. No bocal da seção cilíndrica 6 foi inserido restrição não permitindo movimento somente na direção axial do bocal (displacement), simulando desta forma continuidade da tubulação. Nos outros bocais e bocas de visita não foram aplicados qualquer tipo de restrição.

Na Figura 11 pode ser verificada a distribuição da aplicação da pressão hidrostática como carregamento no ANSYS.

Figura 10 - Restrições e carregamentos

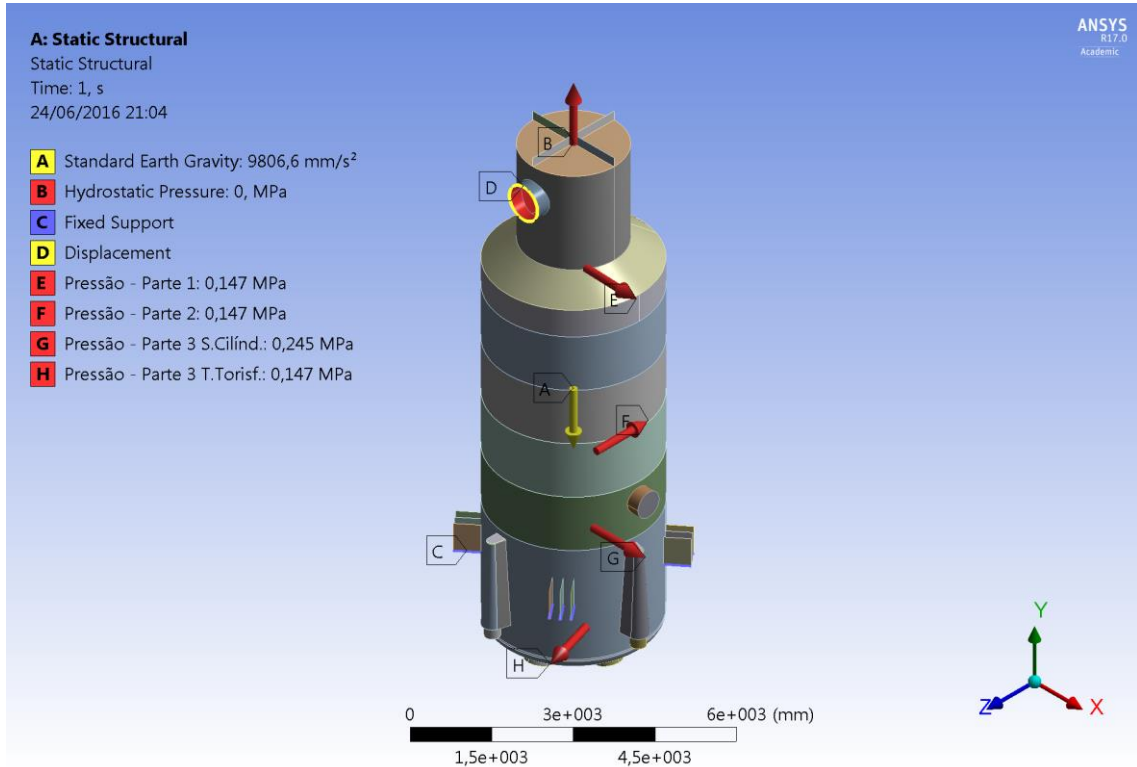
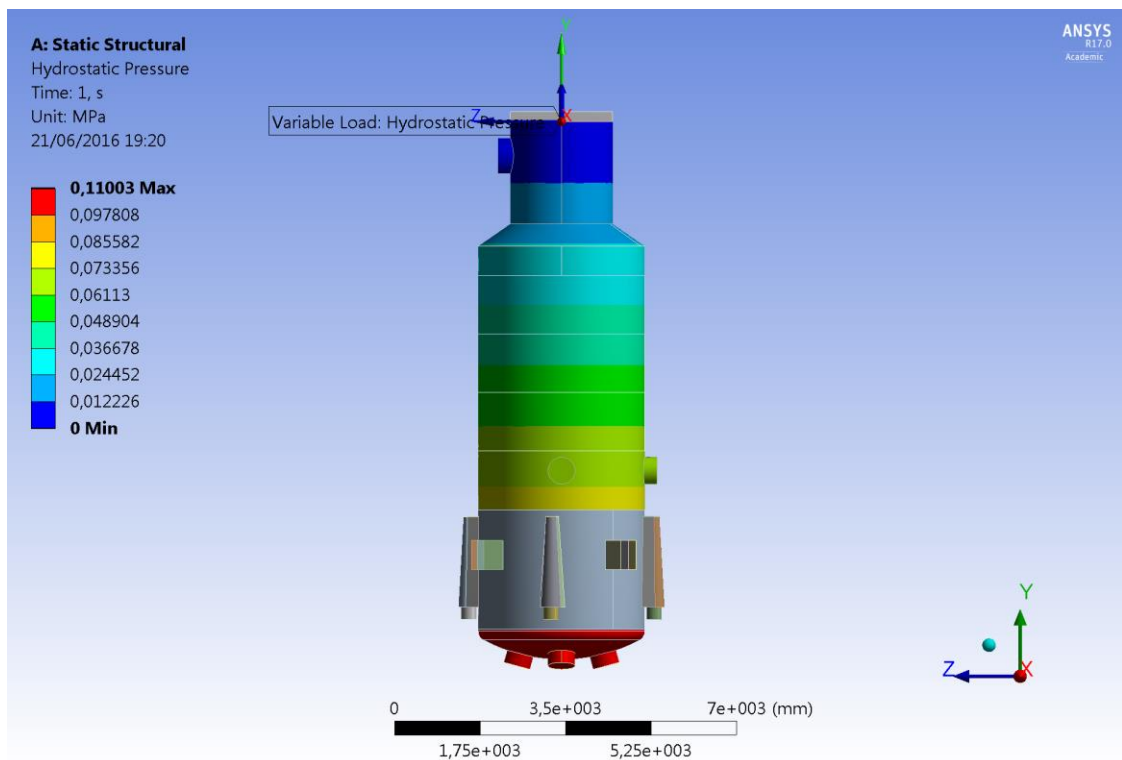


Figura 11 – Aplicação da pressão hidrostática (carregamento) no ANSYS



4.6 MALHA GERADA

Para geração da malha foi utilizado o elemento SHELL181 que é satisfatório para estruturas de casca com espessuras finas a moderadamente grossas, este elemento possui quatro nós e seis graus de liberdade por nó. Elemento com translação nas direções x, y e z, e rotação sobre os eixos x, y e z, para utilização com a opção de membrana o elemento tem graus de liberdade apenas de translação. Este elemento também tem resposta para efeitos de pressão distribuídas.

Durante o processo de geração de malha foram utilizadas às ferramentas Body Sizing e Face Meshing do ANSYS Mechanical para obter uma malha de boa qualidade e com maior controle da mesma. O tamanho máximo inicialmente do elemento foi definido para 147,6 mm, posteriormente 100 mm e em seguida para 50 mm. O número de elementos e tensão de membrana para cada um destes tamanhos de elemento estão descritos na Tabela 3. A variação da tensão obtida não foi significativa, o que pode indicar uma malha de boa qualidade. Os números de nós e a quantidade de elementos foram gerados automaticamente.

Na Figura 12 é apresentada a malha gerada para a parte 1 que compreende o tampo plano, seção cilíndrica 6, transição cônica e seção cilíndrica 5. Para estes componentes foram gerados 12 584 elementos e 12 680 nós. Na Figura 13 é apresentada a malha gerada para a parte 2 que compreende a seção cilíndrica 4, seção cilíndrica 3, seção cilíndrica 2 e seção cilíndrica 1. Para estes componentes foram gerados 23 692 elementos. Na Figura 14 é apresentada a malha gerada para a parte 3, que compreende a seção cilíndrica casco e tampo toriesférico 6%. Para estes componentes foram gerados 20 792 elementos. O número total de elementos foi de 57 068.

Tabela 3 – Verificação da Qualidade da Malha

Tamanho Máximo de Elemento (mm)	Número de Elementos	Tensão de Membrana von Mises (MPa)	Variação (%)
147,6	17 793	49,736	---
100	22 232	50,145	0,822
50	57 068	49,743	-0,802

Fonte: Autoria própria

Figura 12 - Malha gerada para a parte 1

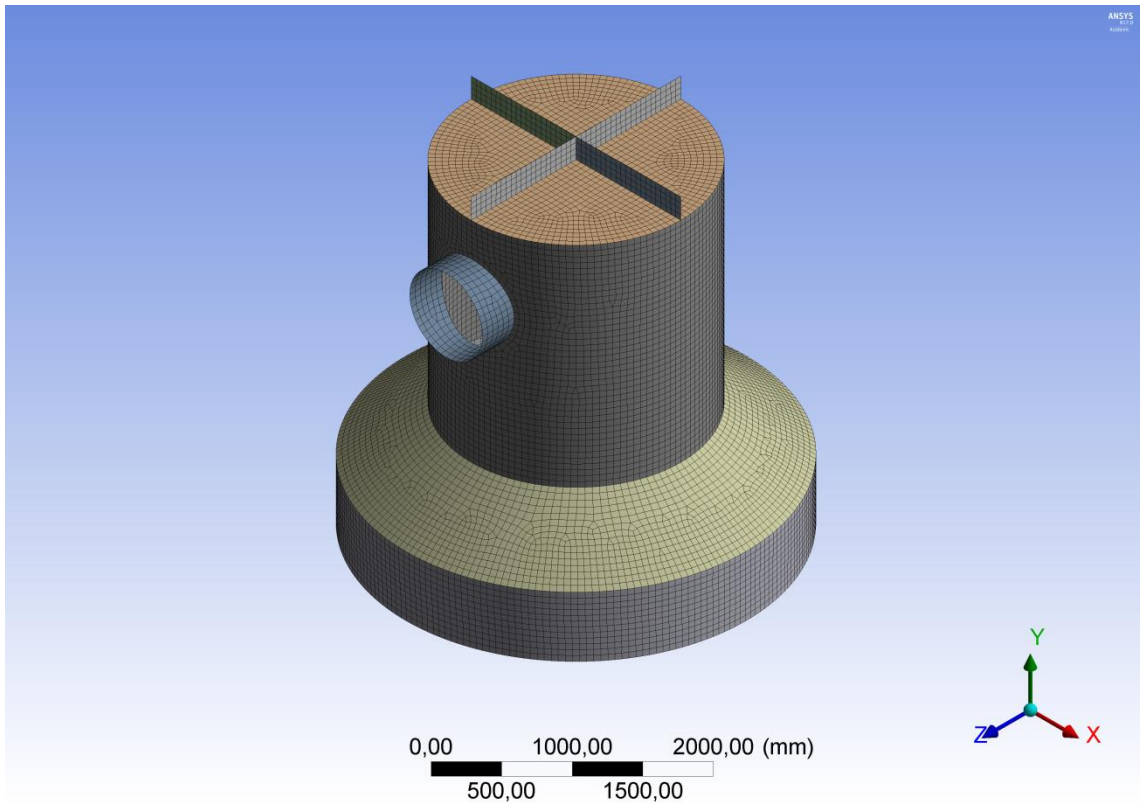


Figura 13 - Malha gerada para a parte 2

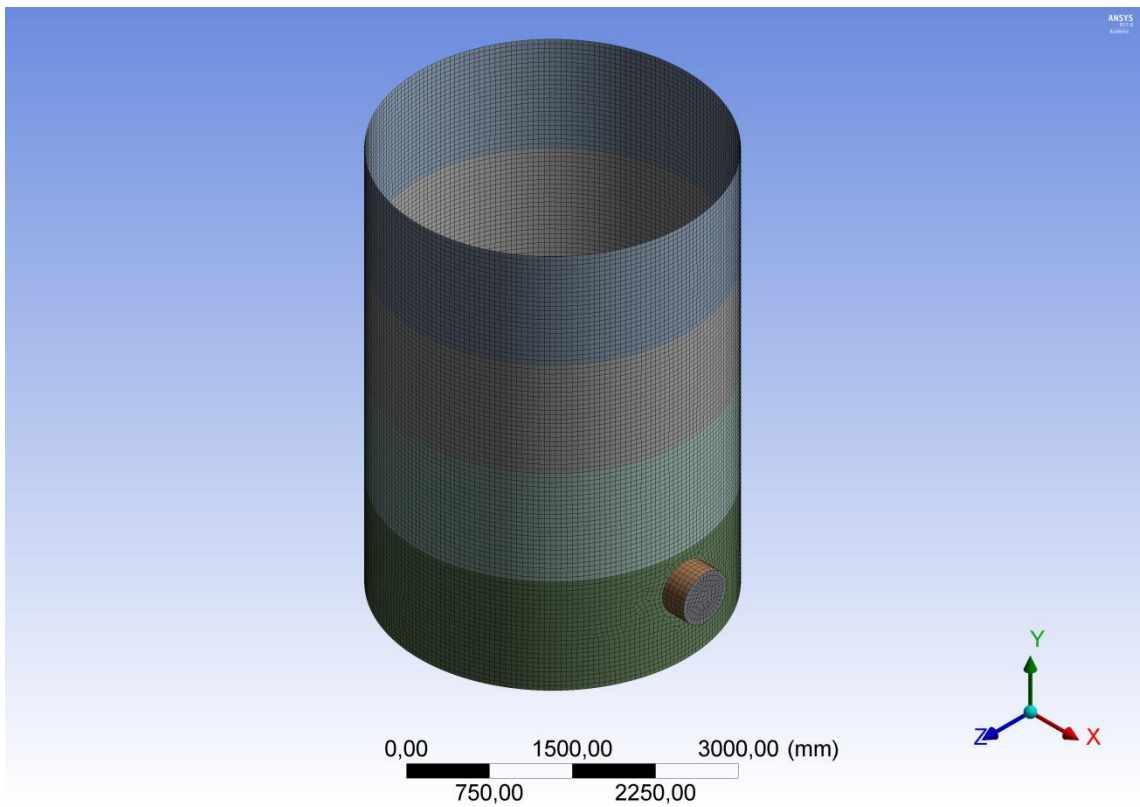
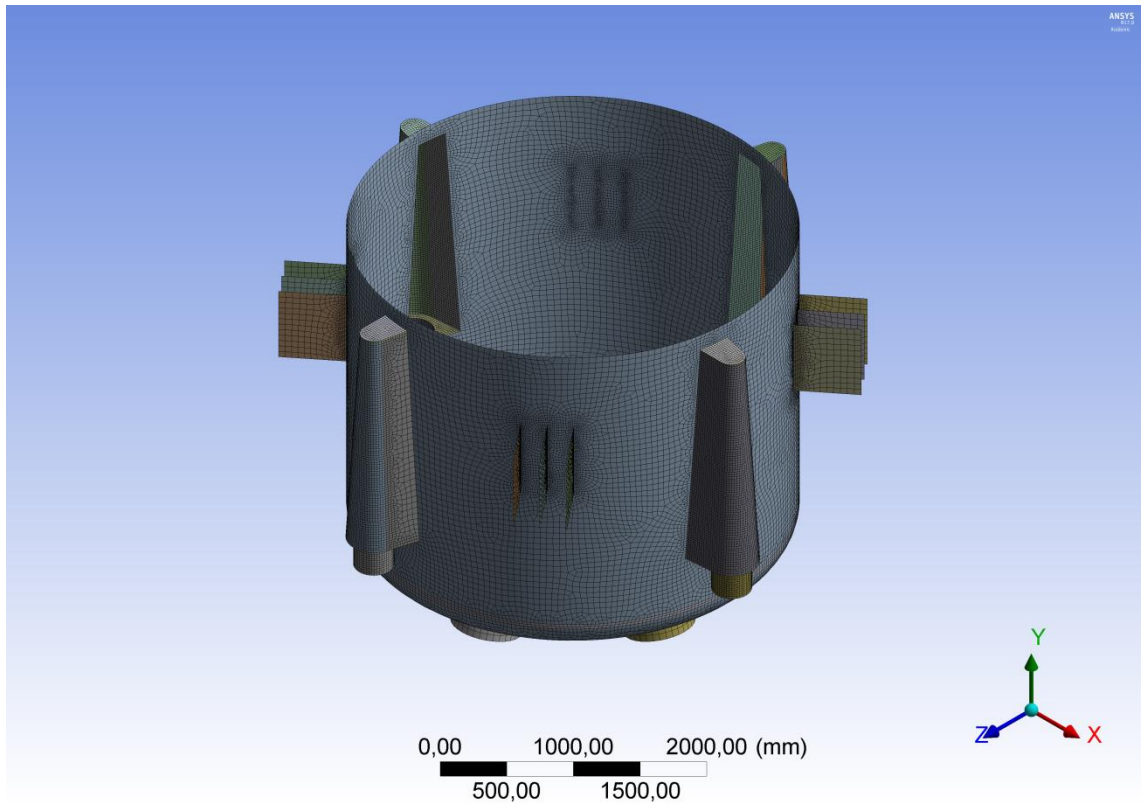


Figura 14 - Malha gerada para a parte 3



5 RESULTADO E DISCUSSÃO

5.1 VALIDAÇÃO DO RESULTADO PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

Para a validação dos resultados numéricos via elementos finitos foi realizada uma comparação do resultado do modelo de elementos finitos com o resultado simplificado da solução teórica da Resistência dos Materiais.

Vasos de pressão de parede “fina” ($R / t > 10$, em que R é o raio médio do cilindro e t é a espessura da parede do cilindro) não tem tensão variando ao longo de sua espessura de forma significativa, podendo desta forma ser considerada uniforme. Como suas paredes apresentam baixa resistência à flexão, conclui-se que os esforços internos atuantes em um determinado ponto da parede sejam tangentes a superfície do vaso. Desta forma os vasos de pressão podem ser considerados como uma aplicação da análise do estado plano de tensão. Considerando um vaso cilíndrico de parede fina é possível determinar as tensões atuantes na parede do vaso, que são as tensões normais. Sendo que estas tensões normais são as tensões, circunferencial (σ_1) e longitudinal l (σ_2) obtidas pelas equações 12 e 13 respectivamente (HIBBELER, 2004).

$$\sigma_1 = P \cdot r / t \quad (12)$$

$$\sigma_2 = P \cdot r / 2 \cdot t \quad (13)$$

Em que:

P = pressão interna, em MPa

r = raio interno do cilindro, em mm

t = espessura do corpo (costado cilíndrico), em mm

As expressões 12 e 13 utilizadas para cálculo das tensões circunferencial e longitudinal são baseadas na teoria de membrana, o qual considera que não há momentos ou forças de cisalhamento presentes na análise. Nas regiões longe de descontinuidades, em vasos

cilíndricos, sob carregamento interno (pressão) somente as tensões de membrana estão presentes.

Para validação do resultado foi utilizado a seção cilíndrica 2, conforme pode ser verificado na Figura 15. O critério de definição do ponto considerado como resultado da tensão pelo Modelo dos Elementos Finitos foi definir uma região na seção cilíndrica distante de quaisquer descontinuidades geométricas ou concentradores de tensão. Foi definido como região distante de descontinuidade uma região distante de pelo menos 400 mm de soldas circunferenciais ou longitudinais ou de qualquer transição de formato de geometria. Regiões as quais são esperados a ocorrência de tensões de membrana.

Os dados da geometria e carregamentos utilizados para obtenção da tensão circunferencial por expressão estão descritos na seção 5.8.1 deste trabalho. Para o resultado pelo Método dos Elementos Finitos utilizou-se os mesmos critérios descritos na seção 4.5 deste trabalho, apenas limitando a visualização do resultado na seção escolhida.

5.1.1 Solução Teórica - Tensão Circunferencial

Com a utilização da expressão 12 obteve-se a tensão circunferencial:

$$\sigma_1 = P \cdot r / t = 0,213 \cdot 1\,700 / 7,2 \quad (14)$$

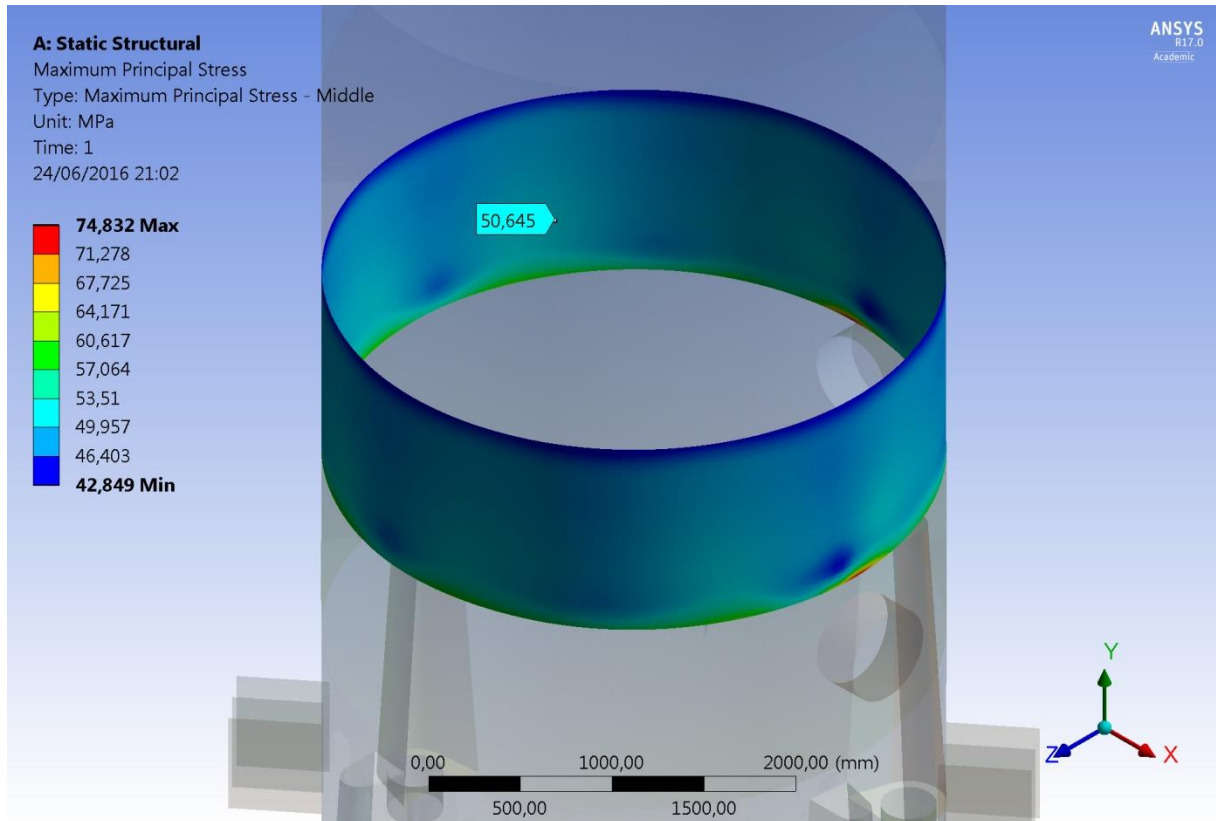
$$\sigma_1 = 50,292 \text{ MPa}$$

A tensão circunferencial (σ_1) é a máxima tensão principal para a região da seção cilíndrica verificada.

