

**21 - 25
AGOSTO DE 2016
FORTALEZA - CEARÁ**

ANÁLISE DE INTEGRIDADE ESTRUTURAL EM UM VASO DE PRESSÃO DE UMA UNIDADE DE CRAQUEAMENTO

Jéferson Silveira Martins, jeferson.martins@magnor.com.br¹
Luiz Brandão, luiz.brandão@magnor.com.br¹
Cassio Silveira Martins, cassio.silveira.martins@gmail.com¹
Rogério Felismino de Oliveira, rogerio_foliveira@hotmail.com¹

¹Magnor Consulting, Rua Bernardo Guimarães, 911/702, Funcionários, Belo Horizonte, Minas Gerais

Resumo: *Esse trabalho apresenta uma análise de integridade estrutural via método dos elementos finitos feita pela Magnor para um novo projeto de um vaso de pressão e sua tubulação para uma unidade de craqueamento. Para cumprir esse objetivo, a Magnor criou modelos computacionais em elementos finitos e com esses modelos balanceados foram calculadas as tensões e deformações do equipamento e frequências naturais de vibração e flexibilidade da tubulação. Os resultados obtidos foram comparados aos limites estabelecidos por norma e foi concluído que o novo projeto do vaso de pressão irá operar com segurança.*

Palavras-chave: *vasos de pressão, análise de integridade estrutural, análise de flexibilidade, análise dinâmica*

1. INTRODUÇÃO

Vasos de pressão são estruturas críticas, pois trabalham em alta temperatura e pressão onde uma pequena falha pode trazer muitos danos materiais e colocar em risco muitas vidas humanas. Por isso, todo novo projeto deve ser analisado minuciosamente para que se tenha garantia de que o equipamento foi bem dimensionado.

Nesse trabalho é apresentado o serviço de análise de integridade estrutural feito pela Magnor Consulting para um novo vaso de pressão e tubulação de um sistema de gás de combustão de uma unidade de craqueamento de um de seus clientes.

2. METODOLOGIA

Para essa análise a Magnor desenvolveu três modelos computacionais, um da tubulação, um para o cálculo térmico e outro para o cálculo estrutural do vaso de pressão, os modelos foram feitos em softwares diferentes, aquele em um software específico para cálculo de tubulações e esse e este em um software convencional de elementos finitos. As condições de contorno foram levantadas a partir dos documentos enviados pelo cliente e em verificações analíticas feitas pela Magnor. A seguir são apresentados os passos adotados nesse trabalho:

- ✓ Levantamento de dados;
- ✓ Definição analítica dos casos de carregamento e condições de contorno;
- ✓ Definição dos critérios de verificação de tensões;
- ✓ Definição dos critérios de verificação dos dutos;
- ✓ Para o vaso de pressão:
 - Perfil térmico do vaso de pressão, com o modelo térmico, para diversas condições operacionais;
 - Análise dos bocais;
 - Os perfis térmicos encontrados no modelo térmico foram utilizados com entrada, junto com o as condições de operação, para o modelo estrutural e a partir disso foram calculadas as tensões e deformações do vaso.
- ✓ Para os dutos:
 - Análise de flexibilidade da tubulação;
 - Análise dinâmica, frequências naturais de vibração.

3. CASOS DE CARREGAMENTO

3.1. Tubulação

Nas análises foram consideradas as condições de carregamento decorrentes das seguintes possibilidades de operação do sistema:

Condições normais de operação:

- 01 – Fluxo de gás passando pelo turbo-expansor;
- 02 – Fluxo de gás passando pelo topo do vaso;
- 03 – Fluxo de gás passando pelo “big by-pass”;
- 04 – Fluxo de gás passando pelo “big by-pass” e “small by-pass”.

Condição extrema com 843°C, ocorre 10 h/ano

- 05 – Fluxo de gás passando pelo topo do vaso;
- 06 – Fluxo de gás passando pelo “big by-pass”;
- 07 – Fluxo de gás passando pelo “big by-pass” e “small by-pass”.

Condição extrema com 932°C, ocorre 1h/ano:

- 08 – Fluxo de gás passando pelo topo do vaso;
- 09 – Fluxo de gás passando pelo “big by-pass”;
- 10 – Fluxo de gás passando pelo “big by-pass” e “small by-pass”.

A Figura 1 indica a distribuição de temperatura na tubulação para o caso de carregamento 9.

