

ANAIS



8º SIMPÓSIO BRASILEIRO SOBRE
TUBULAÇÕES E VASOS DE PRESSÃO

E

2º SIMPÓSIO LATINO AMERICANO
SOBRE TUBULAÇÕES E VASOS DE PRESSÃO

The logo for ABCM (Associação Brasileira de Cimento Portland) consists of the letters "ABCM" in a bold, sans-serif font.

Gramado, RS, Brasil
25 a 28 de setembro de 1994



ANÁLISE DE TENSÕES EM TUBULAÇÕES: COMPARAÇÃO ENTRE MODELOS COM ELEMENTOS FINITOS DE TUBO E DE CASCA FINA

Petrus Gorgônio B. da Nóbrega

Carlos Alexandre de J. Miranda

Júlio Ricardo Barreto Cruz

COPESP - EMGEPRON

COPESP - IPEN-CNEN/SP

COPESP - IPEN-CNEN/SP

COPESP - Coordenadoria para Projetos Especiais
Rua Lineu Prestes, 2242
Cidade Universitária
São Paulo - SP 05508-900

SUMÁRIO

Analisa-se um trecho de tubulação por meio do método dos elementos finitos, modelando-o de forma tradicional com elementos de tubo (modelo com 9 elementos). As tensões resultantes, todavia, possuem valores acima do limite admissível, levando à necessidade de se instalar um suporte rígido a fim de reduzi-las. Opta-se por reanalisar o mesmo trecho de tubulação, agora considerando elementos finitos de casca fina (modelo com 2300 elementos), mais preciso e realista, obtendo-se valores de tensão abaixo do limite admissível, o que dispensa a instalação do suporte.

SUMMARY

A piping system is analyzed by the finite element method in a simplified model made of 9 usual pipe finite elements. However, the stresses are beyond the allowable limit, causing a rigid support to be placed in order to reduce their values. The piping is re-analyzed considering a bigger and more refined model of thin shell finite elements (2300 elements). In this last case the stresses are within the allowable limits, and the support becomes unnecessary.

1. INTRODUÇÃO

A função do sistema de resfriamento principal (SRP) é fazer circular água para resfriar o condensador. Ele é constituído basicamente por 3 tubulações, chamadas de linha de sucção, intermediária e de descarga. A figura 1 ilustra de forma esquemática o SRP.

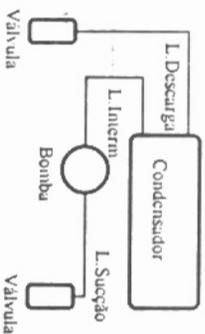


Figura 1 Esquema do sistema de resfriamento principal

O SRP é analisado para as condições de expansão térmica, peso próprio e carregamento dinâmico impulsivo, discretizado por elementos de tubo, com o auxílio do programa computacional PIPESTRESS [1], baseado no método dos elementos finitos. Adota-se a norma ANS/ASME B31.1 Power Piping Code [2], que rege o projeto desta classe de sistema, considerando-se também suas equações de combinação de carregamento para a análise e verificação dos componentes de tubulações.

A análise de frequências do SRP indica que os valores das frequências naturais são suficientemente altos para que se possa considerar este sistema como rígido para o carregamento impulsivo aplicado, o qual pode ocorrer em qualquer uma das três direções, x , y ou z , isoladamente. Assim, realiza-se a análise dinâmica simplificadamente, através do método estático equivalente. Os valores finais de tensão atuantes na estrutura são obtidos a partir daqueles causados por uma aceleração "unitária" ($1g$) igual a $9,81 \text{ m/s}^2$ atuando em uma dada direção; e posteriormente multiplicadas por um fator f_c , que corresponde ao valor máximo de aceleração do pulso de excitação dividido por $9,81$.

As análises de expansão térmica e peso próprio indicam que o arranjo e a suportação do sistema são adequados.

Quando da análise dinâmica simplificada, utilizando os elementos finitos de tubo reto, curva, válvula, etc. e o programa PIPESTRESS, as tensões elevam-se de tal maneira que se faz necessária a instalação de um suporte rígido ao lado das válvulas das linhas de sucção e descarga para que as tensões fiquem aquém do valor admissível. Entretanto, este suporte é inconveniente do ponto de vista de arranjo, devido a limitação de espaço disponível.

Opta-se por reanalisar a linha (sem este suporte rígido) a partir da geração de um modelo mais refinado, utilizando-se elementos de casca fina e fazendo-se uma distribuição de massa e uma representação dos vínculos do sistema de forma mais realista. O programa utilizado para a construção deste modelo é o ANSYS 5.0 [3].

Por esta nova abordagem, são verificados os níveis das tensões de membrana e membrana + flexão, obtidos com o modelo, os quais são menos conservadores que aqueles resultantes das equações da norma ANS/ASME [2], antes adotada.