5.1.2 Solução pelo Modelo dos Elementos Finitos – Tensão Circunferencial

Conforme verificado na Figura 15 a tensão na região central da seção cilíndrica 2 (costado cilíndrico), calculada pelo modelo dos elementos finitos, distante de descontinuidades geométricas é de 50,645 MPa. A tensão encontrada corresponde à máxima tensão principal de membrana que é a tensão circunferencial (σ_1).

Figura 15 - Máxima tensão principal na região de membrana para validação do método



5.1.3 Conclusão da Validação

O Resultado obtido com a utilização do Método dos Elementos Finitos em uma geometria com solução conhecida, como a geometria observada na Figura 15, teve uma diferença de aproximadamente 0,8 % em relação ao valor calculado teoricamente.

5.2 TAMPO SUPERIOR PLANO

5.2.1 Geometria: Dados e Propriedades do Tampo

Diâmetro interno	$d_p = 2.100 \text{ mm}$
Espessura nominal (obtida por medição de ultrassom)	$t = 12,20 \text{ mm}$
Pressão interna operação (máxima)	$P_i = 0,147 \text{ MPa}$
Pressão hidrostática máxima	$P_h = 0,00 \text{ MPa}$

Pressão de projeto (pressão interna + pressão hidrostática)	$P = 0,147\text{MPa}$
Temperatura de projeto	$T = 125\text{ }^{\circ}\text{C}$
Eficiência de solda junta longitudinal	$E = 1,00$
Número de reforços	$n_R = 4$
Altura do reforço	$h = 200\text{ mm}$
Espessura do reforço	$t_R = 19,05\text{ mm}$
Comprimento do reforço	$l = 1\ 050\text{ mm}$
Corrosão interna	$c = 0\text{ mm}$
Fator de projeto (adimensional)	$C = 0,20$
Tensão de escoamento	$S_y = 205\text{ MPa}$
Tensão admissível	$S_A = 108\text{ MPa}$

5.2.2 Tensão Calculada por Expressão – Tampo Plano

$$S = P \cdot d^2 \cdot C / t^2 \cdot E \quad (16)$$

$$S = 0,147 \cdot 2\ 100^2 \cdot 0,2 / 12,2 \quad (17)$$

$$S = 871,1\text{ MPa}$$

Em que:

S = tensão, em MPa

P = pressão projeto, em MPa

d = diâmetro interno, em mm

C = fator de projeto (adimensional), dependente do tipo de tampo e do sistema de fixação conforme Figura UG-34 do ASME Code, Section VIII, Division 1, 2013 Edition.

t = espessura do tampo, em mm

E = coeficiente de eficiência de solda

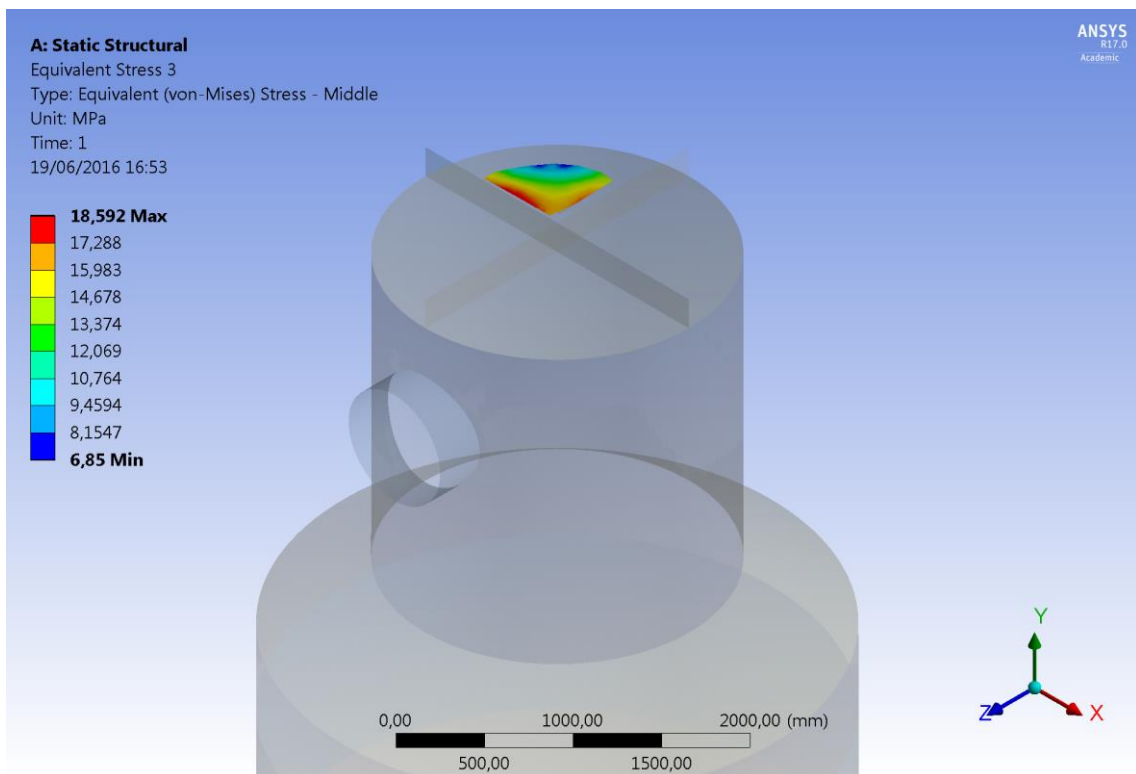
A tensão atuante no tampo plano calculada utilizando-se a expressão 16, que foi baseada na expressão do parágrafo UG-34 (c) (2) do ASME Code, Section VIII, Division 1, 2013 Edition, é igual 871,1 MPa. O tampo plano possui 4 (quatro) reforços em sua face superior, mas sua contribuição não é levada em consideração pela expressão do parágrafo UG-34 do ASME Code, Section VIII, Division 1, 2013 Edition. Ou seja, pela metodologia de cálculo baseada no ASME Code, Section VIII, Division 1, 2013 Edition é como se o tampo

não fosse reforçado. Como a expressão 16 não considera a contribuição dos reforços existentes, a tensão atuante está bem acima da tensão máxima admissível, que é igual a 108 MPa.

5.2.3 Tensão pelo Modelo dos Elementos Finitos

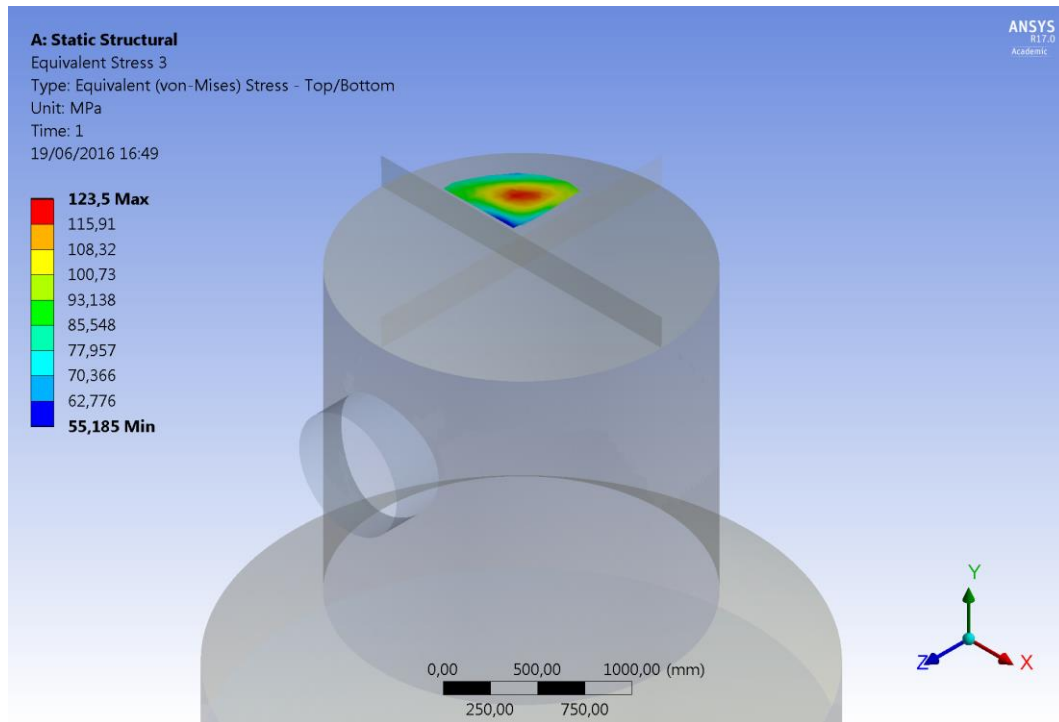
Na Figura 16 pode ser visualizado a distribuição de tensão primária de membrana em uma região do tampo plano longe de descontinuidades e concentradores de tensão, como pode ser verificado o valor máximo para esta tensão é de 18,592 MPa. Os reforços no tampo superior foram considerados. O limite para tensão primária geral de membrana é de 108 MPa, conforme indicado na Tabela 1. Portanto para esta categoria de tensão o limite não é ultrapassado.

Figura 16 - Tensão primária de membrana no tampo plano (von Mises)



Na Figura 17 pode-se verificar a tensão primária de membrana e a tensão primária de flexão no tampo plano, na mesma região considerada da Figura 16. Tensões primárias de flexão são restritas a poucas regiões de componentes do vaso de pressão, na região central de tampo planos ocorre a tensão de flexão.

Figura 17 - Tensões de membrana primária e secundária e flexão no tampo plano (von Mises)

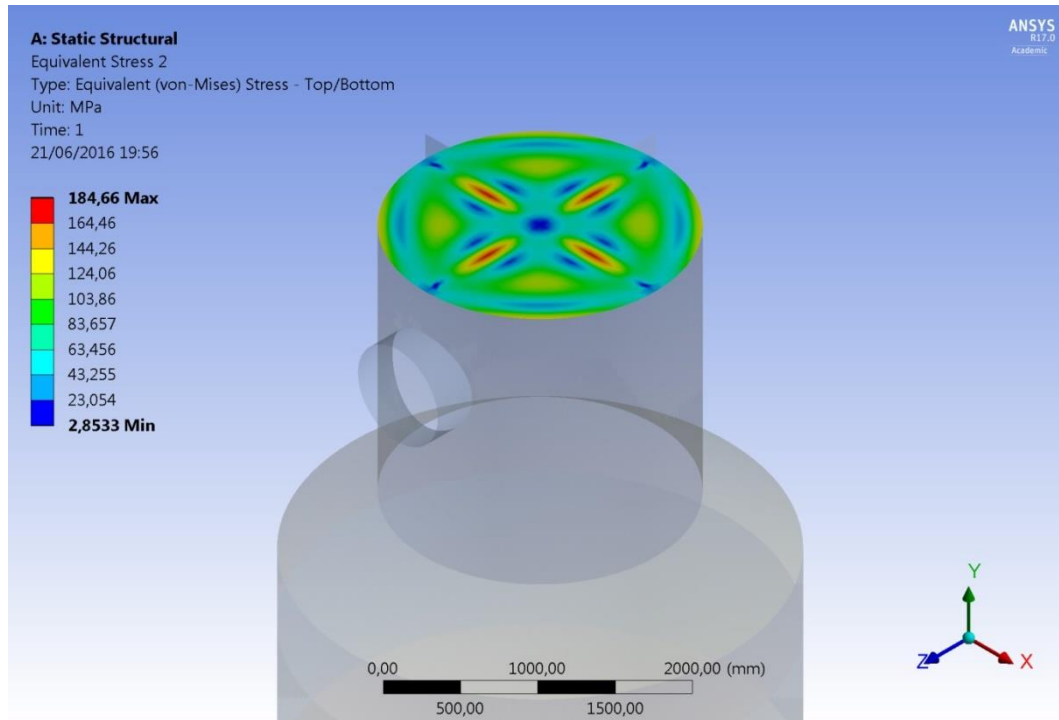


De acordo com o critério definido no ASME Code, Section VIII, Division 2, 2013 Edition, e descrito na seção 3.3, na região destacada na Figura 16 não está presente a tensão primária local de membrana. Mas como já citado anteriormente na Figura 17 estão presentes as tensões primária de membrana somada a de flexão, com isto o resultado de tensão máxima encontrada foi de 123,5 MPa e comparado com o limite de 186 MPa que inclui a tensão primária de flexão, conforme a Tabela 1. Ou seja, a tensão de primária de flexão atuante na região longe de descontinuidades geométricas está abaixo do limite, não ocorrerá colapso do tampo devido a esta categoria de tensão.

Nas Figuras 18 e 19 pode-se observar as tensões primárias mais as tensões secundárias de membrana e flexão, nesta visualização são consideradas as tensões nas regiões de descontinuidades geométricas e de concentradores de tensão em que também estão presentes as tensões secundárias. O valor máximo encontrado para o tampo foi de 184,66 MPa e este valor foi comparado com o limite de $(P_L + P_b + Q)$ que conforme a Tabela 1 é de 372 MPa.

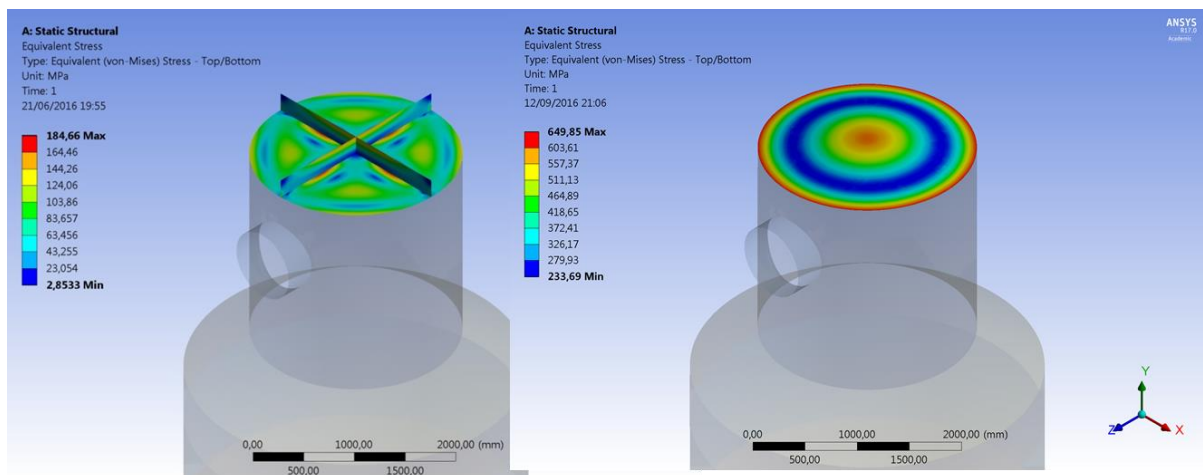
Portanto, está abaixo do limite dado para esta categoria de tensão. Quando os reforços no tampo são retirados a tensão encontrada é 649,85 MPa.

Figura 18 - Tensões de membrana primária e secundária e flexão em todo tampo (von Mises)



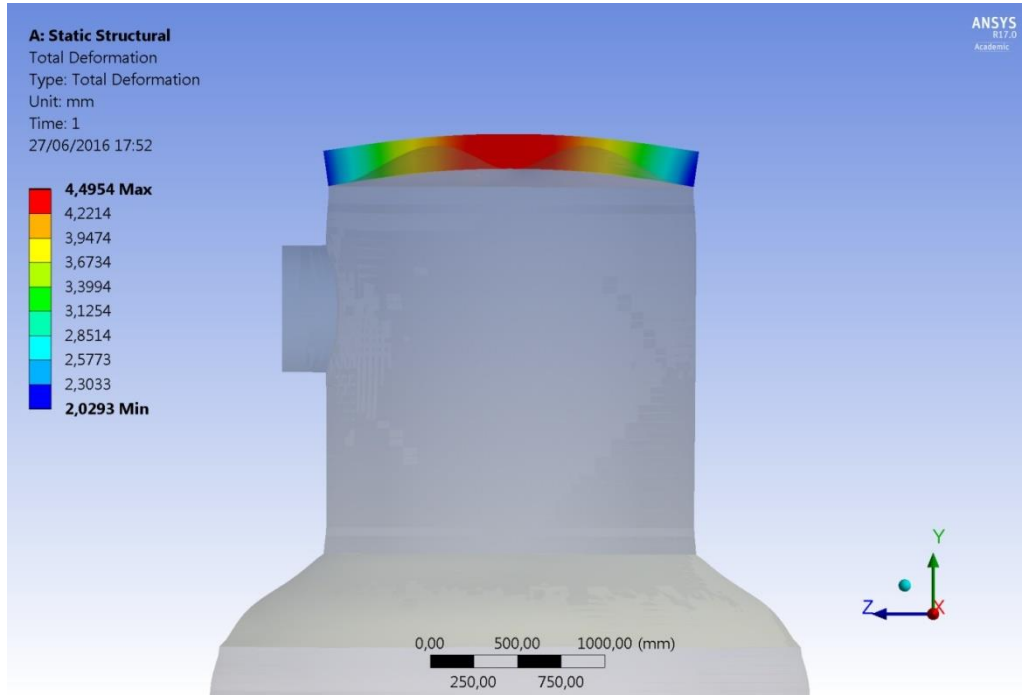
Na Figura 19 pode-se verificar a tensão no tampo com a visualização também das tensões no tampo e nos reforços e a tensão no tampo sem a presença do reforço. A

Figura 19 – Tensões de membrana primária e secundária e flexão no tampo com reforço e sem reforço (von Mises)



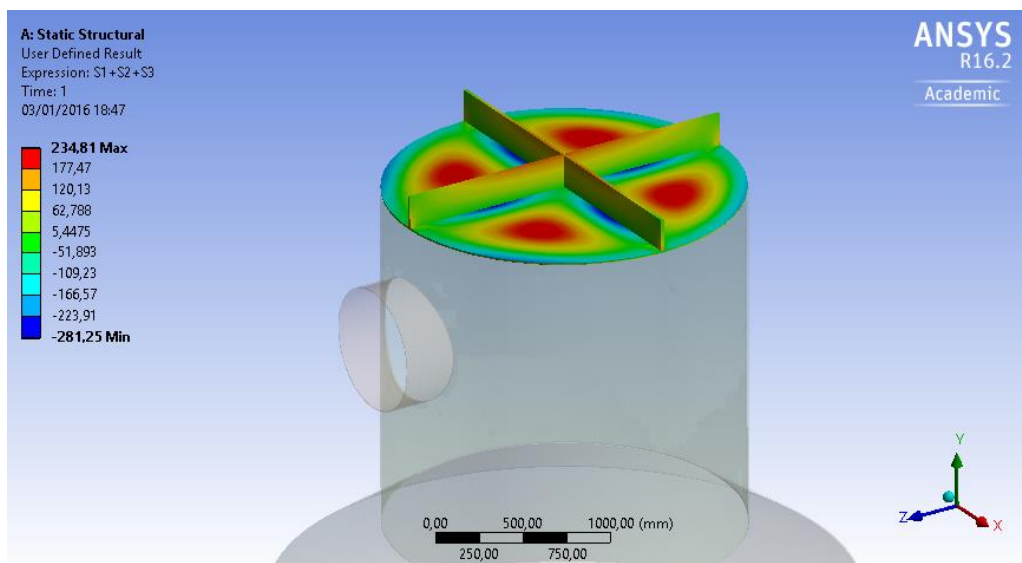
Na Figura 20 pode-se verificar a deformação (em escala aumentada) no reforço do tampo plano, a deformação real máxima é de 4,5222 mm.

Figura 20 - Deformação (em escala aumentada) no reforço do tampo



A soma das tensões principais no tampo plano pode ser verificada na Figura 21. Como verificado não existe nenhum ponto que ultrapasse o valor de 432 MPa, conforme o limite indicado na Tabela 1 para esta categoria de tensão.