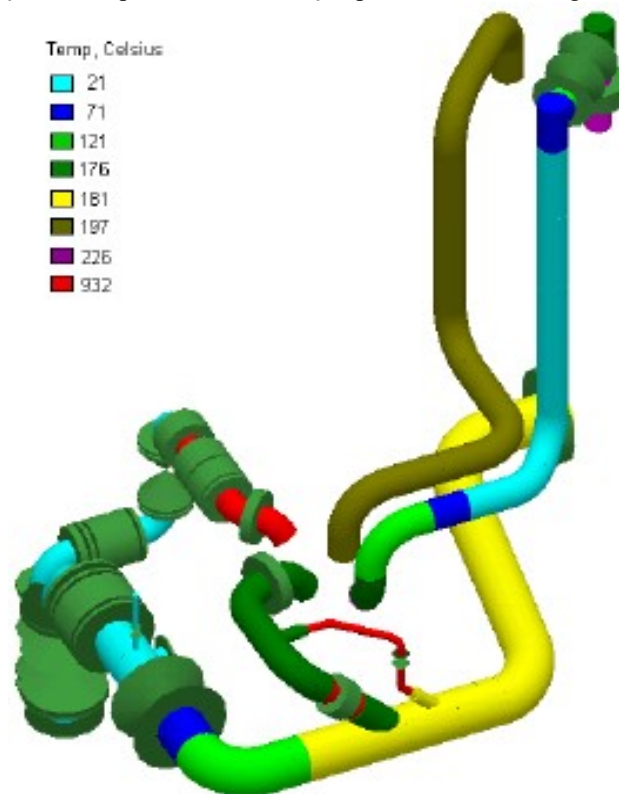


Figura 1. Distribuição de temperatura na tubulação para o caso de carregamento 9.

3.2. Vaso de Pressão

Para o cálculo do perfil térmico de temperatura foram consideradas as formulações de transferência de calor e massa conforme a norma Petrobrás N-550 REV.E e as referências Incropera (2007) e Holman (1999).

As condições adotadas foram:

- Face interna do vaso: convecção forçada considerando a velocidade do fluido e radiação.
- Face externa: convecção natural, considerando situação especial com velocidade do vento de 2 m/s e radiação.

Na face interna foram considerados os coeficientes variando com a velocidade do fluxo, tipo e espessura do revestimento e da parede do vaso sendo que, as propriedades do revestimento interno foram consideradas a temperatura de 537,78°C. Na face externa foram considerados os coeficientes variando com a temperatura.

Os coeficientes de condução do aço, foram obtidos das tabelas da ASME Seção II Parte D Ed.1995.

O peso do vaso foi obtido considerando-se a densidade do revestimento interno ponderado para a espessura do casco.

A consideração de esforços nos bocais foi introduzida modelando-se diretamente todas as tubulações conectadas ao vaso. Nas tubulações considerou-se os pesos dos refratários, dos isolamentos, das juntas de expansão, das válvulas, do fluido em processo, a força do vento e o efeito do carregamento térmico proveniente das temperaturas de projeto da tubulação. As pressões consideradas no bocal são as de projeto ou operação e as temperaturas foram obtidas através da construção de um modelo térmico completo do vaso e das tubulações.

Os casos de carregamento para o vaso de pressão são:

Cargas Mecânicas Primárias

✓ Caso 01 - cargas mecânicas primárias.

Peso próprio do vaso e tubulações com a pressão de projeto

✓ Caso 02 - cargas mecânicas primárias.

Peso próprio do vaso e tubulações com a pressão de projeto e carga de vento na direção Z, conforme direção indicada na Figura 3, com velocidade de 35 m/s.

✓ Caso 03 - cargas mecânicas primárias.

Peso próprio do vaso e tubulações com a pressão de projeto e carga de vento na direção X, conforme direção indicada na Figura 3, com velocidade de 35 m/s.

✓ Caso 04 - cargas primárias + secundárias.

Peso próprio vaso e tubulações, pressão de operação e carregamento térmico devido à temperatura normal de operação de 720°C.

✓ Caso 05 - cargas primárias + secundárias.

Peso próprio vaso e tubulações, pressão de operação e carregamento térmico devido à temperatura normal de operação de 760°C.

✓ Caso 06 - cargas primárias + secundárias.

Peso próprio vaso e tubulações, pressão de operação e carregamento térmico devido à temperatura normal de operação de 843°C.

✓ Caso 07 - cargas primárias + secundárias.

Peso próprio vaso e tubulações, pressão de operação e carregamento térmico devido à temperatura normal de operação de 932°C.

4. CRITÉRIOS DE VERIFICAÇÃO

4.1. Tubulação

A verificação dos dutos consiste na comparação das tensões obtidas através do modelo computacional com os limites de tensões determinadas pela norma ANSI B 31.3. Os limites de tensões dependem da classificação em termos das condições de cargas de sustentação, expansão e ocasionais. Os critérios de análise são assim definidos pela Eq. (1).

$$\text{Expansão admissível} = S_a = f [1,25(S_c + S_h) - S_l] \quad (1)$$

Onde:

S_c = tensão admissível na mínima temperatura do metal da tubulação durante o ciclo em análise.

S_h = tensão admissível básica na máxima temperatura do metal durante o ciclo em análise.

S_l = tensão longitudinal.

f = fator de redução de tensão.

S_a = tensão admissível para condição de expansão.

Sustentação admissível = S_h

Ocasional admissível = S_{hk}

k = fator de carga ocasional = 1,33

4.2. Vaso de Pressão

As tensões obtidas pelo método de elementos finitos serão comparadas com os limites de tensões determinadas pela ASME Seção VIII Div. 1 já que a Div. 2 contempla materiais somente até 427°C. Os limites de “stress intensity” são obtidos na ASME Sec. II Part d.

Os limites de tensão de acordo com esse código ASME dependem da classificação em termos de tensões: primária, secundária, membrana ou flexão. As tensões primárias de casca, chamadas P_m , são limitadas por K_{Sm} e estão situadas em regiões com campo de tensões uniforme, fora de descontinuidades. Entretanto o programa de elementos finitos calcula as tensões locais primárias mais flexão ($PL + P_b$) e secundárias (Q) que ocorrem nas descontinuidades e estes tipos de tensão possuem limites mais elevados.

As intensidades de tensões são classificadas da seguinte forma:

P_m – Geral, primária de membrana (meia espessura da casca fora de descontinuidades)

PL – Local primária de membrana (meia espessura na descontinuidade)

Pb – Primária de flexão (tensão de flexão em chapas planas)

Q – Secundária e/ou de flexão

As categorias conforme ASME Sec. VIII Div. 2 são indicadas pela Eq. (2).

$$P_m \leq S, (K.E), PL + Pb \leq 1,5 S, (K.E), PL + Pb + Q \leq 3 S, (K.E) \quad (2)$$

Abaixo são apresentados os limites admissíveis para cada um dos casos considerados na temperatura de projeto.

Cargas Mecânicas Primárias Limites Admissíveis nos Bocais

✓ Caso 01

S = 126,9 MPa para o material SA-516 Gr. 70 a 343°C de acordo com a ASME sec. II parte D.

Examinação total por radiografia, E = 1,0

Fator de intensificação de tensão K = 1,0

Limites

$$P_m \leq 126,9 \text{ MPa}$$

$$PL \leq 190,3 \text{ MPa}$$

$$PL + Pb \leq 190,3 \text{ MPa}$$

$$PL + Pb + Q \leq 380,6 \text{ MPa}$$

✓ Casos 02 e 03

S = 120,7 MPa SA-516 Gr 70 a 720°C de acordo com a ASME sec. II parte D.

Examinação total por radiografia, E = 1,0

Fator de intensificação de tensão (Vento) K = 1,2

Limites

$$P_m \leq 152,3 \text{ MPa}$$

$$PL \leq 228,4 \text{ MPa}$$

$$PL + Pb \leq 228,4 \text{ MPa}$$

$$PL + Pb + Q \leq 56,7 \text{ MPa}$$

Segundo a ASME, as tensões admissíveis para cargas mecânicas primárias mais cargas secundárias devem ser adotadas na temperatura do metal para a condição de operação normal. Entretanto, para os casos 04 e 05 e condições de condições extremas iremos considerar a temperatura de projeto do casco ao invés da temperatura do metal que é inferior, isto resultará em valores conservativos para os limites de tensão visto que a temperatura de operação do casco do vaso, mesmo nas condições extremas, é menor que a de projeto como poderá ser visto na análise térmica.