Figura 21 - Soma das tensões principais no tampo plano



5.3. SEÇÃO CILÍNDRICA 6 (COSTADO CILÍNDRICO)

5.3.1 Geometria: Dados e Propriedades da Seção Cilíndrica 6

Diâmetro externo projeto	$D_o = 2\ 100\ \text{mm}$
Raio externo de projeto	$R_o = 1\ 050\ \text{mm}$
Altura da seção cilíndrica	$h = 2\ 100\ \text{mm}$
Espessura nominal (obtida por medição de ultrassom)	$t = 11,10\ \text{mm}$
Pressão interna de operação	$P_i = 0,147\ \text{MPa}$
Pressão hidrostática máxima na seção cilíndrica	$P_h = 0,021\ \text{MPa}$
Pressão de projeto (pressão interna + pressão hidrostática)	$P = 0,168\ \text{MPa}$
Temperatura de projeto	$T = 125\ ^\circ\text{C}$
Eficiência de solda junta longitudinal	$E = 1,00$
Número de reforços	Sem reforço
Corrosão interna	$c = 0\ \text{mm}$
Tensão de escoamento	$S_y = 205\ \text{MPa}$
Tensão admissível	$S_A = 108\ \text{MPa}$

5.3.2 Tensão Calculada por Expressão – Seção Cilíndrica 6

$$S = P \cdot (R_o - 0,4 \cdot t) / E \cdot t \quad (18)$$

$$S = 0,168 \cdot (1\ 050 - 0,4 \cdot 11,10) / 1 \cdot 11,10 \quad (19)$$

$$S = 15,825\ \text{MPa}$$

Em que:

S = tensão, em MPa

P = pressão interna, em MPa

R_o = raio externo do cilindro, em mm

t = espessura do corpo (costado cilíndrico), em mm

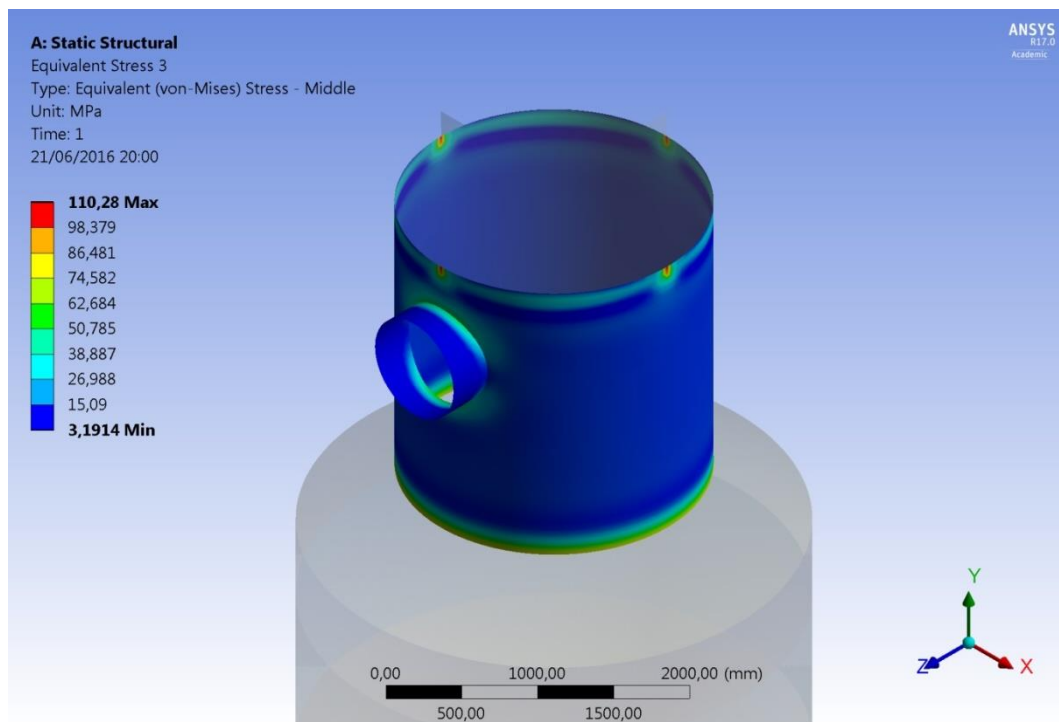
E = coeficiente de eficiência de solda

A tensão atuante na seção cilíndrica 6 (costado cilíndrico) é igual 15,825 MPa. A tensão foi calculada utilizando a expressão 18, que foi baseada na expressão do parágrafo 1-1 (a) do ASME Code, Section VIII, Division 1, 2013 Edition. A tensão calculada para a seção cilíndrica 6 não leva em consideração o bocal existente. A expressão somente leva em consideração a região do cilindro longe de descontinuidades geométricas.

5.3.3 Tensão pelo Modelo dos Elementos Finitos

Na Figura 22 pode-se verificar os valores das tensões primárias de membrana na seção cilíndrica 6, nas regiões distantes de descontinuidades geométricas e concentradores de tensão (como a do lado oposto ao bocal), a tensão primária geral de membrana (P_m) tem valor próximo a 15,09 MPa, não ultrapassa 27 MPa. Permanece abaixo do limite indicado de tensão indicado na Tabela 1, portanto não causa falha estrutural.

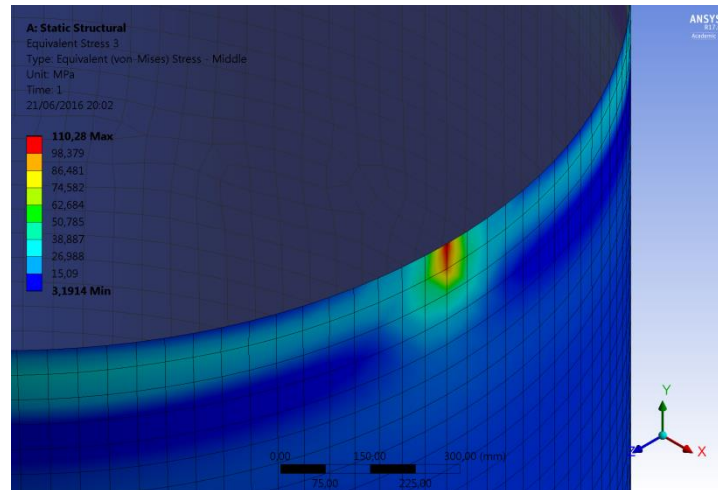
Figura 22 - Tensão de membrana na seção cilíndrica 6 (von Mises)



A tensão de 110,28 MPa na Figura 22 é devido a pontos concentradores de tensão. Como mostrado no detalhe na Figura 23 a tensão está restrita a uma região extremamente limitada, desta forma provavelmente não causa dano estrutural ao componente do vaso de pressão.

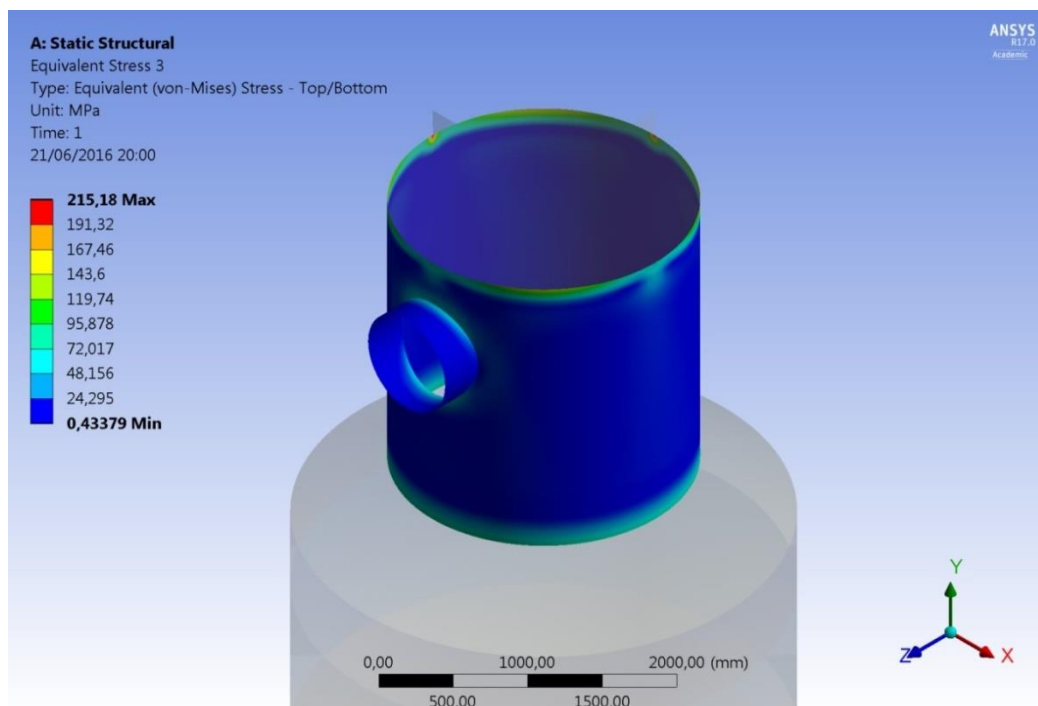
Pode-se também observar na Figura 23 que não é encontrado um valor de tensões de membrana local (P_L) acima do valor limite de 186 MPa.

Figura 23 - Detalhe do ponto concentrador de tensões na seção cilíndrica 6 (von Mises)



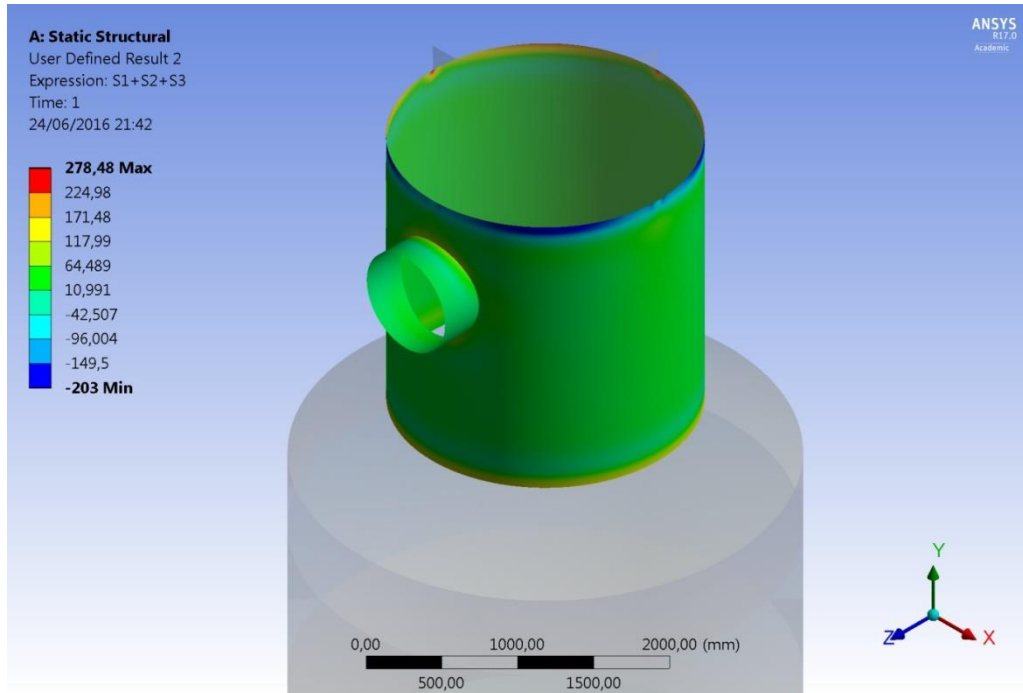
A Figura 24 mostra a distribuição de tensões primárias (membrana e flexão) mais as tensões secundárias. O valor máximo obtido foi de 215,18 MPa, o valor está abaixo do limite de tensão desta categoria ($P_L + P_b + Q$) que é de 372 MPa.

Figura 24 - Tensão de membrana primária e secundária e flexão na seção cilíndrica 6 (von Mises)



O valor da soma das tensões principais na seção cilíndrica 6 é apresentado na Figura 25, sendo que o resultado é de 278,48 MPa. Como observado os valores não ultrapassam o valor de 432 MPa que é o limite de tensão para esta categoria.

Figura 25 - Soma das tensões principais na seção cilíndrica 6



5.4 TRANSIÇÃO CÔNICA

5.4.1 Geometria: Dados e Propriedades da Transição Cônica

Diâmetro externo maior da transição cônica	$D_L = 3.400 \text{ mm}$
Diâmetro externo menor da transição cônica	$D_S = 2.100 \text{ mm}$
Altura da transição	$h = 450 \text{ mm}$
Semiângulo do vértice do cone	$\alpha = 55,3^\circ$
Espessura nominal (obtida por medição de ultrassom)	$t = 10,20 \text{ mm}$
Pressão interna de operação	$P_i = 0,147 \text{ MPa}$
Pressão hidrostática máxima	$P_h = 0,025 \text{ MPa}$
Pressão de projeto (pressão interna + pressão hidrostática)	$P = 0,172 \text{ MPa}$

Temperatura de projeto	$T = 125 \text{ }^\circ\text{C}$
Eficiência de solda junta longitudinal	$E = 1,00$
Número de reforços	Sem reforço
Corrosão interna	$c = 0 \text{ mm}$
Tensão de escoamento	$S_y = 205 \text{ MPa}$
Tensão admissível	$S_A = 108 \text{ MPa}$

5.4.2 Tensão Calculada por Expressão – Transição Cônica

O apêndice 1-5 (g), *Rules For Conical Reducer Sections And Conical Heads Under Internal Pressure*, do ASME Code, Section VIII, Division 1, 2013 Edition, recomenda que quando o semiângulo do vértice das seções cone-cilindro for maior que 30° (trinta graus) o projeto deve ser elaborado baseado em análises especiais, como Timoshenko, Hetenyi, ou Watts and Lang. A geometria deste tipo pode ser utilizada, mas de acordo com a recomendação deve ser evitada. O Método dos Elementos Finitos é uma alternativa de análise especial para a geometria cônica em questão. O cálculo baseado na expressão dado no apêndice 1-4 (e) (6) do ASME Code, Section VIII, Division 1, 2013 Edition, não foi realizado, pois o semiângulo do vértice possui 55° (cinquenta e cinco graus).

5.4.3 Tensão pelo Modelo dos Elementos Finitos - Transição cônica

De acordo com a Figura 26 (vista externa) e Figura 27 (vista interna) pode-se verificar as tensões de membrana na transição cônica. Nas regiões distantes de descontinuidades geométricas e concentradores de tensão (região central do costado cônico), a tensão primária geral de membrana (P_m) não ultrapassa o valor de 68 MPa. Permanecendo desta forma abaixo do limite indicado na Tabela 1, com isto não ocorrerá falha estrutural.

Ainda observando as Figura 26 e 27 não foi encontrado valor de tensão de membrana local (P_L) acima do valor limite de 186 MPa.

Figura 26 – Tensão de membrana na transição cônica – vista externa (von Mises)

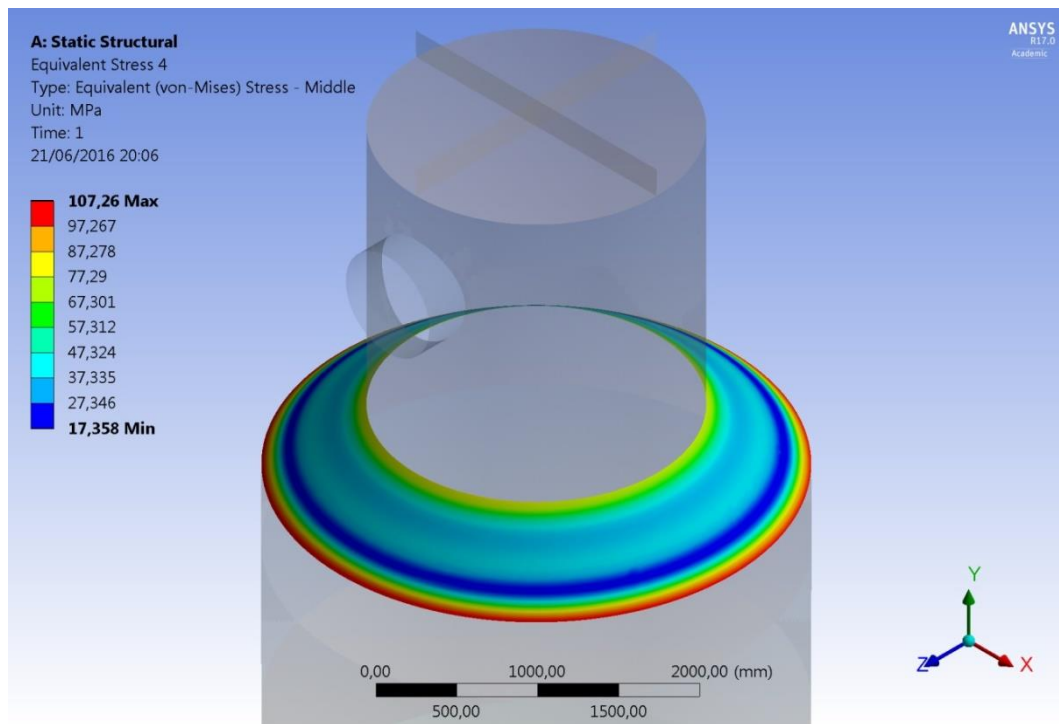
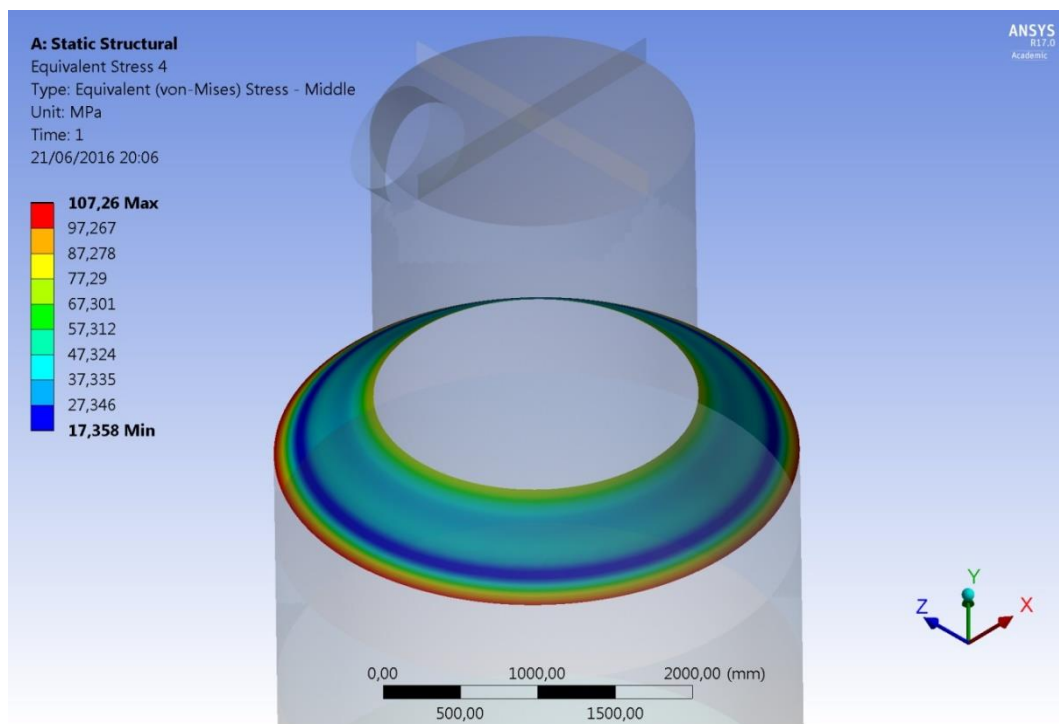


Figura 27 – Tensão de membrana na transição cônica – vista interna (von Mises)



As Figuras 28 (vista superior) e 29 (vista inferior) mostram a distribuição das tensões primárias (membrana e flexão) mais as tensões secundárias, o valor máximo obtido foi de 214,84 MPa, o valor encontra-se abaixo do limite desta categoria de tensão ($P_L + P_b + Q$) que é de 372 MPa.