✓ Caso 04, 05 e Condições extremas (843 e 932°C)

Temperatura de operação = 343°C (Temperatura de projeto do casco)

S = 25,5 Mpa (ASME sec. II parte D)

Examinação total por radiografia, E = 1,0

Fator de intensificação de tensão K = 1,0

Limite

$$PL + Pb + Q \leq 380,6 \text{ MPa}$$

5. MODELOS COMPUTACIONAIS

Para esse trabalho foram criados três modelos principais, dois para o vaso de pressão e outro para a tubulação.

5.1. Tubulação

As tubulações do sistema de gás de combustão foram completamente modeladas em elementos finitos utilizando-se o software específico para cálculo de tubulações. Esse software permite a consideração de refratários, isolamentos, juntas de expansão, válvulas, fluido em processo, vento, pressão interna e o efeito do carregamento térmico proveniente das temperaturas de projeto

Os pesos de válvulas, refratários, isolamento, juntas de expansão, fluido em processo e da tubulação propriamente dita foram todos atribuídos ao modelo, também foram consideradas as propriedades das juntas de expansão e suportes de mola de carga constante previstos para o sistema.

Os fatores de intensificação de tensão nas curvas e interseções da tubulação foram calculados em todas as guias utilizadas, foi considerado um coeficiente de atrito de 0.3.

Foram também aplicados os deslocamentos impostos à tubulação pelos bocais dos vasos de pressão, estes movimentos foram obtidos através dos resultados dos modelos de elementos finitos do vaso.

Na análise de flexibilidade, o módulo de elasticidade do refratário foi considerado na rigidez da tubulação para cálculo de forças e momentos, no entanto, não se considerou sua contribuição para aumento da resistência da tubulação.

A análise para as condições extremas foi realizada através da ASME Code Case N253-11 – Sec. III, Div.1 Ed. 2001.

Para as tubulações isoladas, a temperatura da tubulação foi considerada sendo a mesma do fluido em processo e a espessura do isolamento foi limitada em 250 mm de acordo com a orientação do cliente.

Os coeficientes de condutividade térmica do aço foram extraídos das tabelas da ANSI B 31.3 Ap. A.

Na Figura 2 pode ser vista uma saída do modelo da tubulação.

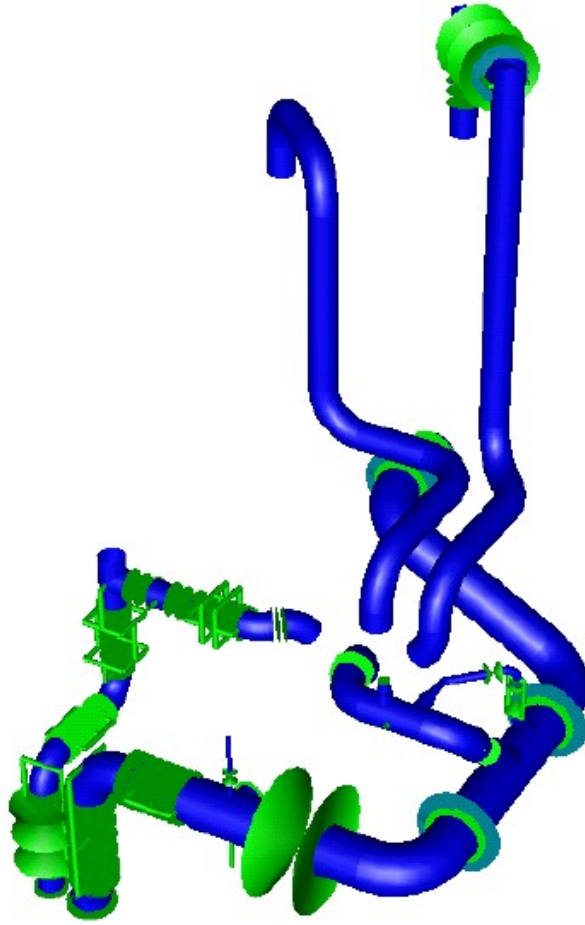


Figura 2. Modelo computacional da tubulação.

5.2. Vaso de Pressão

Foram construídos dois modelos em elementos finitos para análise do vaso. O primeiro consiste em um modelo térmico para a obtenção dos perfis de temperatura no vaso e o segundo consiste em seu modelo estrutural.

O vaso foi inteiramente modelado em elementos finitos, incluindo o casco, seus elementos internos e as tubulações, como pode ser visto na Figura 3. A modelagem foi realizada utilizando-se elementos de casca para o casco do vaso e elementos de tubo para as tubulações.

A análise térmica em regime permanente do vaso foi efetuada utilizando-se a mesma geometria adotada para a análise estrutural. Isto foi obtido substituindo-se o elemento de análise estrutural pelo de análise térmica que possui condução e convecção de calor nas paredes interna e externa. Nesta análise considera-se que o gradiente de temperatura ao longo da espessura do elemento é desprezível.

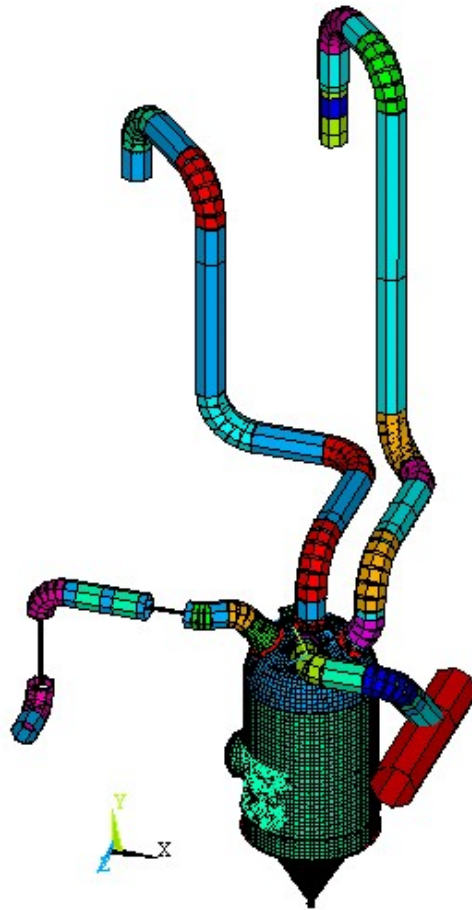


Figura 3. Modelo computacional do vaso com a tubulação.

6. RESULTADOS

6.1. Tubulação

6.1.1. Análise De Flexibilidade

A análise de flexibilidade da tubulação mostrou que não houve nenhuma tensão excessiva na mesma por excesso de restrições que impedissem a sua dilatação térmica. A Figura 4 apresenta um gráfico de distribuição de tensões nos dutos para o caso mais severo, caso de carregamento 10.

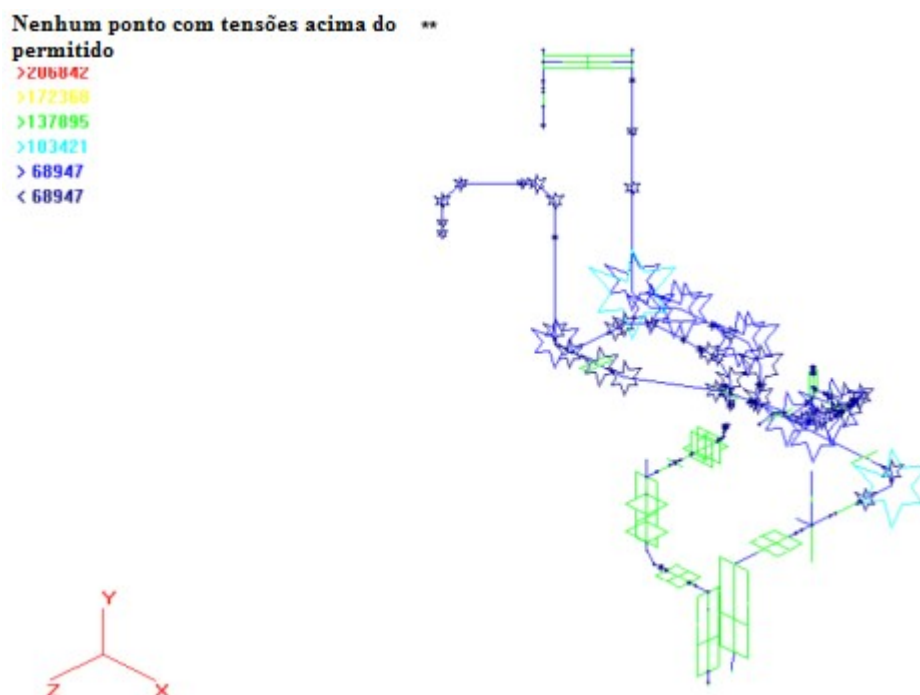


Figura 4. Distribuição de tensões na tubulação para o caso 10 [kPa]

6.1.2. Análise Dinâmica

A análise dinâmica foi realizada utilizando-se a mesma configuração e condições de contorno aplicadas na análise de flexibilidade da tubulação. O cálculo cobriu todas as frequências naturais e modos de vibração da estrutura até 120Hz, nenhuma das frequências naturais estavam dentro das frequências de operação da tubulação. Na Tabela 1 são apresentadas as duas primeiras frequências naturais de vibração das linhas e na Figura 5 é apresentado um dos modelos computacionais para análise modal, nesse caso o modelo para a tubulação de 42”.