Figura 28 – Tensão de membrana primária e secundária e flexão na transição cônica – vista externa (von Mises)

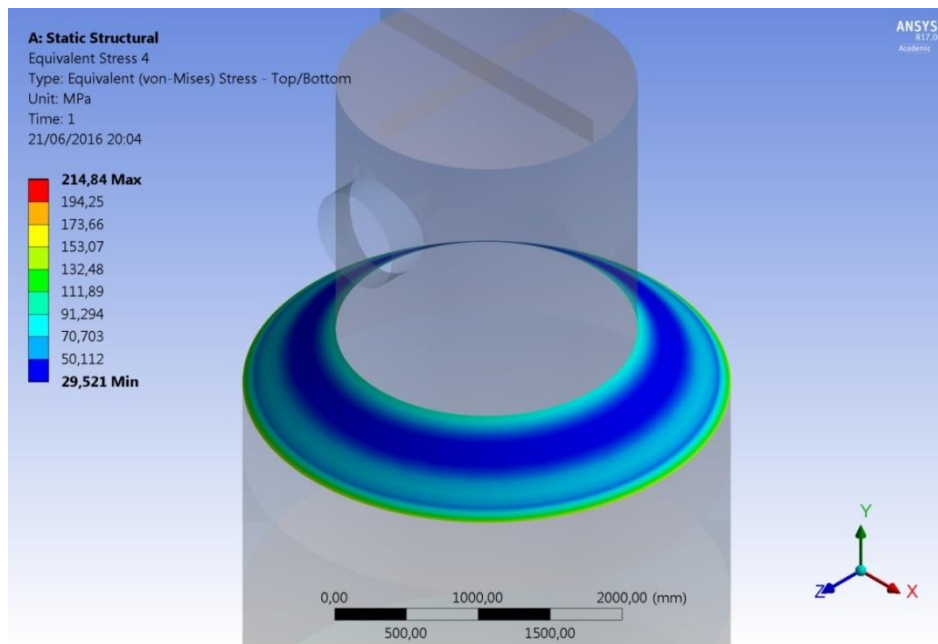
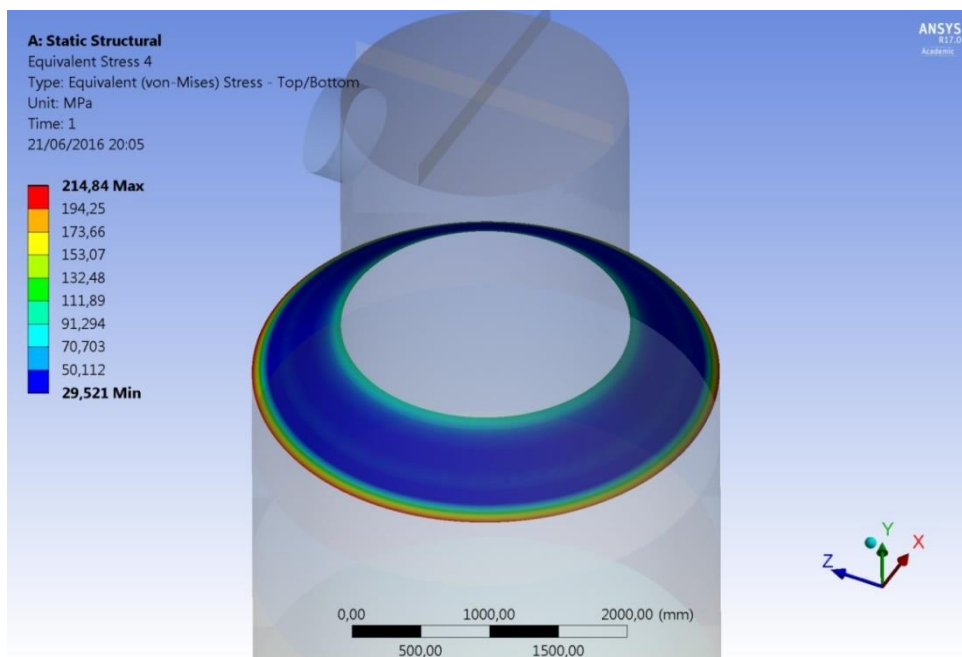
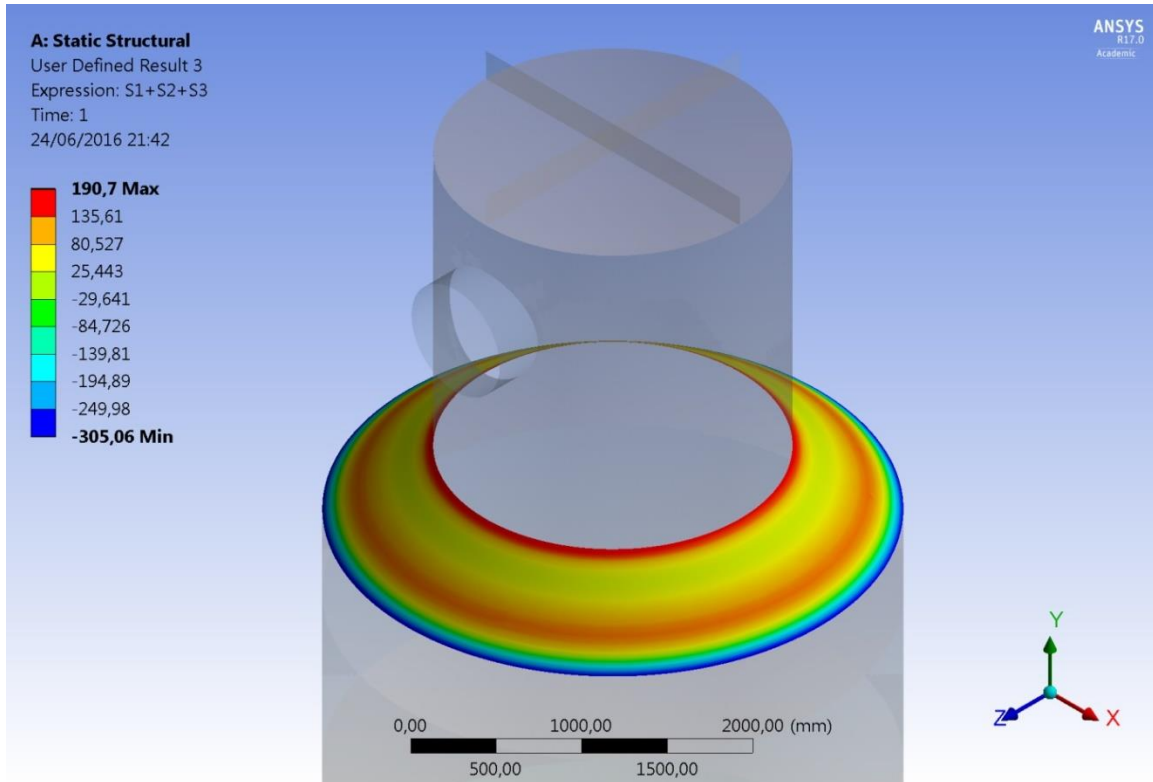


Figura 29 – Tensão de membrana primária e secundária e flexão na transição cônica – vista interna (von Mises)



O valor da soma das tensões principais na transição cônica é pode ser verificado na Figura 30, o resultado é de 190,7 MPa. Como pode ser observado, os valores não ultrapassam o valor de 432 MPa, que é o limite de tensão para esta categoria.

Figura 30 – Soma das tensões principais na transição cônica



5.5 SEÇÃO CILÍNDRICA 5 (COSTADO CILÍNDRICO)

5.5.1 Geometria: Dados e Propriedades da Seção Cilíndrica 5

Diâmetro externo projeto	$D_o = 3\,400\text{ mm}$
Raio externo de projeto	$R_o = 1\,700\text{ mm}$
Altura da seção cilíndrica	$h = 600\text{ mm}$
Espessura nominal (obtida por medição de ultrassom)	$T = 10,20\text{ mm}$
Pressão interna de operação	$P_i = 0,147\text{ MPa}$
Pressão hidrostática máxima	$P_h = 0,031\text{ MPa}$
Pressão de projeto (pressão interna + pressão hidrostática)	$P = 0,178\text{ MPa}$
Temperatura de projeto	$T = 125\text{ }^\circ\text{C}$

Eficiência de solda junta longitudinal	$E = 1,00$
Número de reforços	Sem reforço
Corrosão interna	$c = 0 \text{ mm}$
Tensão de escoamento	$S_y = 205 \text{ MPa}$
Tensão admissível	$S_A = 108 \text{ MPa}$

5.5.2 Tensão Calculada por Expressão – Seção Cilíndrica 5

$$S = P \cdot (R_0 - 0,4 \cdot t) / E \cdot t \quad (19)$$

$$S = 0,178 \cdot (1700 - 0,4 \cdot 10,20) / 1 \cdot 10,20 \quad (20)$$

$$S = 29,595 \text{ MPa}$$

Em que:

S = tensão, em MPa

P = pressão interna, em MPa

R_o = raio externo do cilindro, em mm

t = espessura do corpo (costado cilíndrico), em mm

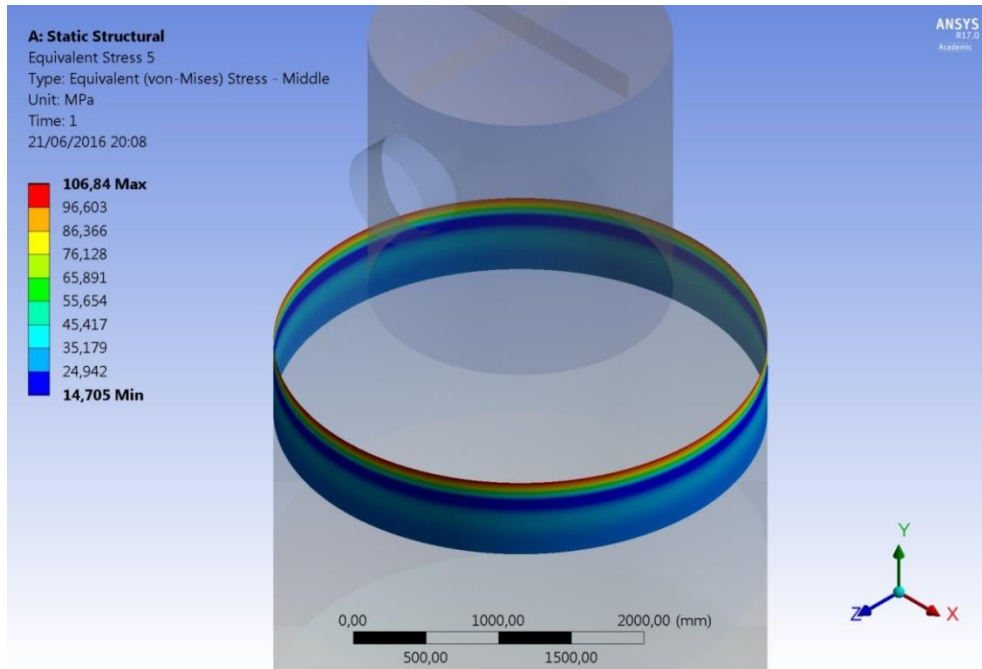
E = coeficiente de eficiência de solda

A tensão na seção cilíndrica 5 localiza logo abaixo da transição cônica, atuante no costado cilíndrico calculada utilizando-se a expressão 19, que foi baseada na expressão do parágrafo 1-1 (a) do ASME Code, Section VIII, Division 1, 2013 Edition, é igual 29,595 MPa. Tensão abaixo da tensão admissível.

5.5.3 Tensão pelo Modelo dos Elementos Finitos – Seção Cilíndrica 5

Na Figura 31 podem ser observamos as tensões de membrana na seção cilíndrica 5. Nas regiões distantes de descontinuidades geométricas e concentradores de tensão (região central do costado cilíndrico), a tensão primária geral de membrana (P_m) é de 35,179 MPa. E não ultrapassa o valor de 77 MPa. Permanecendo desta forma abaixo do limite indicado na Tabela 1.

Figura 31 – Tensão de membrana na seção cilíndrica 5 (von Mises)



As Figuras 32 (vista superior) e 33 (vista inferior) mostram a distribuição das tensões primárias (membrana e flexão) mais as tensões secundárias, o valor máximo obtido foi de 201,96 MPa, o valor encontra-se abaixo do limite desta categoria de tensão ($P_L + P_b + Q$) que é de 372 MPa.

Figura 32 – Tensão de membrana primária e secundária e flexão na seção cilíndrica 5 – vista interna (von Mises)

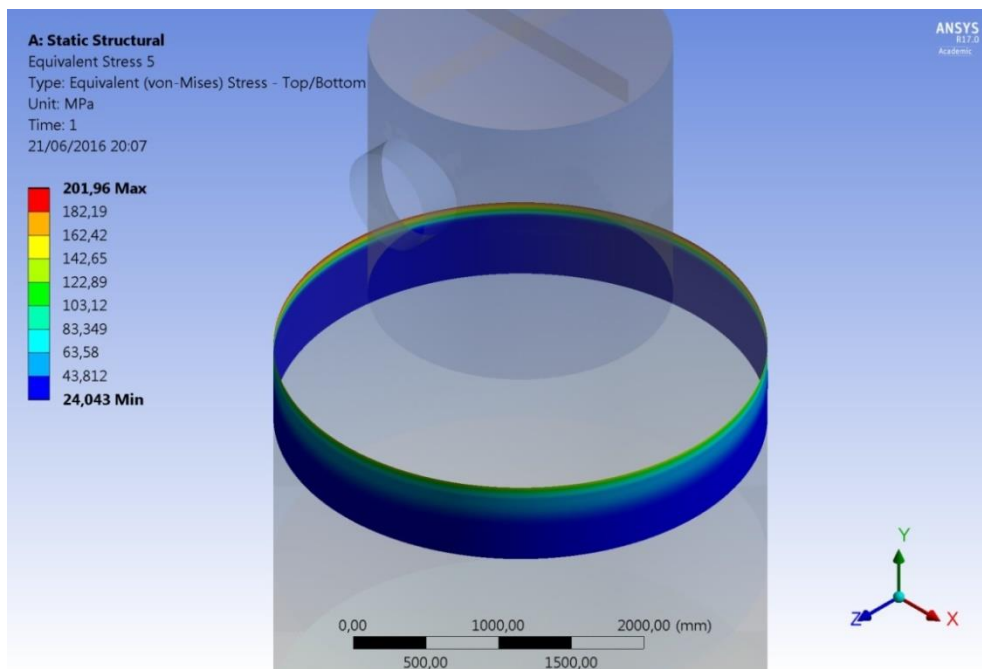
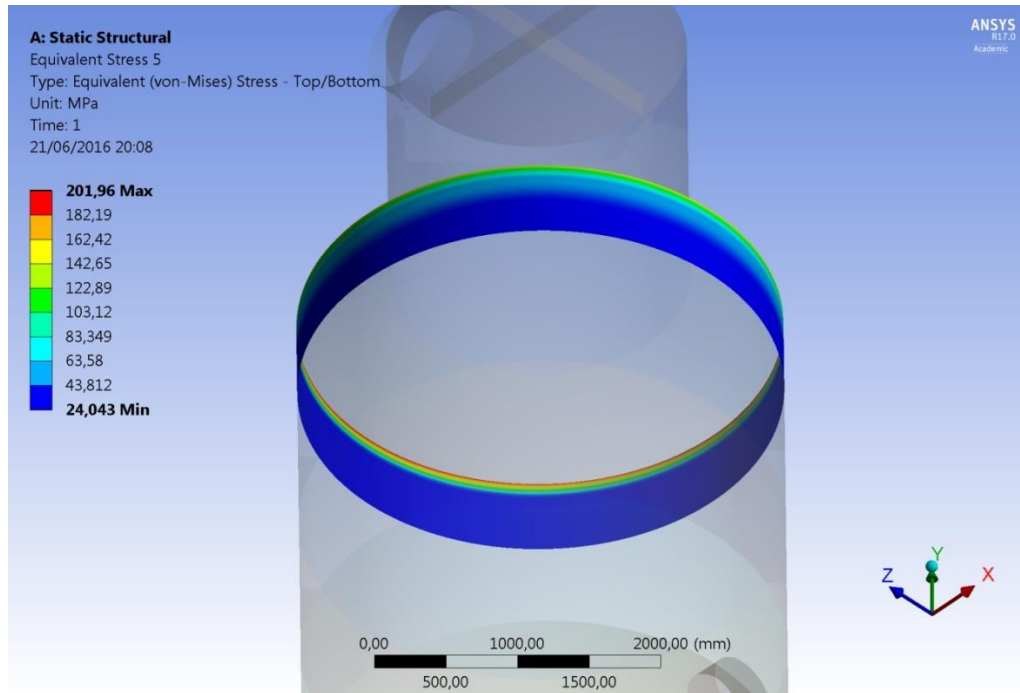
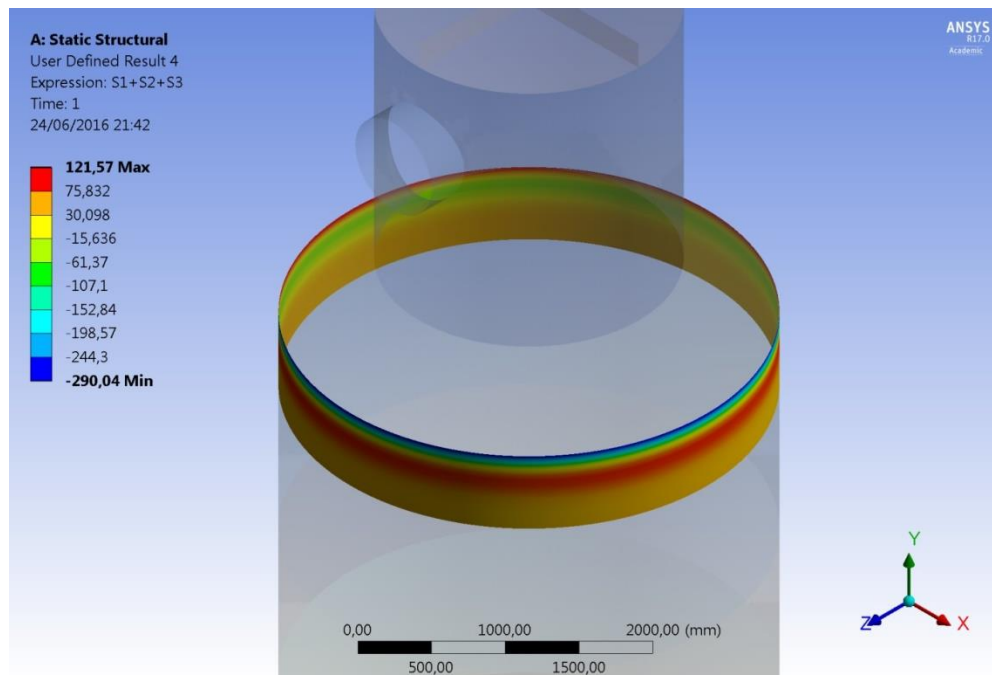


Figura 33 – Tensão de membrana primária e secundária e flexão na seção cilíndrica 5 – vista externa (von Mises)



O valor da soma das tensões principais na transição cônica é apresentado na Figura 34, o resultado é de 121,57 MPa. Como pode ser observado os valores não ultrapassam o valor de 432 MPa que é o limite de tensão para esta categoria.

Figura 34 – Soma das tensões principais na seção cilíndrica 5



5.6 SEÇÃO CILÍNDRICA 4 (COSTADO CILÍNDRICO)

5.6.1 Geometria: Dados e Propriedades da Seção Cilíndrica 4

Diâmetro externo projeto	$D_o = 3\,400\text{ mm}$
Raio externo de projeto	$R_o = 1\,700\text{ mm}$
Altura da seção cilíndrica	$h = 1\,200\text{ mm}$
Espessura nominal (obtida por medição de ultrassom)	$t = 8,70\text{ mm}$
Pressão interna de operação	$P_i = 0,147\text{ MPa}$
Pressão hidrostática máxima	$P_h = 0,043\text{ MPa}$
Pressão de projeto (pressão interna + pressão hidrostática)	$P = 0,190\text{ MPa}$
Temperatura de projeto	$T = 125\text{ °C}$
Eficiência de solda junta longitudinal	$E = 1,00$
Número de reforços	Sem reforço
Corrosão interna	$c = 0\text{ mm}$
Tensão de escoamento	$S_y = 205\text{ MPa}$
Tensão admissível	$S_A = 108\text{ MPa}$

5.6.2 Tensão Calculada por Expressão – Seção Cilíndrica 4

$$S = P \cdot (R_o - 0,4 \cdot t) / E \cdot t \quad (21)$$

$$S = 0,190 \cdot (1\,700 - 0,4 \cdot 8,70) / 1 \cdot 8,70 \quad (22)$$

$$S = 37,050\text{ MPa}$$

Em que:

S = tensão, em MPa

P = pressão interna, em MPa

R_o = raio externo do cilindro, em mm

t = espessura do corpo (costado cilíndrico), em mm

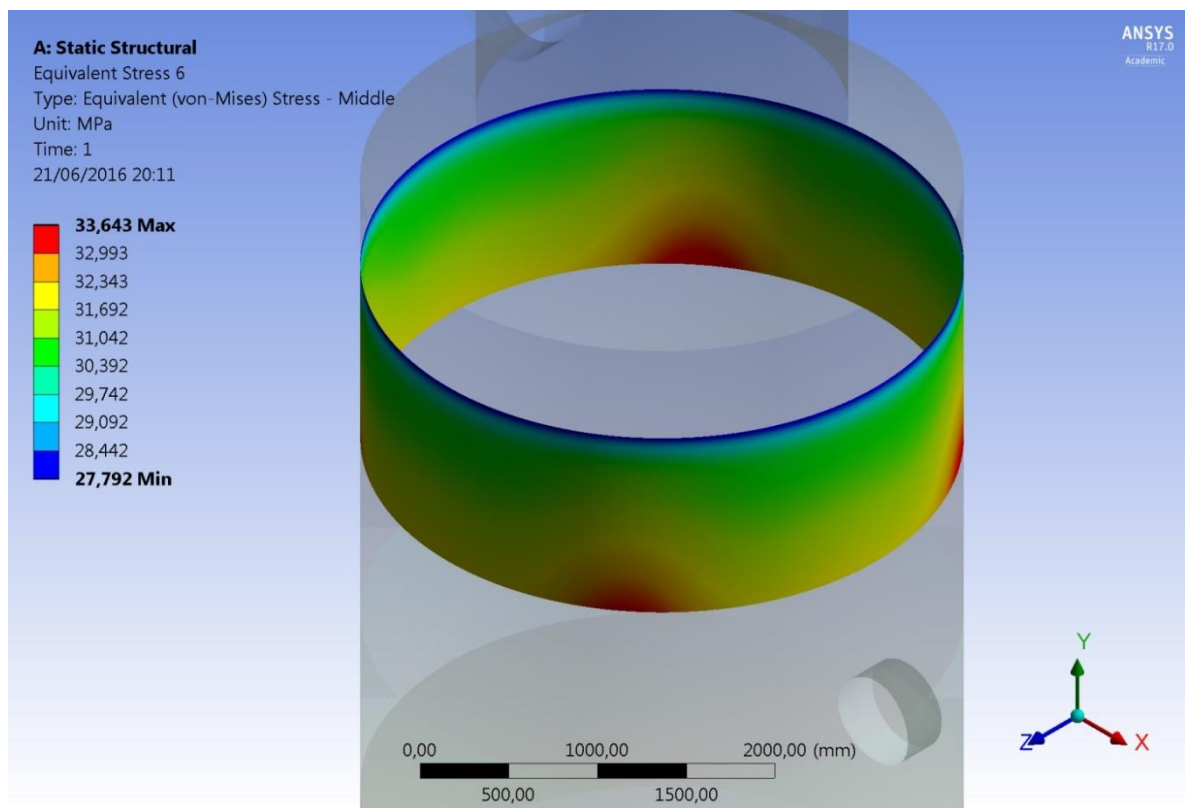
E = coeficiente de eficiência de solda

A tensão na seção cilíndrica 3 atuante no costado cilíndrico é igual a 37,050 MPa. A tensão foi calculada utilizando a expressão 21, que foi baseada na expressão do parágrafo 1-1 (a) do ASME Code, Section VIII, Division 1, 2013 Edition. Tensão está abaixo da tensão admissível.

5.6.3 Tensão pelo Modelo dos Elementos Finitos – Seção Cilíndrica 4

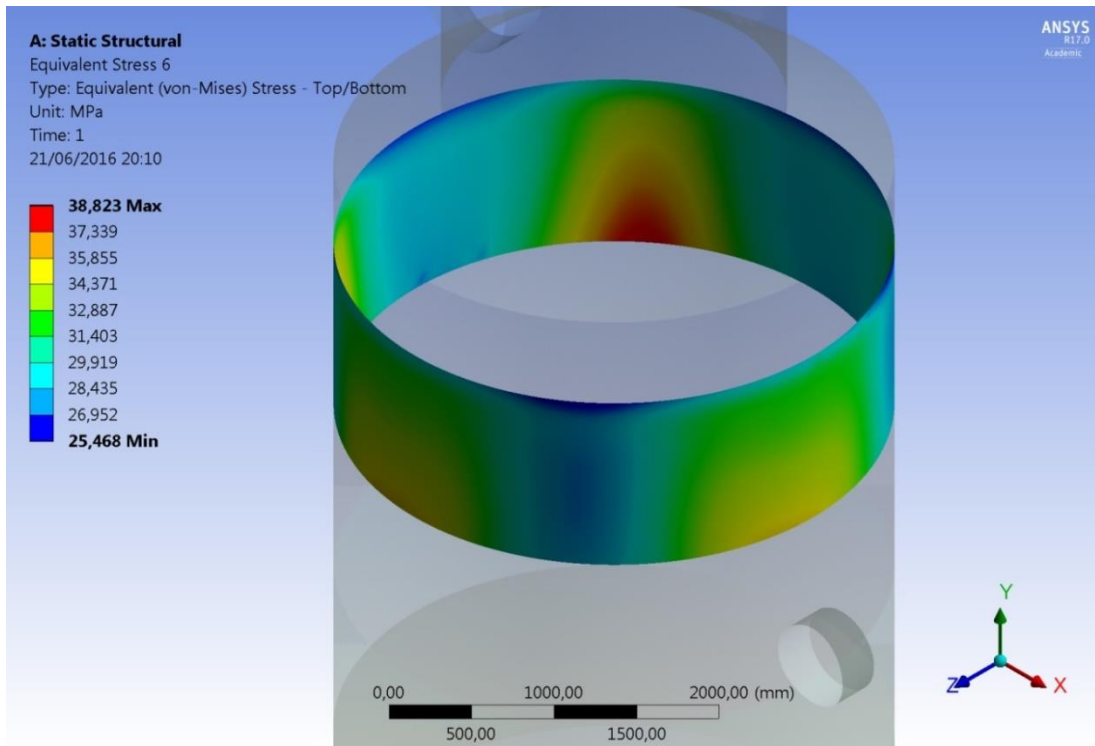
Na Figura 35 pode ser verificado as tensões primárias de membrana na seção cilíndrica 4. A tensão primária geral de membrana (P_m) não ultrapassa o valor de 33,643 MPa. Permanecendo desta forma abaixo do limite indicado na Tabela 1, com isto a falha estrutural por está descartada.

Figura 35 – Tensão de membrana na seção cilíndrica 4 (von Mises)



A Figura 36 mostra a distribuição das tensões primárias (membrana e flexão) mais as tensões secundárias, o valor máximo obtido foi de 38,823 MPa. O valor encontrado é bem menor do que o limite desta categoria de tensão ($P_L + P_b + Q$) que é de 372 MPa.

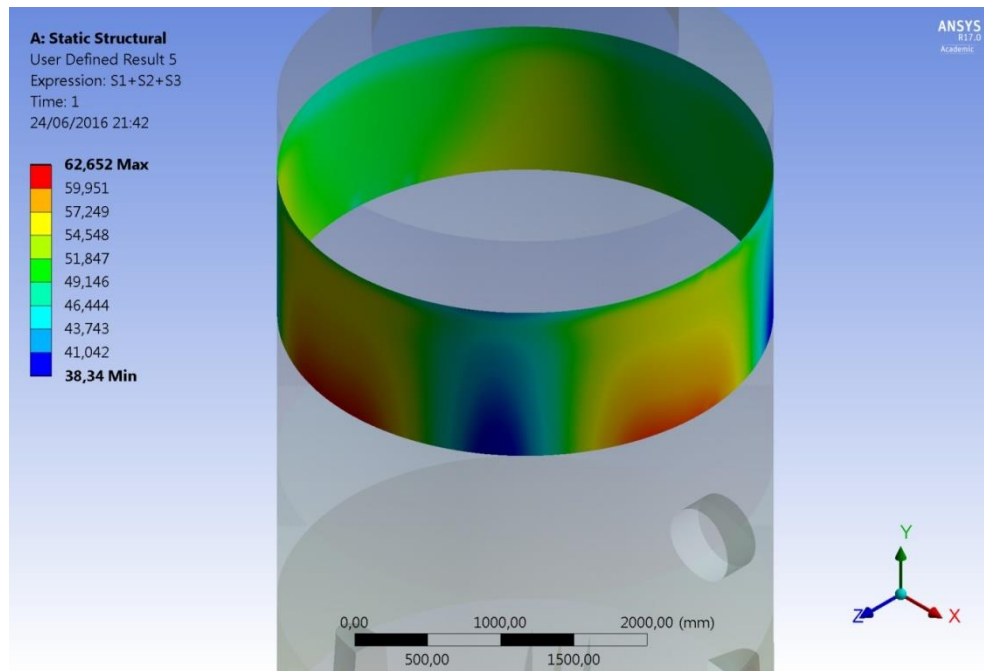
Figura 36 – Tensão de membrana primária e secundária e flexão na seção cilíndrica 4 (von Mises)



Pode-se observar nas Figuras 35 e 36 que os valores máximos encontrados em cada uma delas são próximos um do outro, ou seja, a tensão de flexão tem contribuição pequena. Isto demonstra que a maior parte da tensão atuante em regiões cilíndricas de parede fina é a tensão de membrana.

O valor da soma das tensões principais na seção cilíndrica 4 é apresentada na Figura 37, o resultado é de 62,652 MPa. Como observado os valores não ultrapassam o valor de 432 MPa que é o limite de tensão para esta categoria.

Figura 37 – Soma das tensões principais na seção cilíndrica 4



5.7 SEÇÃO CILÍNDRICA 3 (COSTADO CILÍNDRICO)

5.7.1 Geometria: Dados e Propriedades da Seção Cilíndrica 3

Diâmetro externo projeto	$D_o = 3.400 \text{ mm}$
Raio externo de projeto	$R_o = 1.700 \text{ mm}$
Altura da seção cilíndrica	$h = 1.200 \text{ mm}$
Espessura nominal (obtida por medição de ultrassom)	$t = 8,70 \text{ mm}$
Pressão interna de operação	$P_i = 0,147 \text{ MPa}$
Pressão hidrostática máxima	$P_h = 0,055 \text{ MPa}$
Pressão de projeto (pressão interna + pressão hidrostática)	$P = 0,202 \text{ MPa}$
Temperatura de projeto	$T = 125 \text{ }^\circ\text{C}$
Eficiência de solda junta longitudinal	$E = 1,00$
Número de reforços	Sem reforço
Corrosão interna	$c = 0 \text{ mm}$
Tensão de escoamento	$S_y = 205 \text{ MPa}$
Tensão admissível	$S_A = 108 \text{ MPa}$

5.7.2 Tensão Calculada por Expressão – Seção Cilíndrica 3

$$S = P \cdot (R_0 - 0,4 \cdot t) / E \cdot t \quad (23)$$

$$S = 0,202 \cdot (1\,700 - 0,4 \cdot 8,70) / 1 \cdot 8,70 \quad (24)$$

$$S = 39,390 \text{ MPa}$$

Em que:

S = tensão, em MPa

P = pressão interna, em MPa

R_0 = raio externo do cilindro, em mm

t = espessura do corpo (costado cilíndrico), em mm

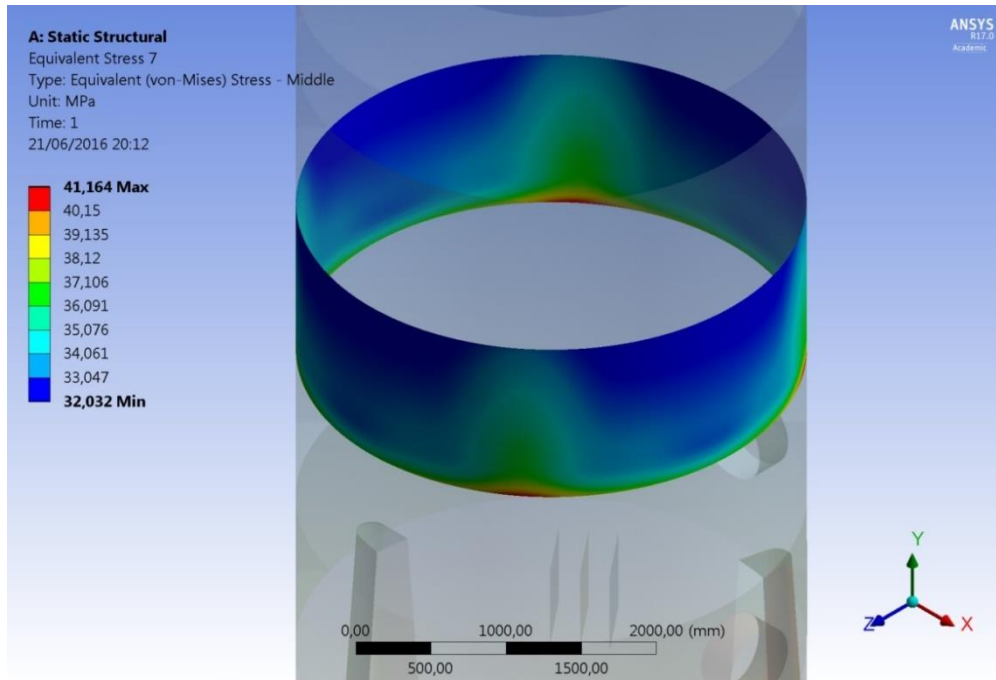
E = coeficiente de eficiência de solda longitudinal

A tensão na seção cilíndrica 3 atuante no costado cilíndrico calculada utilizando-se a expressão 23, que foi baseada na expressão do parágrafo 1-1 (a) do ASME Code, Section VIII, Division 1, 2013 Edition, é igual 39,390 MPa. A tensão está abaixo da tensão admissível.

5.7.3 Tensão pelo Modelo dos Elementos Finitos – Seção Cilíndrica 3

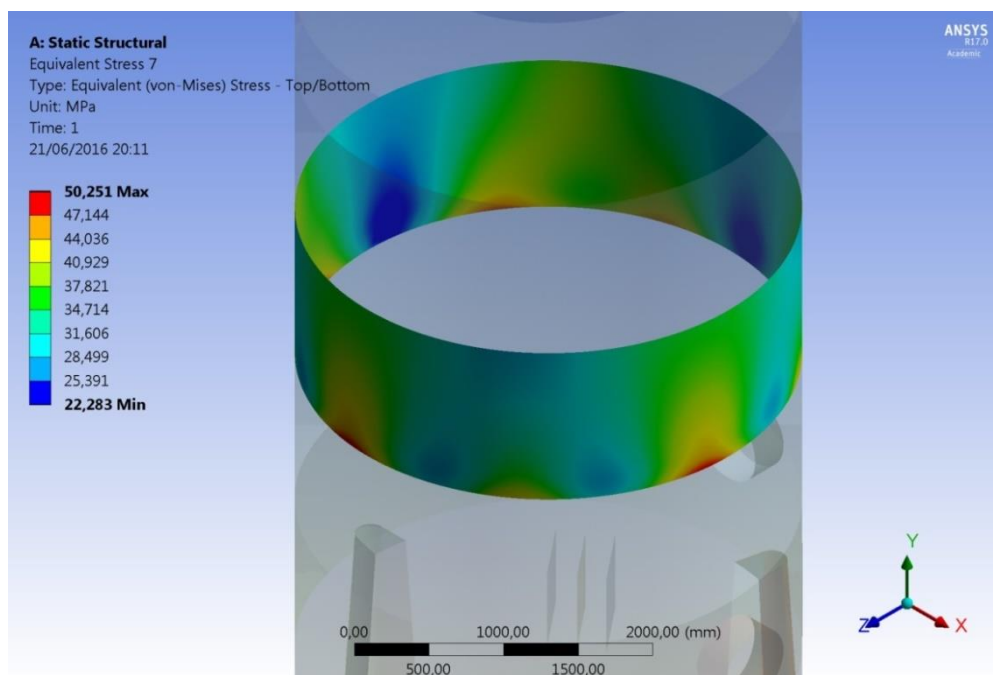
Na Figura 38 pode-se observar as tensões primárias de membrana na seção cilíndrica 3. A tensão primária geral de membrana (P_m) é de 38,12 MPa nas regiões distantes de descontinuidades, que neste caso são as regiões de mudança de espessura entre uma seção cilíndrica e outra. A tensão de membrana geral permanece abaixo do limite indicado na Tabela 1, com isto a falha estrutural por esta categoria de tensão não ocorrerá.

Figura 38 – Tensão de membrana na seção cilíndrica 3 (von Mises)



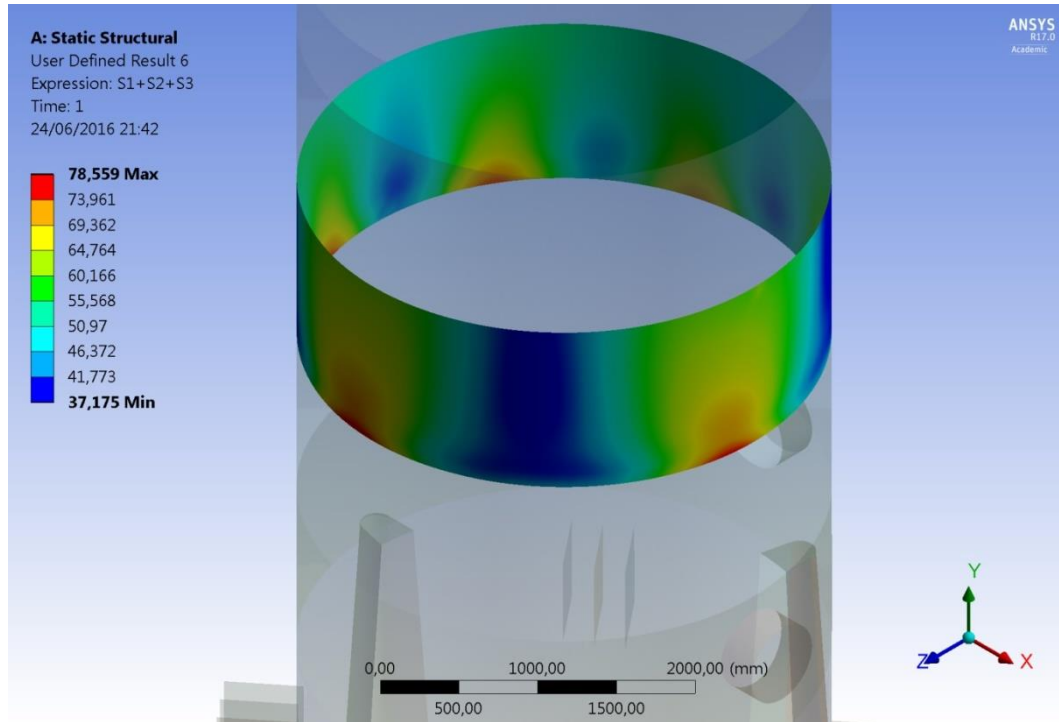
A Figura 39 mostra a distribuição das tensões primárias (membrana e flexão) mais as tensões secundárias, o valor máximo obtido foi de 50,251 MPa. O valor encontrado é bem menor do que o limite desta categoria de tensão ($P_L + P_b + Q$) que é igual a 372 MPa.

Figura 39 – Tensão de membrana primária e secundária e flexão na seção cilíndrica 3 (von Mises)



O valor da soma das tensões principais na seção cilíndrica 3 é apresentado na Figura 40, o resultado é de 78,559 MPa. Como observado, os valores não ultrapassam o valor de 432 MPa que é o limite de tensão para esta categoria.

Figura 40 – Soma das tensões principais na seção cilíndrica 3



5.8 SEÇÃO CILÍNDRICA 2 (COSTADO CILÍNDRICO)

5.8.1 Geometria: Dados e Propriedades da Seção Cilíndrica 2

Diâmetro externo projeto	$D_o = 3.400 \text{ mm}$
Raio externo de projeto	$R_o = 1\ 700 \text{ mm}$
Altura da seção cilíndrica	$h = 1\ 200 \text{ mm}$
Espessura nominal (obtida por medição de ultrassom)	$t = 7,20 \text{ mm}$
Pressão interna de operação	$P_i = 0,147 \text{ MPa}$
Pressão hidrostática máxima	$P_h = 0,066 \text{ MPa}$
Pressão de projeto (pressão interna + pressão hidrostática)	$P = 0,213 \text{ MPa}$
Temperatura de projeto	$T = 125 \text{ }^\circ\text{C}$

Eficiência de solda longitudinal	$E = 1,00$
Número de reforços	Sem reforço
Corrosão interna	$c = 0 \text{ mm}$
Tensão de escoamento	$S_y = 205 \text{ MPa}$
Tensão admissível	$S_A = 108 \text{ MPa}$

5.8.2 Tensão Calculada por Expressão – Seção Cilíndrica 2

$$S = P \cdot (R_0 - 0,4 \cdot t) / E \cdot t \quad (25)$$

$$S = 0,213 \cdot (1\,700 - 0,4 \cdot 7,20) / 1 \cdot 7,20 \quad (26)$$

$$S = 50,206 \text{ MPa}$$

Em que:

S = tensão, em MPa

P = pressão interna, em MPa

R_0 = raio externo do cilindro, em mm

t = espessura do corpo (costado cilíndrico), em mm

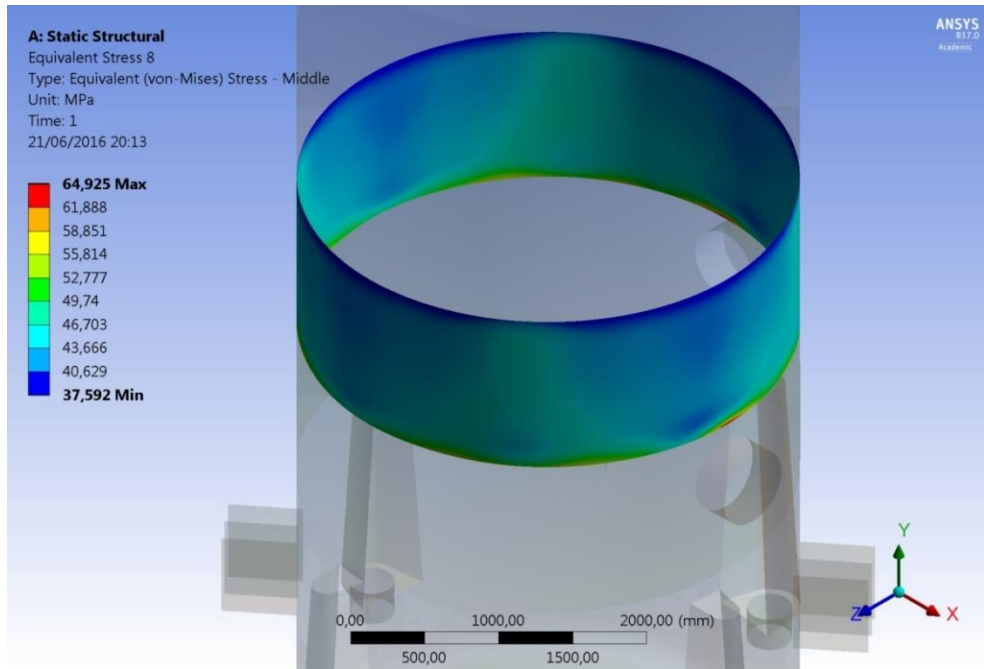
E = coeficiente de eficiência de solda

A tensão na seção cilíndrica 2 é igual a 50,206 MPa, e foi calculada utilizando a expressão 25, que foi baseada na expressão do parágrafo 1-1 (a) do ASME Code, Section VIII, Division 1, 2013 Edition. A tensão esta abaixo da tensão admissível.