Tabela 1. Frequências naturais das linhas.

Linhas	1º Modo [Hz]	2º Modo [Hz]
42”	2,130	9,491
42’	3,625	22,103
34”	0,017	15,239
By Pass	1,582	2,303
66”	2,643	13,335
48”	3,00	3,97
48”	2,315	5,241

Caso 3 - 2,1304Hz

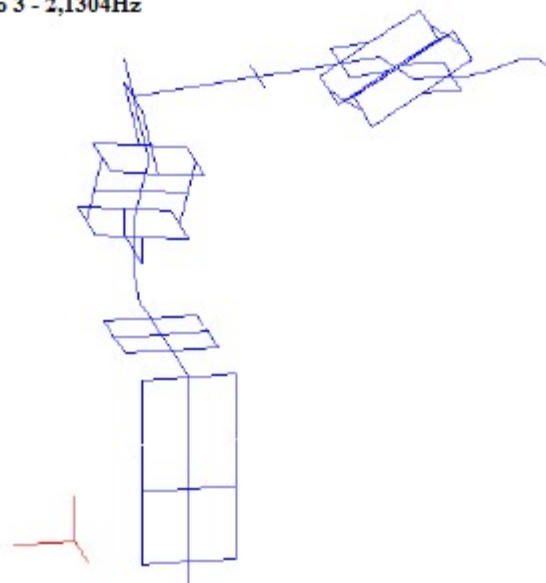


Figura 5. Primeiro modo de vibração – Linha 42” [Hz]

6.2. Vaso de Pressão

6.2.1. Perfil Térmico

O perfil térmico do vaso de pressão foi calculado para as quatro temperaturas do fluido definidas nos casos de carregamento, 720°C, 760°C, 843°C e 932°C. A Figura 6 apresenta o perfil térmico para o caso de carregamento mais crítico, com temperatura de 932°C.

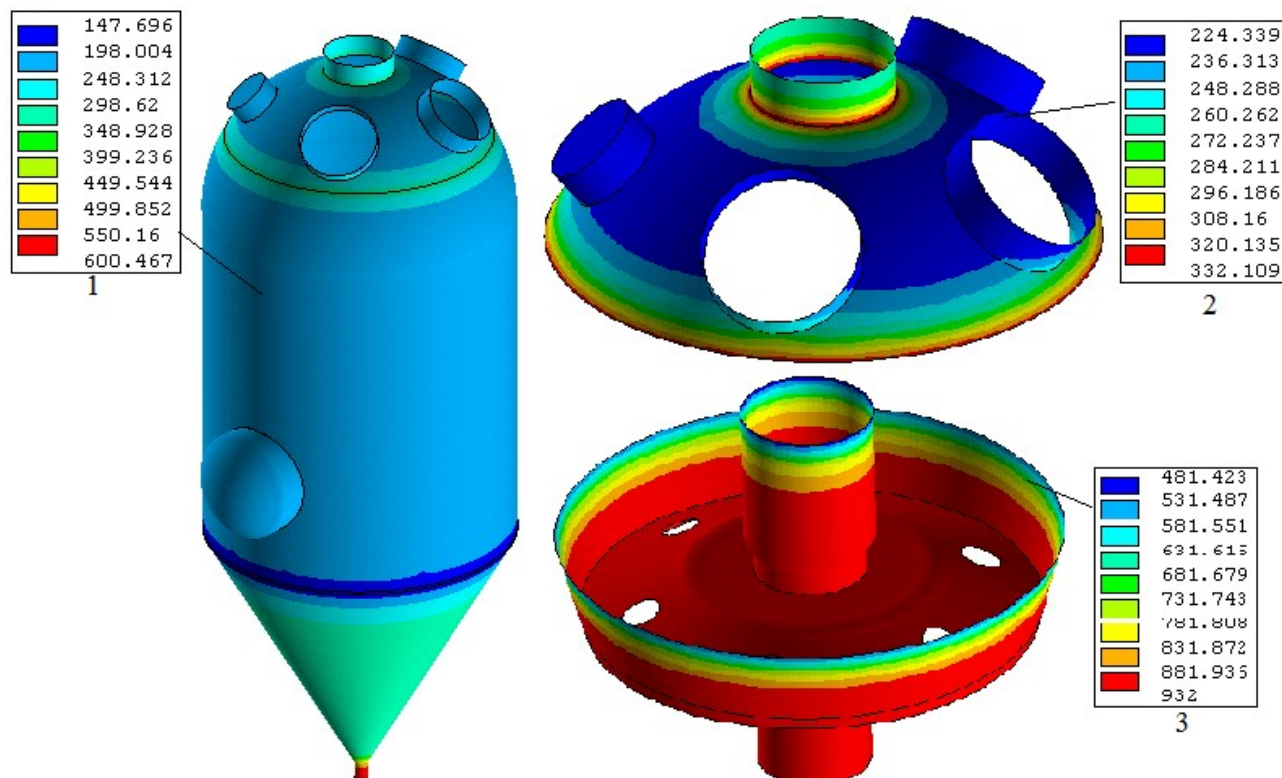


Figura 6. Perfil térmico do: 1 - vaso de pressão, 2 - detalhe dos bocais e 3 - câmara plenum. [K]

6.2.2. Análise Estrutural

A análise estrutural foi feita para os sete casos de carregamento definidos acima e para cada um deles as tensões e deformações foram analisadas. Nas figuras 7 e 8 são indicadas as tensões e deformações para o caso de carregamento 7.

Para todos os casos as tensões e deformações se encontravam dentro dos limites estabelecidos por norma. A tensão máxima admissível para esse caso é de 380,6MPa.

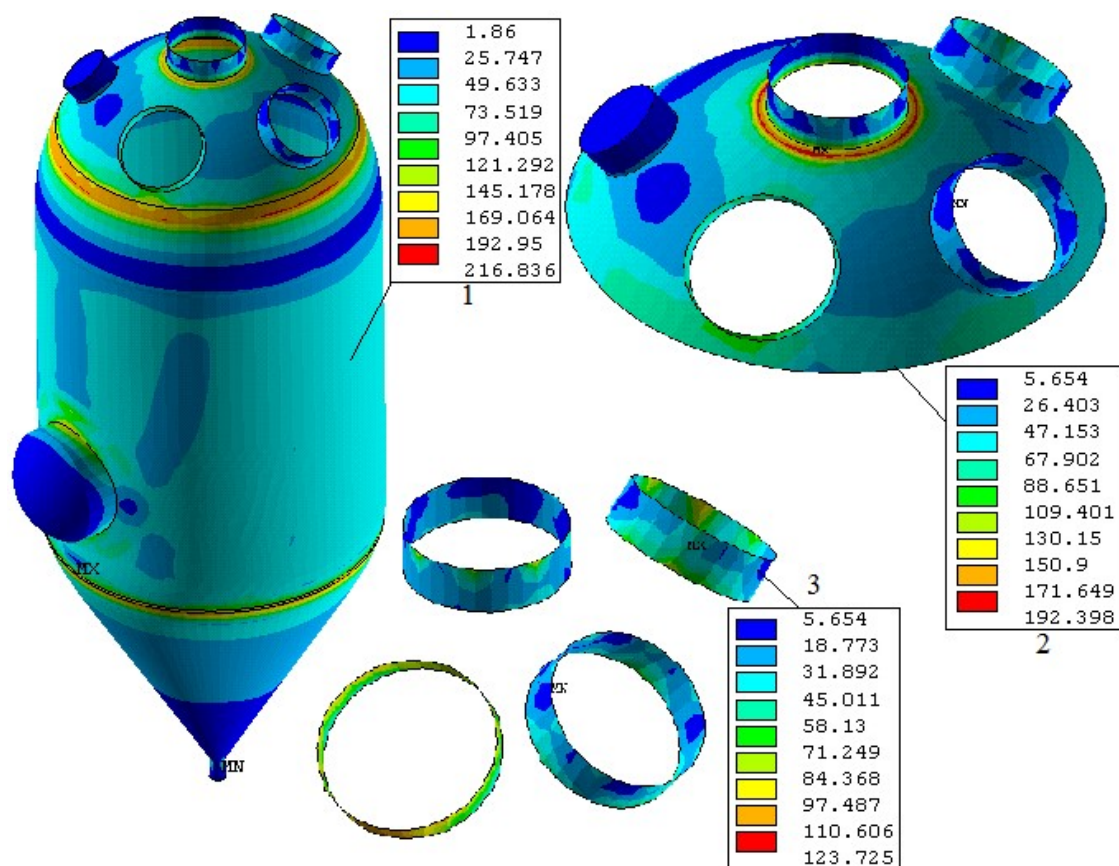


Figura 7. Tensões no: 1 – vaso, 2 – tampo e 3 – bocais [MPa]