5.8.3 Tensão pelo Modelo dos Elementos Finitos – Seção Cilíndrica 2

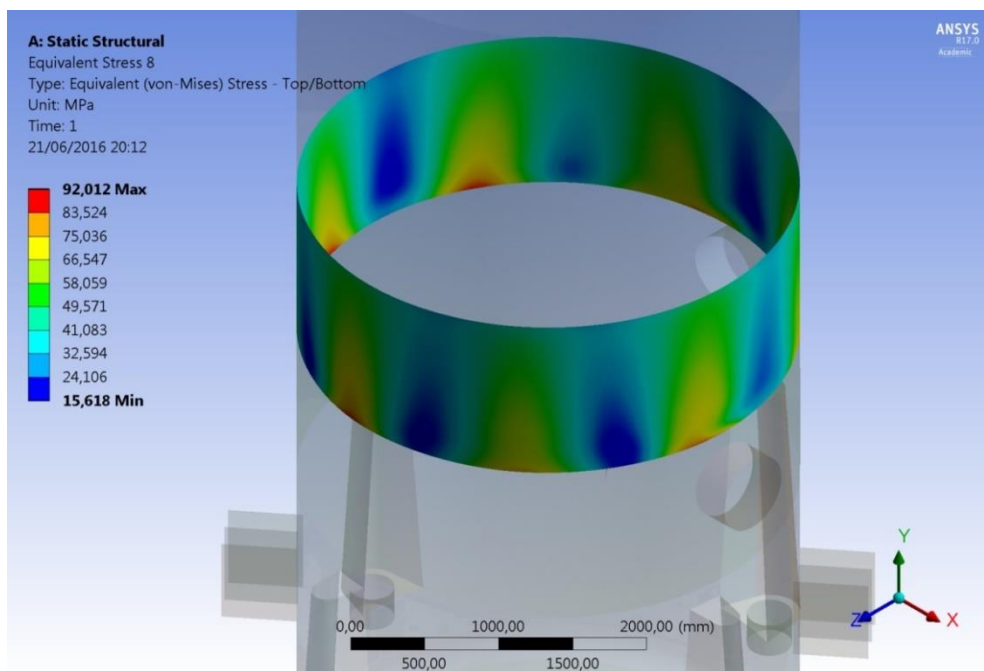
Na Figura 41 pode-se observar as tensões primárias de membrana na seção cilíndrica 2. A tensão primária geral de membrana (P_m) não ultrapassa o valor de 49,74 MPa nas regiões distantes de discontinuidades. A tensão de membrana geral permanece abaixo do limite indicado na Tabela 1, com isto a falha estrutural por esta categoria de tensão não ocorrerá.

Figura 41 – Tensão de membrana na seção cilíndrica 2 (von Mises)



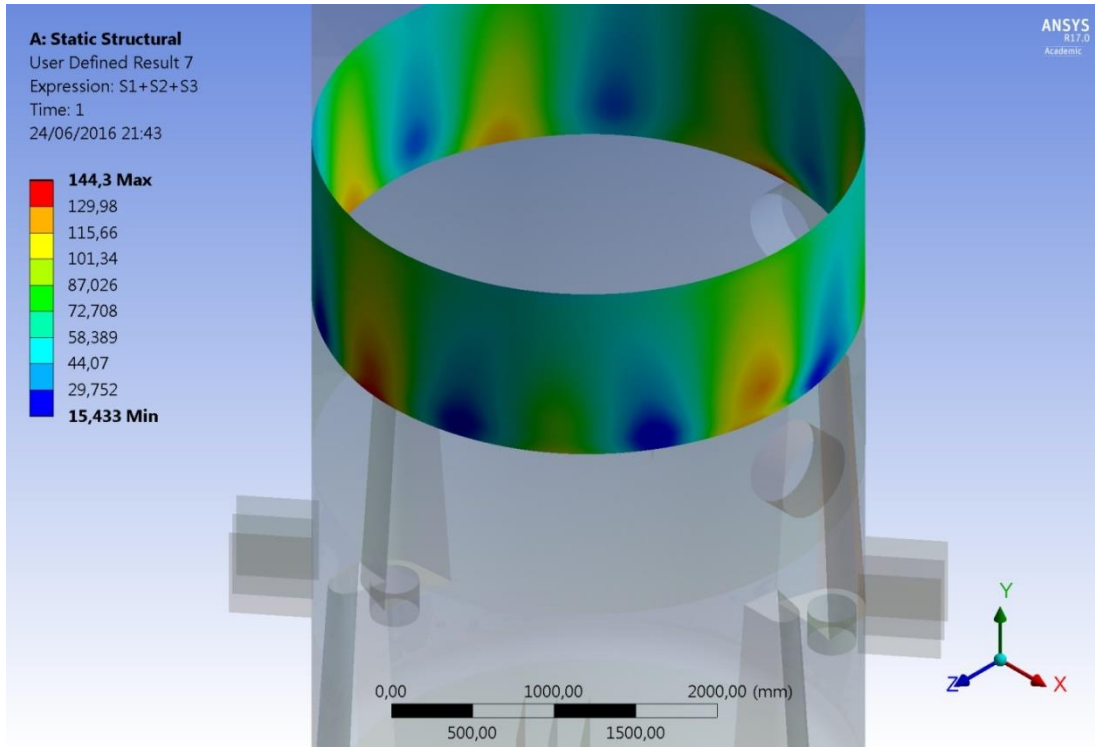
Na Figura 42 pode-se observar a distribuição das tensões primárias (membrana e flexão) mais as tensões secundárias, o valor máximo obtido foi de 92,012 MPa. O valor encontrado é bem menor do que o limite desta categoria de tensão ($P_L + P_b + Q$) que é de 372 MPa.

Figura 42 – Tensão de membrana primária e secundária e flexão na seção cilíndrica 2 (von Mises)



O valor da soma das tensões principais na seção cilíndrica 2 pode ser observado na Figura 43, o resultado é de 144,3 MPa. Como pode ser verificado os valores não ultrapassam o valor de 432 MPa que é o limite de tensão para esta categoria.

Figura 43 – Soma das tensões principais na seção cilíndrica 2



5.9 SEÇÃO CILÍNDRICA 1 (COSTADO CILÍNDRICO)

5.9.1 Geometria: Dados e Propriedades da Seção Cilíndrica 1

Diâmetro externo projeto	$D_o = 3.400 \text{ mm}$
Raio externo de projeto	$R_o = 1.700 \text{ mm}$
Altura da seção cilíndrica	$h = 1.200 \text{ mm}$
Espessura nominal (obtida por medição de ultrassom)	$t = 5,30 \text{ mm}$
Pressão interna de operação	$P_i = 0,147 \text{ MPa}$
Pressão hidrostática máxima	$P_h = 0,078 \text{ MPa}$
Pressão de projeto (pressão interna + pressão hidrostática)	$P = 0,225 \text{ MPa}$
Temperatura de projeto	$T = 125 \text{ }^\circ\text{C}$

Eficiência de solda da junta longitudinal	$E = 1,00$
Número de reforços	Sem reforço
Corrosão interna	$c = 0 \text{ mm}$
Tensão de escoamento	$S_y = 205 \text{ MPa}$
Tensão admissível	$S_A = 108 \text{ MPa}$

5.9.2 Tensão Calculada por Expressão – Seção Cilíndrica 1

$$S = P.(R_0 - 0,4 \cdot t) / E \cdot t \quad (27)$$

$$S = 0,225 \cdot (1\,700 - 0,4 \cdot 5,30) / 1 \cdot 5,30 \quad (28)$$

$$S = 72,080 \text{ MPa}$$

Em que:

S = tensão, em MPa

P = pressão interna, em MPa

R_0 = raio externo do cilindro, em mm

t = espessura do corpo (costado cilíndrico), em mm

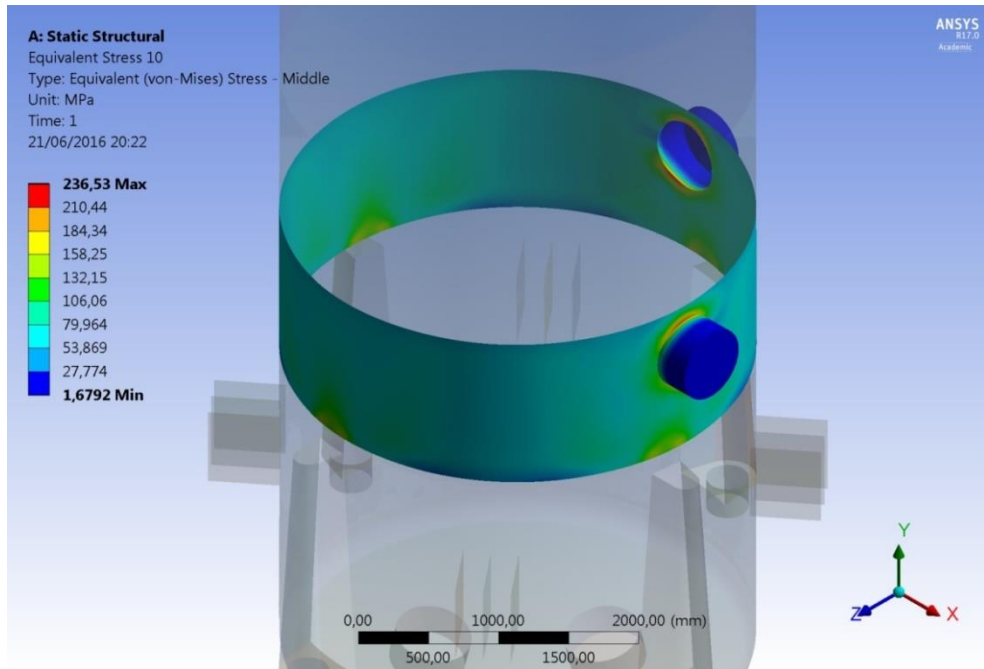
E = coeficiente de eficiência de solda longitudinal

A tensão na seção cilíndrica 1 atuante no costado cilíndrico calculada é igual a 72,080 MPa. A tensão calculada utilizando a expressão 27, que foi baseada na expressão do parágrafo 1-1 (a) do ASME Code Section VIII, Division 1, 2013, Edition. A tensão está abaixo da tensão admissível.

5.9.3 Tensão pelo Modelo dos Elementos Finitos – Seção Cilíndrica 1

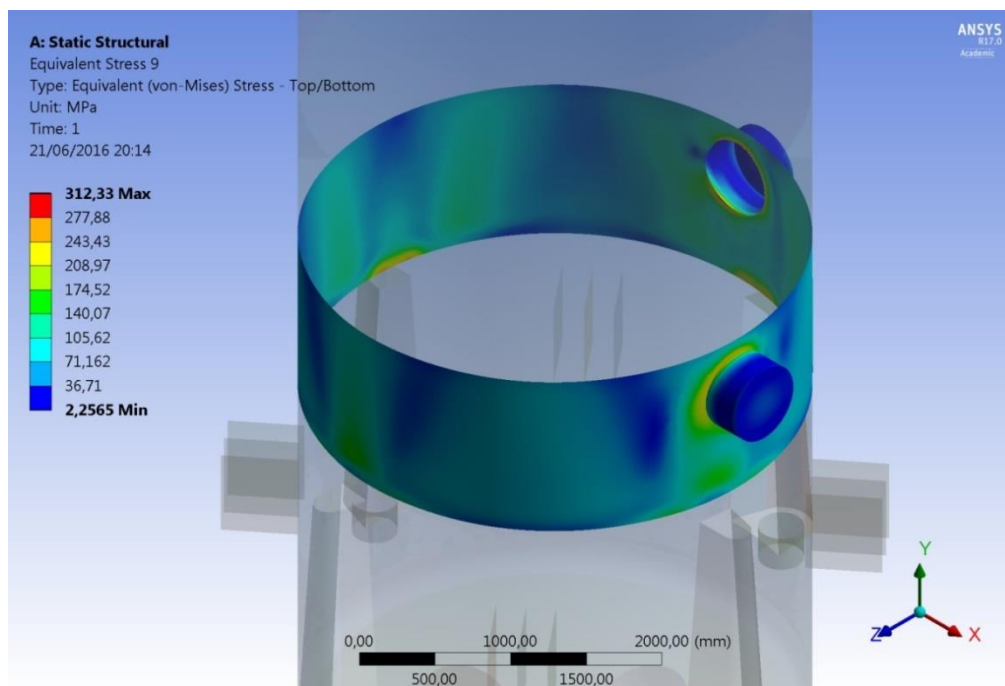
Na Figura 44 pode-se verificar as tensões primárias de membrana na seção cilíndrica 1. A tensão primária geral de membrana (P_m) nas regiões distantes de descontinuidades é de 79,964 MPa. E não ultrapassa o valor de 108 MPa. A tensão de membrana geral permanece abaixo do limite indicado na Tabela 1, com isto a falha estrutural por esta categoria de tensão não ocorrerá.

Figura 44 – Tensão de membrana na seção cilíndrica 1 (von Mises)



A Figura 45 mostra a distribuição das tensões primárias (membrana e flexão) mais as tensões secundárias. Quase na totalidade da geometria o valor da tensão está entre 36 MPa e 140 MPa e não ultrapassa o valor de 312,13 MPa, permanecendo assim menor que o limite desta categoria de tensão ($P_L + P_b + Q$) que é de 372 MPa.

Figura 45 – Tensão de membrana primária e secundária e flexão na seção cilíndrica 1 (von Mises)



O valor máximo encontrado está limitado a uma pequena região. Nas Figuras 46 e 47, pode-se verificar concentradores de tensão, não causando deformações significativas na estrutura mesmo se tivesse valor próximo do limite da categoria de tensão.

Figura 46 – Tensão de membrana primária e secundária e flexão no bocal da seção cilíndrica 1 – detalhe vista externa (von Mises)

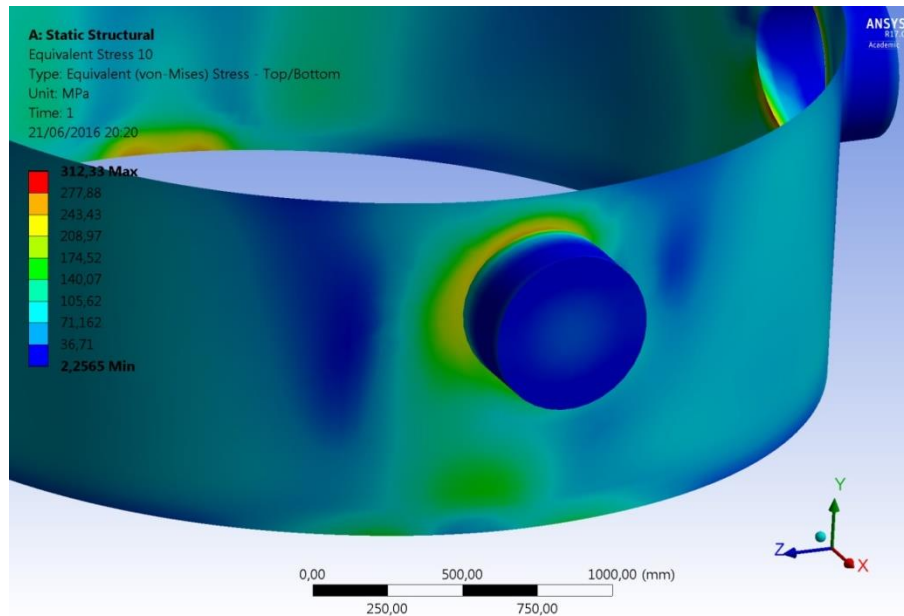
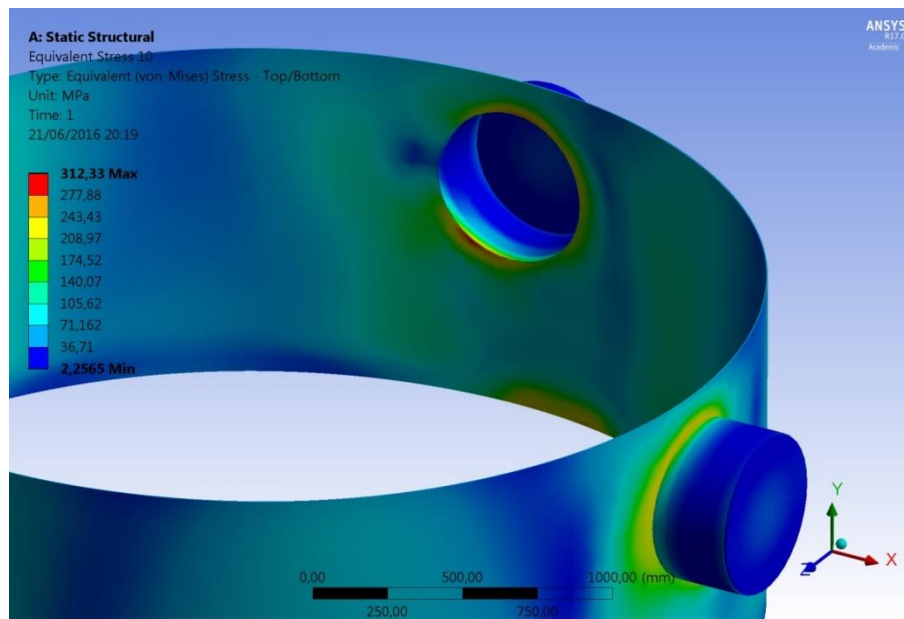
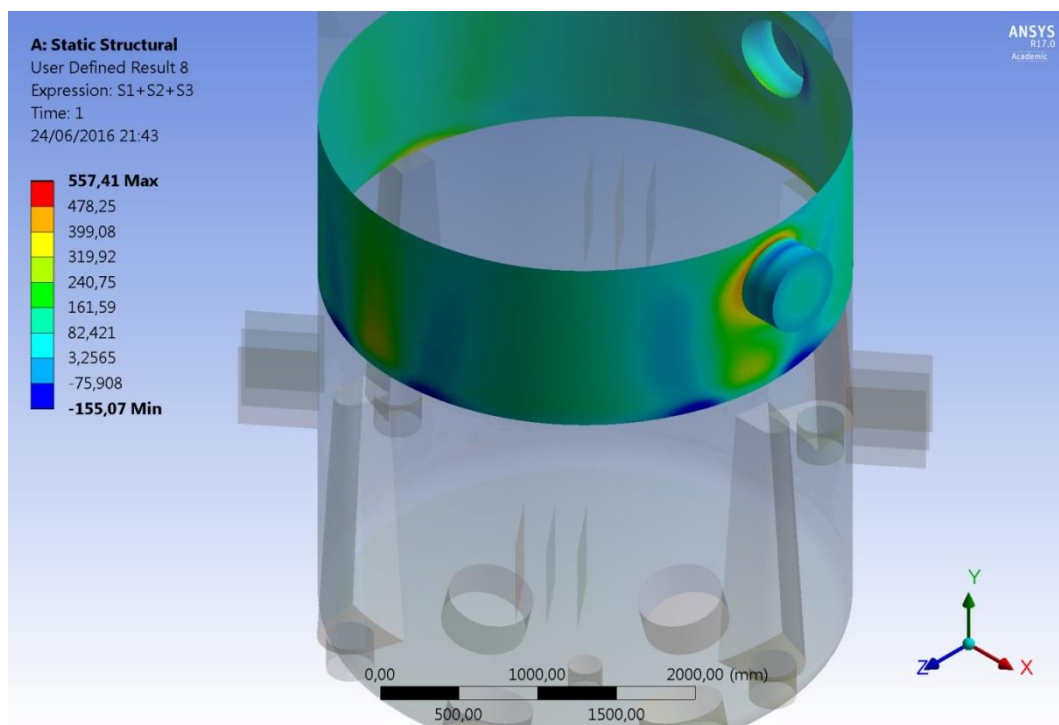


Figura 47 – Tensão de membrana primária e secundária e flexão no bocal da seção cilíndrica 1 – detalhe vista interna (von Mises)



O valor da soma das tensões principais na seção cilíndrica 1 é apresentado na Figura 48. O resultado máximo encontrado é de 557,41 MPa, entretanto, na maior parte da geometria a tensão não ultrapassa o valor de 400 MPa. Em pequenas regiões da geometria o valor do resultado ultrapassou o limite de tensão de 432 MPa para esta categoria. A proteção contra a falha localizada pode ser verificada em regiões de descontinuidades estruturais para evitar distorções que venham a comprometer a estabilidade do componente. As descontinuidades estruturais são consideradas grandes ou localizadas, as grandes podem ter um efeito significativo na deformação da estrutura como um todo, as localizadas afetam regiões pequenas não tendo um efeito significativo na deformação da estrutura como um todo. Na seção cilíndrica 1 as descontinuidades são localizadas limitadas uma região pequena, não ocasionando dados significativos estruturais ao componente.