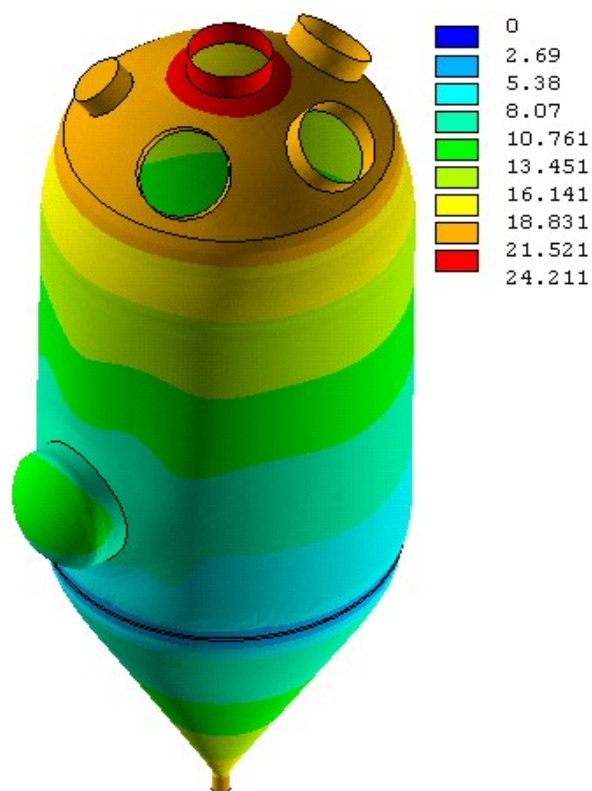


Figura 8. Deslocamento radial do vaso [mm]

7. CONCLUSÕES

Após a elaboração dessa análise a Magnor concluiu-se que o vaso de pressão e sua tubulação encontram-se bem dimensionados de acordo com as normas nacionais e internacionais adotadas para esse trabalho e podem operar com segurança.

8. REFERÊNCIAS

- Holman, J.P., 1999, "Transferência de calor", USA.
Incropera F.R., Witt D.P., 2007, "Fundamentals of Heat and Mass Transfer", USA.
American Society of Mechanical Engineers, "Rules for Construction of Pressure Vessels Sec. III, Div. 1, USA, 2001.
American Society of Mechanical Engineers, "Rules for Construction of Pressure Vessels Sec II, USA, 1995.
American Society of Mechanical Engineers, "Rules for Construction of Pressure Vessels Sec VIII, Div. 2, USA, 1988.
Comissão de Normas Técnicas, Petrobras, N-550, "Projeto de Isolamento Térmico a Alta Temperatura Ver. E", Brasil, 2001.
American Society of Mechanical Engineers, "Process Piping Guide", D20-B31.3-G, USA, 2009.

9. RESPONSABILIDADE AUTURAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

STRUCTURAL INTEGRITY ANALYSIS OF A PRESSURE VESSEL OF A CRACKING UNIT

Jéferson Silveira Martins, jeferson.martins@magnor.com.br¹
Luiz Brandão, luiz.brandão@magnor.com.br¹
Cassio Silveira Martins, cassio.silveira.martins@gmail.com¹
Rogério Felismino de Oliveira, rogerio_foliveira@hotmail.com¹

¹Magnor Consulting, Rua Bernardo Guimarães, 911/702, Funcionários, Belo Horizonte, Minas Gerais

Abstract. *This work will present a structural integrity analysis via finite element method made by Magnor to a new design of a pressure vessel and a pipe for a cracking unit. To accomplish this goal, Magnor created computer models in finite elements and with these models stresses, deformations, natural frequencies and pipe flexibility were calculated. The results were compared with the limits set by international standards and it was concluded that the new pressure vessel design will operate safely.*

Keywords: *pressure vessels, structure integrity analysis, flexibility analysis, dynamic analysis*