Figura 48 – Soma das tensões principais na seção cilíndrica 1



5.10 SEÇÃO CILÍNDRICA CASCO

5.10.1 Geometria: Dados e Propriedades da Seção Cilíndrica Casco

Diâmetro externo projeto	$D_o = 3.400 \text{ mm}$
Raio externo de projeto	$R_o = 1.700 \text{ mm}$
Altura da seção cilíndrica	$h = 2.450 \text{ mm}$
Espessura nominal (obtida por medição de ultrassom)	$t = 16,10 \text{ mm}$
Pressão interna de operação	$P_i = 0,245 \text{ MPa}$
Pressão hidrostática máxima	$P_h = 0,00 \text{ MPa}$
Pressão de projeto (pressão interna + pressão hidrostática)	$P = 0,245 \text{ MPa}$
Temperatura de projeto	$T = 150 \text{ °C}$
Eficiência de solda da junta longitudinal	$E = 1,00$
Número de reforços	Sem reforço
Corrosão interna	$c = 0 \text{ mm}$
Tensão de escoamento	$S_y = 205 \text{ MPa}$
Tensão admissível	$S_A = 108 \text{ MPa}$

5.10.2 Tensão Calculada por Expressão – Seção Cilíndrica Casco

$$S = P \cdot (R_o - 0,4 \cdot t) / E \cdot t \quad (29)$$

$$S = 0,245 \cdot (1\,700 - 0,4 \cdot 16,10) / 1 \cdot 16,10 \quad (30)$$

$$S = 25,772 \text{ MPa}$$

Em que:

S = tensão, em MPa

P = pressão interna, em MPa

R_o = raio externo do cilindro, em mm

t = espessura do corpo (costado cilíndrico), em mm

E = coeficiente de eficiência de solda longitudinal

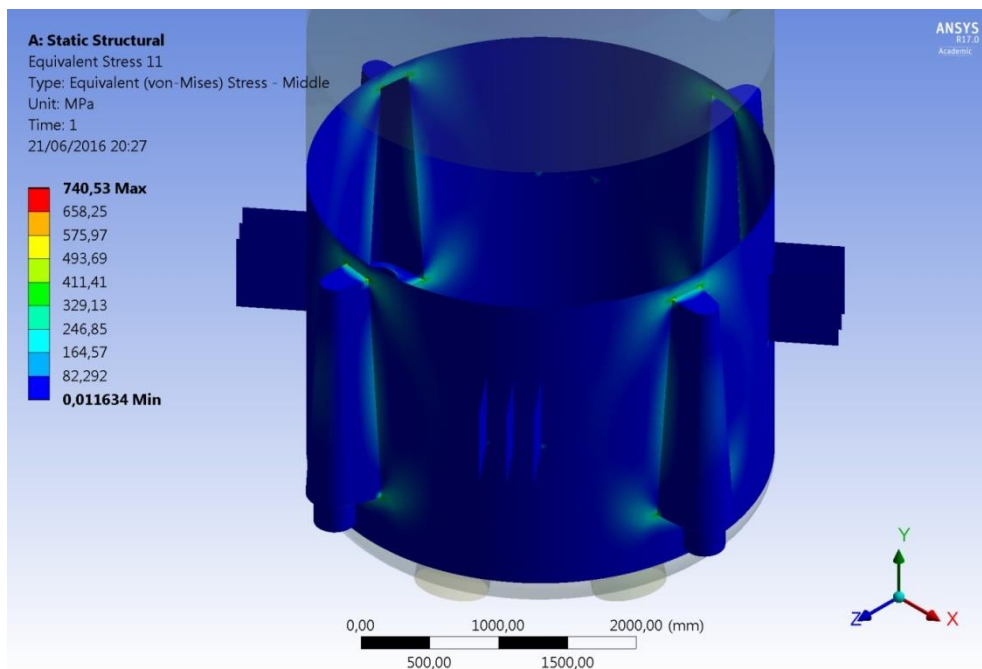
A tensão na seção cilíndrica casco atuante no costado cilíndrico é igual a 25,772 MPa. A tensão foi calculada utilizando a expressão 29, que foi baseada na expressão do

parágrafo 1-1 (a) do ASME Code Section VIII, Division 1, 2013, Edition. A tensão está abaixo da tensão admissível. Esta metodologia de cálculo não considera as aberturas de entrada de vapor de escape na seção cilíndrica casco.

5.10.3 Tensão pelo Modelo dos Elementos Finitos – Seção Cilíndrica (casco)

Na Figura 49 pode-se verificar as tensões primárias de membrana na seção cilíndrica casco. A tensão primária geral de membrana (P_m) não ultrapassa o valor de 83 MPa nas regiões distantes de descontinuidades. Próximo das regiões de descontinuidades geométricas que são constituídas pelas entradas (aberturas) de vapor de escape na seção cilíndrica casco, a tensão primária geral de membrana aumenta, mas não ultrapassa valores limites. A tensão primária de membrana geral permanece abaixo do limite indicado na Tabela 1, com isto a falha estrutural por esta categoria de tensão não ocorrerá.

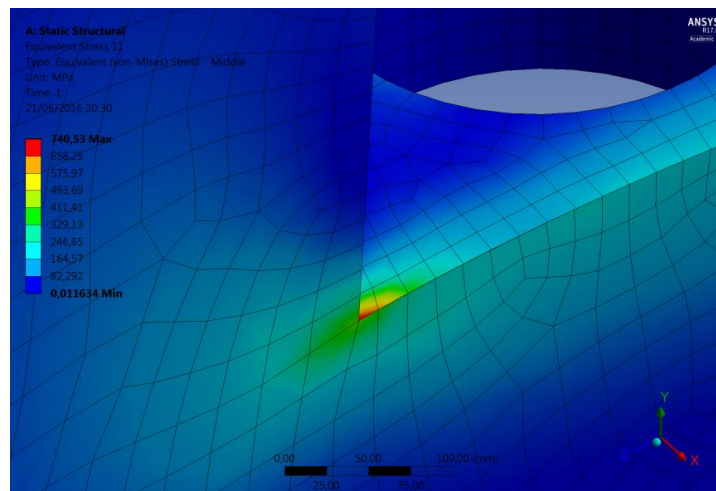
Figura 49 – Tensão de membrana na seção cilíndrica (casco)



A tensão primária local de membrana (P_L) próximo das regiões de descontinuidades geométricas não ultrapassa o valor de 180 MPa, permanecendo também abaixo do valor limite para esta categoria de tensão.

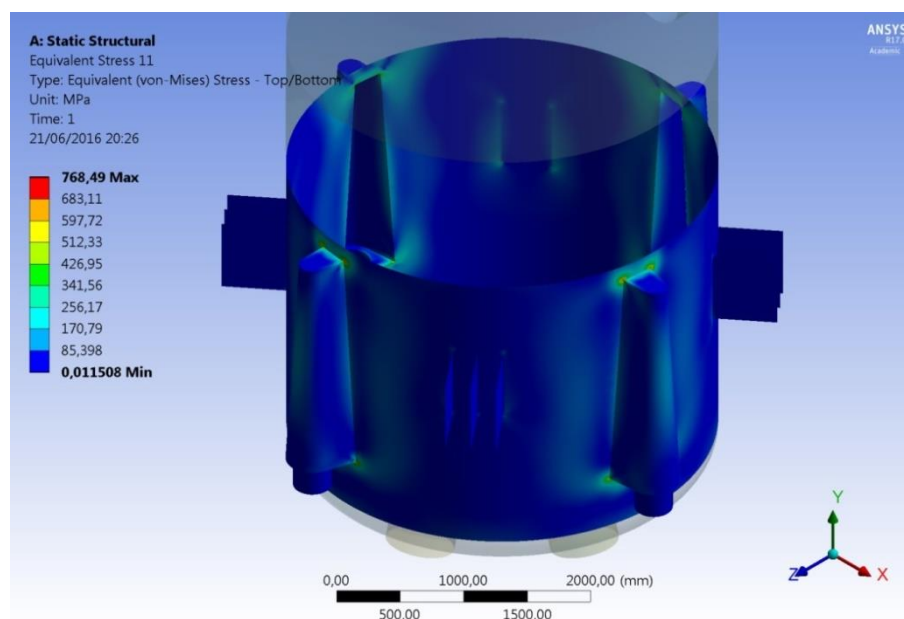
As tensões elevadas encontradas na Figura 49 são tensões secundárias que não causam danos estruturais ao equipamento. As regiões com tensão de 740,53 MPa e as regiões com valores próximos a este, são pontos em que ocorrem concentradores de tensão e estão limitados a uma região pequena, ver Figura 50, menores que 50 mm, desta forma podendo não causar deformações permanentes na estrutura.

Figura 50 – Detalhe do concentrador de tensões na seção cilíndrica (casco) (von Mises)



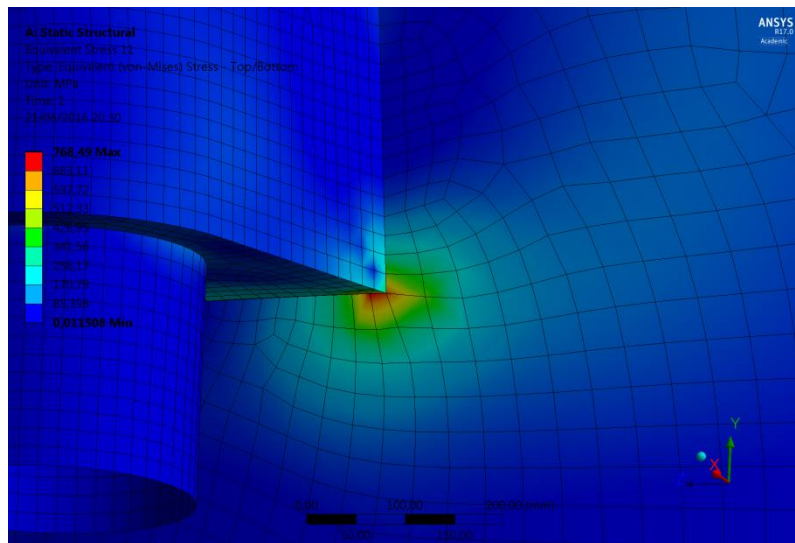
A Figura 51 mostra a distribuição das tensões primárias (membrana e flexão) mais as tensões secundárias.

Figura 51 – Tensão de membrana primária e secundária e flexão na seção cilíndrica (casco) (von Mises)



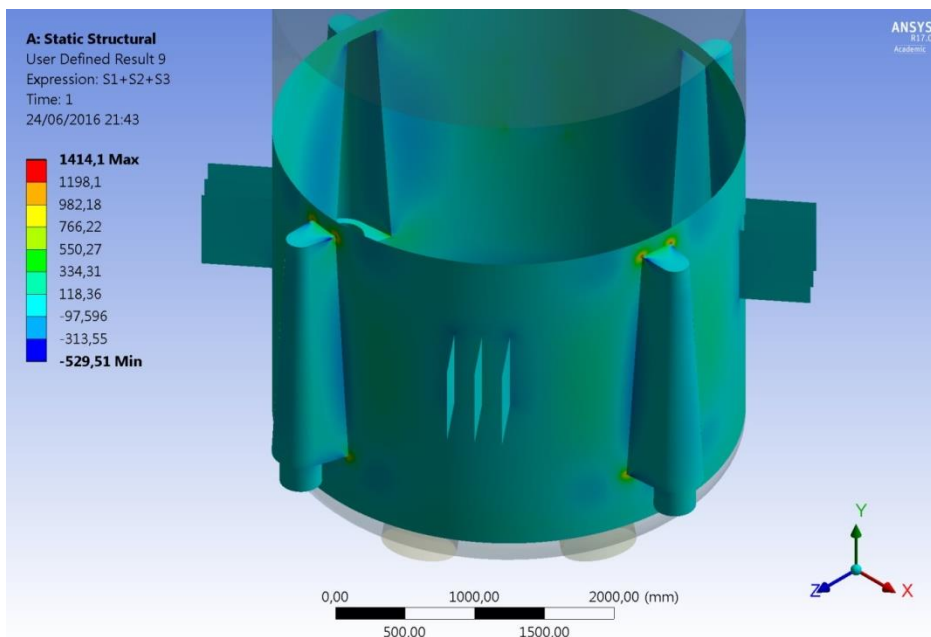
Valores entre 342 MPa e 768,49 MPa (valor máximo obtido), são devido a concentradores de tensão formados pela estrutura de entrada de vapor de escape e limitados a pequena região do equipamento, ver Figura 52, que provavelmente não determina o colapso da estrutura por danos estruturais graves.

Figura 52 – Detalhe do concentrador de tensões na seção cilíndrica casco (von Mises)



O valor da soma das tensões principais na seção cilíndrica casco é apresentado na Figura 53, o resultado máximo é de 1414,1 MPa.

Figura 53 – Soma das tensões principais na seção cilíndrica casco



Como observado o valor ultrapassou o limite de tensão de 432 MPa para esta categoria. A proteção contra a falha localizada pode ser verificada em regiões de descontinuidades estruturais para evitar distorções que venham a comprometer a estabilidade do componente. As descontinuidades estruturais são consideradas grandes ou localizadas, as grandes podem ter um efeito significativo na deformação da estrutura como um todo, as localizadas afetam regiões pequenas não tendo um efeito significativo na deformação da estrutura como um todo. No caso da seção cilíndrica casco as descontinuidades são localizadas, limitadas uma região pequena, que provavelmente não causam dados significativos estruturais ao componente.

5.11 TAMPO INFERIOR TORIESFÉRICO 6%

5.11.1 Geometria: Dados e Propriedades do Tampo Inferior Toriesférico 6%

Diâmetro externo projeto	$D_o = 3\ 400\ \text{mm}$
Raio da coroa	$L_o = 3\ 400\ \text{mm}$
Raio da concordância	$r = 204\ \text{mm}$
Altura interna da parte abaulada	$h_i = 570,82\ \text{mm}$
Altura da parte reta	$h = 40\ \text{mm}$
Espessura nominal (obtida por medição de ultrassom) – região esférica	$t_e = 9,60\ \text{mm}$
Espessura nominal (obtida por medição de ultrassom) – região toroidal	$t_t = 10,20\ \text{mm}$
Espessura nominal (obtida por medição de ultrassom) – parte reta	$t_r = 10,50$
Pressão interna de operação	$P_i = 0,147\ \text{MPa}$
Pressão hidrostática máxima	$P_h = 0,108\ \text{MPa}$
Pressão de projeto (pressão interna + pressão hidrostática)	$P = 0,255\ \text{MPa}$
Temperatura de projeto	$T = 125\ ^\circ\text{C}$
Eficiência de solda do tampo	$E = 1,00$
Número de reforços	Sem reforço
Corrosão interna	$c = 0\ \text{mm}$
Tensão de escoamento	$S_y = 205\ \text{MPa}$
Tensão admissível	$S_A = 108\ \text{MPa}$

5.11.2 Tensão Calculada por Expressão – Tampo Inferior Toriesférico 6%

$$S = P \cdot (M \cdot L_0 - t \cdot (M - 0,2)) / 2 \cdot E \cdot t \quad (31)$$

$$S = 0,255 \cdot (1,769 \cdot 3400 - 9,60 \cdot (1,769 - 0,2)) / 2 \cdot 1 \cdot 9,60 \quad (32)$$

$$S = 79,730 \text{ MPa}$$

Em que:

S = tensão, em MPa

P = pressão interna, em MPa

L_0 = raio externo da coroa (crown radius), em mm

t = espessura da transição, em mm

E = coeficiente de eficiência de solda do tampo

M = dado pela expressão 33

$$M = 1 / 4 \cdot (3 + (L / r)^{0,5}) \quad (33)$$

$$M = 1 / 4 \cdot (3 + (3 \ 390,4 / 204)^{0,5}) \quad (34)$$

$$M = 1,769$$

Em que:

L = raio interno da coroa (crown radius), em mm

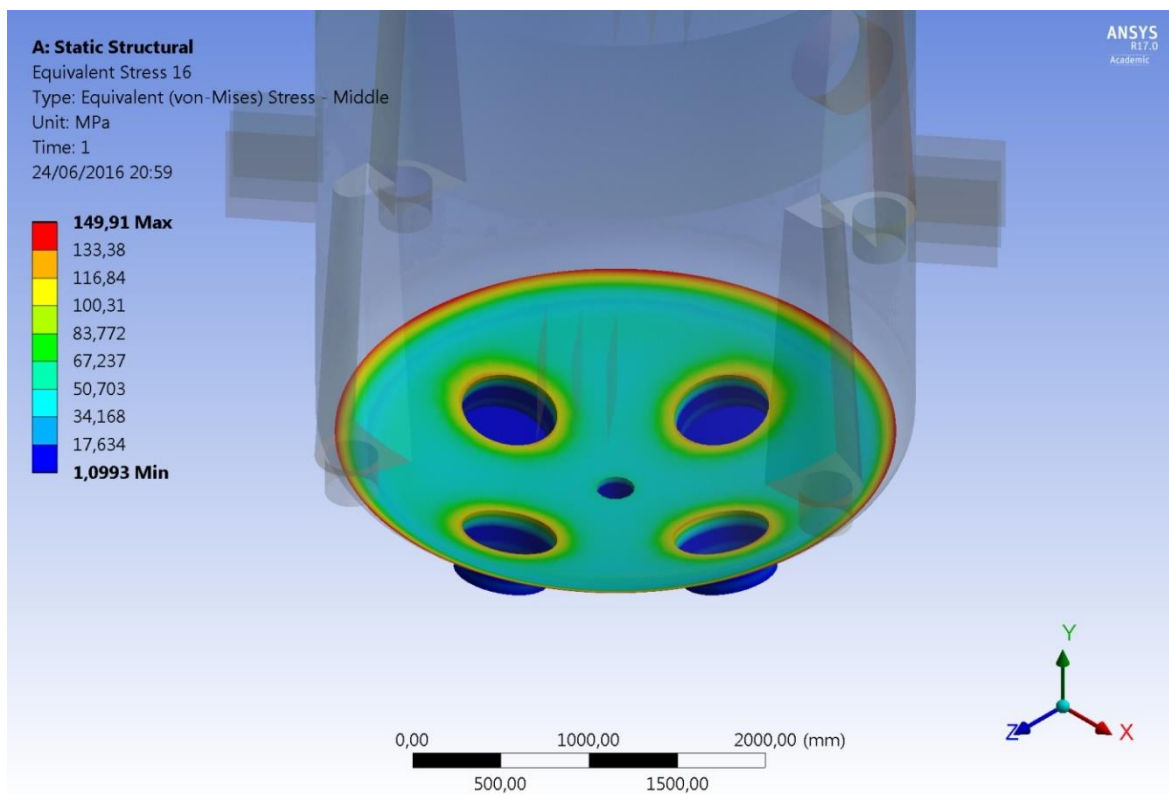
r = raio interno da concordância (knuckle radius), em mm

A tensão no tampo inferior toriesférico 6 % é igual a 79,730 MPa. A tensão foi calculada utilizando a expressão 31, que foi baseada na expressão do apêndice 1-4 (d) (4) do ASME Code Section VIII, Division 1, 2013 Edition. A tensão encontrada não considera as bocas de visita e o bocal que estão presentes no tampo inferior toriesférico 6 %. A expressão dada no apêndice 1-4 (d) (4) do ASME Code, Section VIII, Division 1, 2013 Edition, para cálculo da tensão em tampos toriesférico não considera na geometria aberturas pela inserção de bocas de visita e bocais, também não é possível separar por esta expressão as tensões das regiões esférica e toroidal. As aberturas e reforços em vasos de pressão são tratados nos parágrafos UG-36 e UG-37 do ASME Code Section VIII, Division 1, 2013 Edition, sendo que o estudo baseado nestes parágrafos não fez parte deste trabalho.

5.11.3 Tensão pelo Modelo dos Elementos Finitos – Tampo Inferior Torisferico 6 %

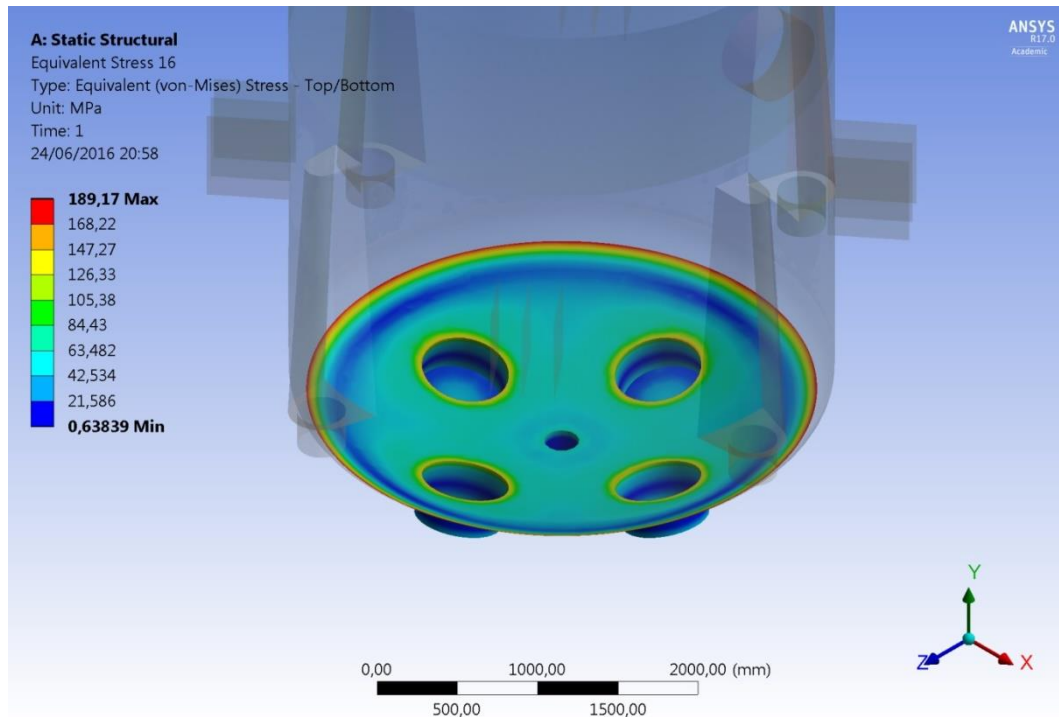
Na Figura 54 pode-se observar as tensões primárias de membrana na região esférica do tampo. A tensão primária geral de membrana (P_m) na região distante de descontinuidades é de 67,237 e não ultrapassou o valor de 84 MPa em nenhum ponto. A tensão de membrana geral permanece abaixo do limite indicado na Tabela 1, com isto a falha estrutural por esta categoria de tensão não ocorrerá.

Figura 54 – Tensão de membrana na região esférica do tampo (von Mises)



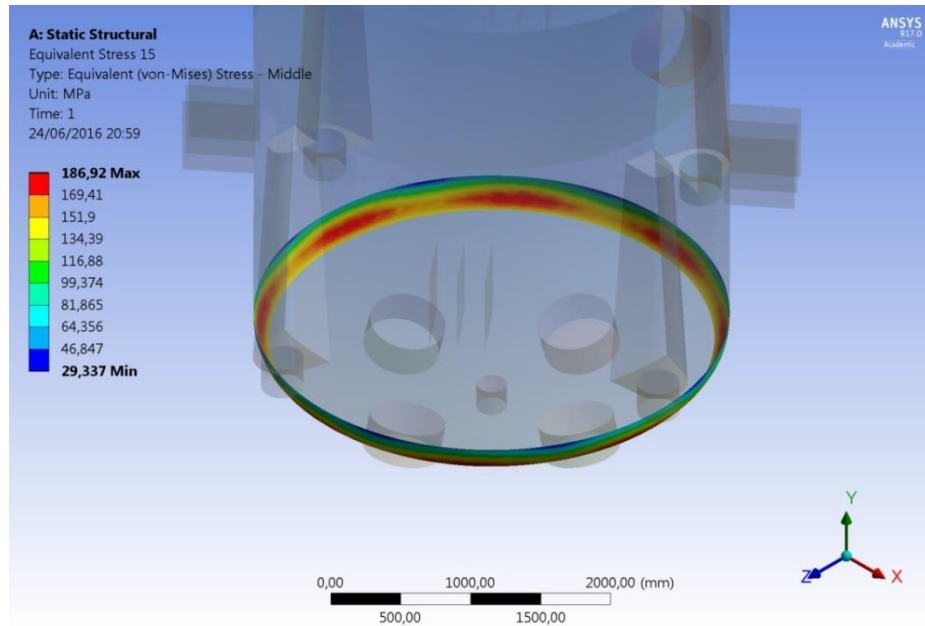
A Figura 55 mostra as tensões primárias (membrana e flexão) mais as tensões secundárias, o valor máximo obtido foi de 189,17 MPa, o valor encontrado é menor do que o limite desta categoria de tensão ($P_L + P_b + Q$) que é de 372 MPa.

Figura 55 – Tensão de membrana primária e secundária e flexão na região esférica do tampo (von Mises)



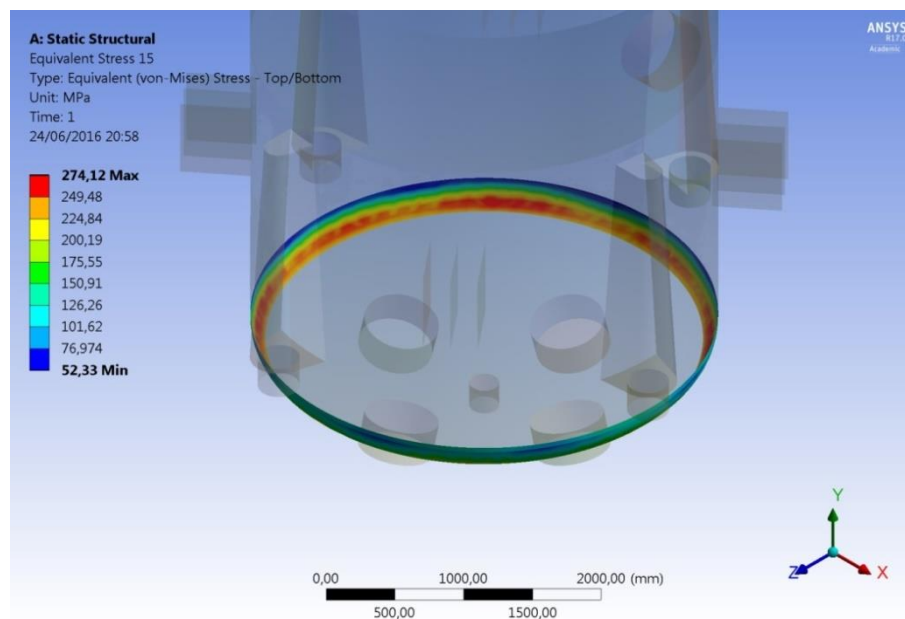
A Figura 56 corresponde à distribuição de tensão na região toroidal do tampo, nesta região a tensão primária de membrana é basicamente tensão de membrana local (P_L) pela presença de descontinuidades e também pelo formato da geometria, existe também parcela de tensões secundárias em toda a região toroidal. Se a tensão for avaliada como tensão primária local de membrana (P_L), a tensão encontrada de 186,92 MPa ficou no limite para a categoria de tensão que é de 186 MPa. Não ocorrerá falha estrutural por esta categoria de tensão. Se for considerada a existência da parcela de tensão secundária a tensão encontrada ficou bem menor que o limite da categoria que inclui a tensão secundária, como verificado na Figura 56. Na região toroidal considerando as espessuras atuais do tampo inferior torisférico 6 % que são diferentes entre a parte toroidal, esférica e reta, como citado anteriormente, existe parcela de tensão secundária ocasionada pela descontinuidade geométrica em função das diferentes espessuras.

Figura 56 – Tensão de membrana na região toroidal do tampo (von Mises)



Na Figura 57 pode-se verificar a distribuição das tensões primárias (membrana e flexão) mais as tensões secundárias na região toroidal do tampo, o valor máximo obtido foi de 274,12 MPa, o valor encontrado é menor do que o limite desta categoria de tensão ($P_L + P_b + Q$) que é de 372 MPa.

Figura 57 – Tensão de membrana primária e secundária e flexão na região toroidal do tampo (von Mises)



As tensões primárias (membrana e flexão) mais as tensões secundárias no tampo inferior toriesférico 6% completo pode ser verificada na Figura 58 (vista superior) e Figura 59 (vista inferior), de acordo com a análise não é esperado falha estrutural no tampo inferior.

Figura 58 - Tensão de membrana primária e secundária e flexão no tampo inferior toriesférico 6 % - vista interna (von Mises)

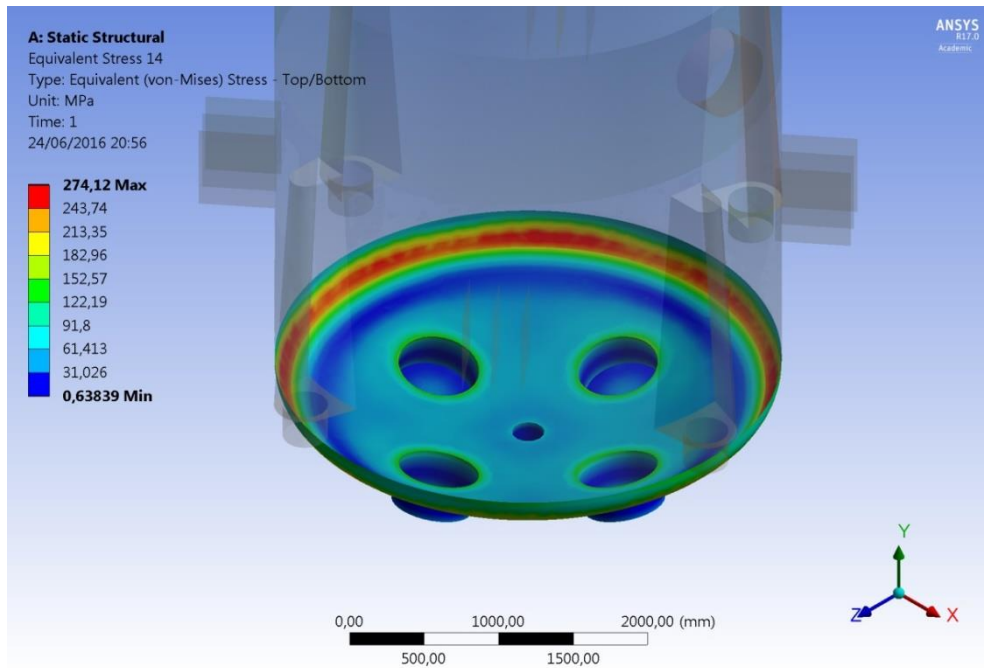
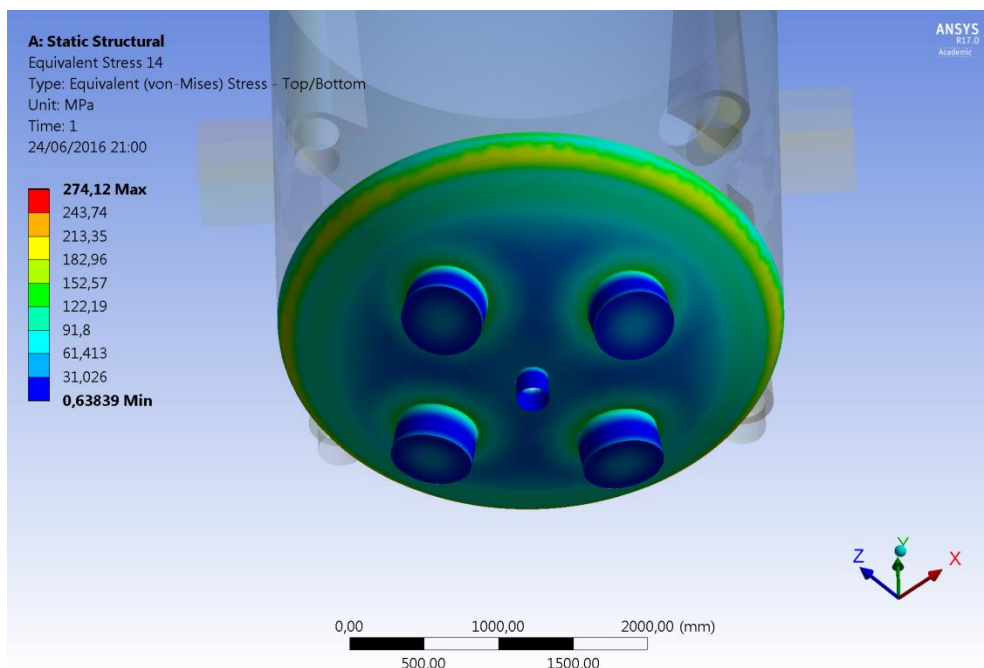
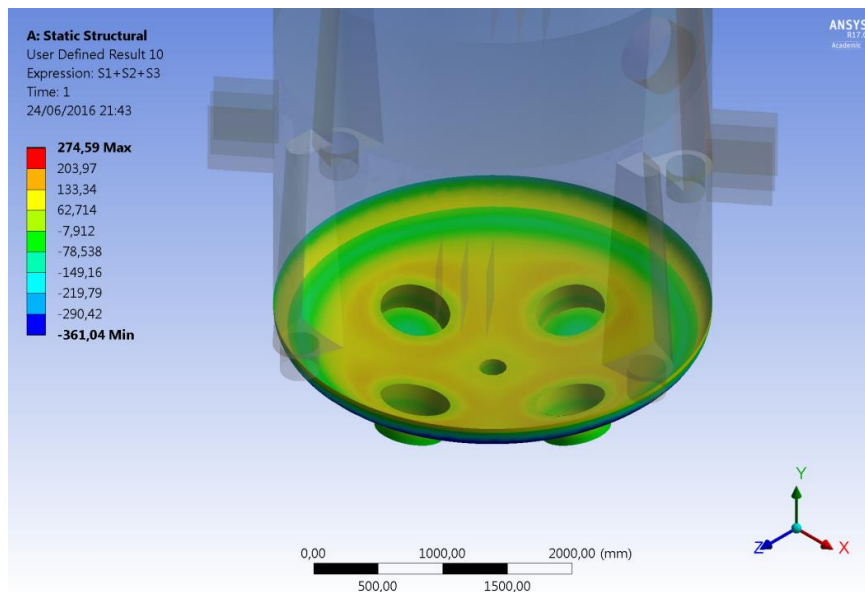


Figura 59 - Tensão de membrana primária e secundária e flexão no tampo inferior toriesférico 6 % - vista externa (von Mises)



O valor da soma das tensões principais é verificado na Figura 60, o resultado é de 274,59 MPa. Como observado os valores não ultrapassam o limite de 432 MPa para esta categoria de tensão.

Figura 60 - Soma das tensões principais no tampo inferior toriesférico 6 %



Na Tabela 3 é feito um comparativo entre as tensões obtidas pelo método teórico com utilização das expressões da norma de projeto e as tensões obtidas com a utilização do Método dos Elementos Finitos. Foi considerado para elaboração da Tabela 3 somente as tensões consideradas de membrana geral.

Tabela 4 – Comparativo das tensões de membrana obtidas

Componentes analisados	Calculo teórico (MPa)	Método dos Elementos Finitos (MPa)	Δ %
Tampo superior plano	871,10 (sem reforço)	18,592 (com reforço) 649,85 (sem reforço)	25,4
Seção cilíndrica 6	15,825	15,09	4,64
Transição cônica	-	67,30	-
Seção cilíndrica 5	29,595	35,179	15,87
Seção cilíndrica 4	37,050	33,643	9,19
Seção cilíndrica 3	39,390	38,12	3,22
Seção cilíndrica 2	50,206	49,74	0,93
Seção cilíndrica 1	72,080	79,964	9,86
Seção cilíndrica casco	25,772	27,155 a 82,292	-
Tampo inferior toriesférico 6 %	79,730	67,237	15,67

Fonte: Autoria própria

6 CONCLUSÃO

Foi possível observar que as tensões obtidas com a aplicação de expressões do ASME Code, Section VIII, Division 1, 2013 Edition são próximas das tensões obtidas com o Modelo dos Elementos Finitos nas regiões de membrana distantes de descontinuidades geométricas estruturais e concentradores de tensão, nas quais pode-se admitir que não existem tensões secundárias e de pico. Nestas regiões consideradas áreas de membrana o uso de expressões oferecem mais segurança, e também são as regiões no qual o resultado obtido se aproximam das tensões obtidas com o uso do Método dos Elementos Finitos. Portanto fora destas regiões, no qual existem tensões de membrana local, flexão e secundárias as expressões não conseguem atender, por oferecerem precisão somente nas regiões de membrana. Neste ponto é que o cálculo pelo Método dos Elementos Finitos é vantajoso, pois ele apresenta grande potencial de análise de tensões nas diversas regiões dos componentes dos vasos de pressão como transições cônicas, tampos planos com reforço, bocais e outras geometrias complexas.

Um exemplo no qual o Método dos Elementos Finitos teve vantagem em relação método de análise de tensão teórico com aplicação de expressões, foi na análise de tensão no tampo plano com reforço. A tensão obtida com utilização de expressão foi extremamente alta o qual inviabilizaria a operação segura do equipamento pelo fato da tensão admissível e escoamento do material ser bem menor, podendo ocasionar instabilidade estrutural por este critério de aprovação. Já a análise de tensões do tampo plano com o uso do Método dos Elementos Finitos que considera o efeito dos reforços existente no tampo, apresentou-se dentro dos limites de tensões definidos, podendo garantir que danos estruturais não ocorrerão no componente.

O Método dos Elementos Finitos, em oposição ao método teórico com aplicação de expressões definidas em norma de projeto de vasos de pressão, apresentou-se com capacidade e de forma prática de realizar análises de geometrias mais complexas que não são abrangidas quando se utiliza expressões, também permitindo analisar as tensões na geometria como um todo ou de forma localizada. Com isto pode ter grande importância e trazer benefícios para o setor sucroenergético. O Método dos Elementos Finitos pode ser utilizado como um complemento e demonstrou ser eficiente e podendo garantir bons resultados em projetos de análises estruturais de vasos de pressão.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALEGRE, J. M.; BRAVO, P.; PRECIADO, M. Fatigue behaviour of an auto frettaged high pressure vessel for food industry. **Engineering Failure Analysis**, vol. 14, n. 2, p. 396-407, Mar. 2012.

AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. **Practice 510**: Pressure Vessel Inspection Code - In-service Inspection, Rating, Repair, and Alteration. Washington D.C., 2014.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **ASME Boiler and pressure vessel code**: Materials, Section II, Part D. New York, 2013.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **ASME Boiler and pressure vessel code**: Rules for construction of pressure vessels, Section VIII, Division 1. New York, 2013.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **ASME Boiler and pressure vessel code**: Rules for construction of pressure vessels, Section VIII, Division 2. New York, 2013.

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING MATERIALS. **ASTM A-283**: Standard specification for low and intermediate tensile strength carbon steel plates. West Conshohocken, 2013.

BRABIN, T. A.; CHRISTOPHER, B.; RAO, B. N. Finite element analysis of cylindrical pressure vessels having a misalignment in a circumferential joint. **The International journal of pressure vessels and piping**, vol. 87, n. 4, p. 197-201, Apr. 2010.

CASTRO, N. J.; BRANDÃO, R.; DANTAS, G. A. A bioeletricidade sucroenergética na matriz elétrica. In: SOUZA, E. L. L.; MACEDO, I. C. (Coord.). **Etanol e Bioeletricidade**: A cana-de-açúcar no futuro da matriz energética. São Paulo: Luc Projetos de Comunicação, 2010. p. 136-153.

FARINA, E. **Um futuro promissor**. Opinião - Palavra da Presidência. UNICA. 2012. Disponível em: <<http://www.unica.com.br/palavra-do-presidente/18631428920319334644/um-futuro-promissor/>>. Acesso em: 15 agosto 2013.

GUAN, K.S.; TONG, X.; ZHANG, X. C.; WANG, Z. W. Effect of microdefects on load-deflection of small punch test by experimental investigation and finite element analysis. **The International journal of pressure vessels and piping**, vol. 110, p. 14-16, Oct. 2013.

GUERRERO, M. A.; BETEGÓN, C.; BELZUNCE, J. Fracture analysis of a pressure vessel made of high strength vessel (HSS). **Engineering Failure Analysis**, Apr. 2008, vol. 15, n. 3, p. 208-219.

HIBBELER, R. C. Resistência dos materiais. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2004.

HUGOT, E. **Manual da engenharia açucareira**. São Paulo: Editora Mestre Jou, 1969.

HYDER, J. M.; ASIF, M. Optimization of location and size of opening in a pressure vessel cylinder using ANSYS. **Engineering Failure Analysis**, vol. 15, n. 1-2, p. 1-19, Mar. 2008.

MARTINS FILHO, P. C. **Análise estrutural de um fermentador pelo Método dos Elementos Finitos**, Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Engenharia de Bauru, UNESP/FEB, Bauru, 2010, 107p.

MOUSTABCHIR, H.; AZARI, Z; HARIRI, S; DMYTRAKH, I. Experimental and computed stress distribution a head of a not china pressure vessel: Application of T-stress conception. **Computational Materials Science**, vol. 58, p. 59-66, Mar. 2012.

NEVES, F. N.; TROMBIN, V. G.; CONSOLI, M. O Mapa sucroenergético do Brasil. In: SOUZA, E. L. L.; MACEDO, I. C. (Coord.). **Etanol e Bioeletricidade: A cana-de-açúcar no futuro da matriz energética**. São Paulo: Luc Projetos de Comunicação, 2010. p. 14-43.

SANT'ANA, H. M.; LEAL, M. F. A practical procedure to assess critical defects in pressure vessels subjected to fatigue loads. **Engineering Fracture Mechanics**, vol. 78, n. 8, p. 1669-1683, May 2011.

SKOPINSKII, N.; BERKOV, N. A.; EMELYANOVA, A. D. New method of determination of limit plastic load in intersecting cylindrical shells. **Chemical and Petroleum Engineering**, vol. 48, n. 1-2, p. 15-21, May 2012.

SKOPINSKII, N.; BERKOV, N. A.; BERKOV, A. N.; FOKIN, A. K. Effect of parameters of local reinforcement of connection between pressure vessel and nozzle on limiting plastic load. **Chemical and Petroleum Engineering**, vol. 49, n. 3-4, p. 214-218, July 2013

SKOPINSKII, N.; BERKOV, N. A.; VOZHOVA, N. V. Limiting plastic load for a pressure vessel with a tangential branch pipe. **Chemical and Petroleum Engineering**, vol. 47, n. 3-4, p. 225-230, July 2011.

SORIANO, H. L. **Elementos Finitos – Formulação e Aplicação na Estatística e Dinâmica das Estruturas**. Rio de Janeiro: Editora Ciência Moderna Ltda, 2009.

SORIANO, H. L. **Método de Elementos Finitos em Análise de Estruturas**. São Paulo: Editora da Universidade de São Paulo, 2003.

TELLES, P. C. S. **Vasos de Pressão**. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2012.

VOZHOVA, N. V.; SKOPINSKII, N. Mathematical and data evaluation for vessel elements operating under pressure with allowance for physical nonlinearity. **Chemical and Petroleum Engineering**, vol. 48, n. 3-4, p. 228-232, July 2012.