Para que se tenha uma ideia da diferença de grandeza e precisão dos modelos feitos com o PIPESTRESS e com o ANSYS, percebe-se que no primeiro geraram-se 10 nós e 9 elementos (seis graus de liberdade por nó), e no segundo cerca de 2300 nós e 2300 elementos (seis graus de liberdade por nó).

Espera-se, desta forma, uma redução no nível máximo de tensão atuante na tubulação suficiente para que o suporte rígido não se faça necessário.

2. MODELOS DE ANÁLISE

Modelo de Elementos Finitos de Tubo

O trecho do SRP próximo à válvula (é idêntico para as linhas de sucção e descarga) é mais detalhadamente representado na figura 2. Observe-se a existência e a localização da válvula, dos flanges, do tubo reto, do suporte rígido e da ancoragem. Esta ancoragem é que permite o desacoplamento da análise deste trecho, em relação ao restante do SRP.

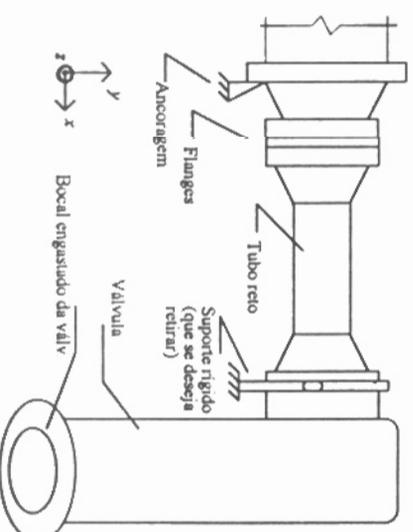


Figura 2. Trecho da linha a ser suportado

O modelo de elementos finitos está representado na figura 3, onde fez-se uma apropriada distribuição da massa e especificação das espessuras, diâmetros, e demais características exigidas pelo programa.

Considera-se que o bocal da válvula (nó 2), a ancoragem (nó 20) e o suporte (nó 18) possuam as 3 translações e as 3 rotações restringidas.

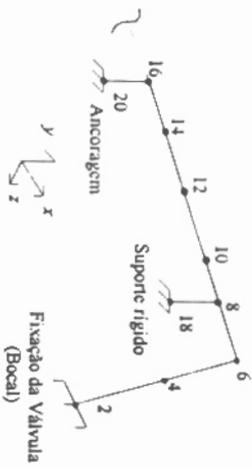


Figura 3. Modelo de elementos finitos de tubo para o trecho em estudo

Modelo de Elementos Finitos de Casca

Desenvolve-se o modelo a partir da criação de diversas entidades primitivas (cilindros, cones, corras circulares, etc.), e utiliza-se as operações "booleanas" de "soma", "subtração", superposição, etc., entre estas entidades.

Utiliza-se o elemento de casca fina com 4 (ou 3) nós e 6 graus de liberdade por nó, denominado, na "biblioteca" de elementos finitos do ANSYS, de *SHELL63*. Vide as figuras 4 e 5 que ilustram o modelo completo gerado no ANSYS.

Não há interesse na verificação das tensões em todos os nós deste modelo, somente naqueles situados entre o bocal da válvula conectado ao tubo reto e os flanges, como ilustrado na figura 6. Isto porque em análises específicas da válvula e dos flanges, usando-se modelos mais elaborados e realistas para estas estruturas, as tensões resultantes são admissíveis.

Na geração da malha de elementos finitos procura-se definir um elemento a cada 100° de curvatura aproximadamente. Tem-se, desta forma, o tubo com 36 elementos ao longo da circunferência, na região de interesse para este estudo.

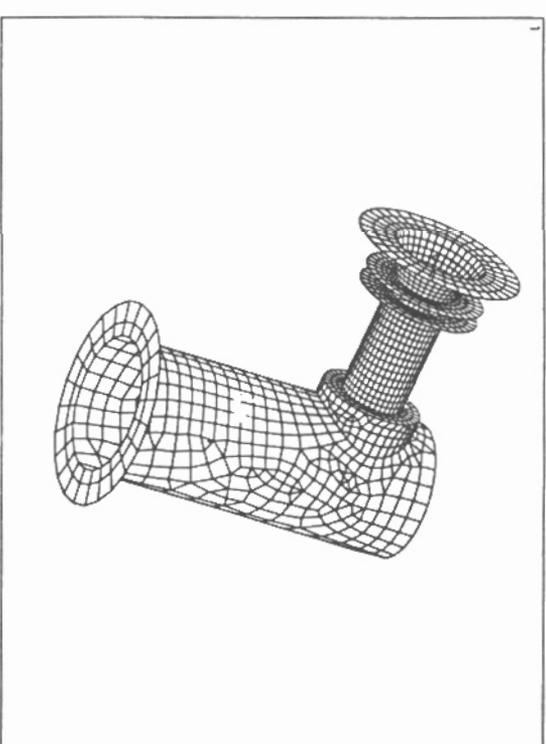


Figura 4. Modelo de elementos finitos de casca fina

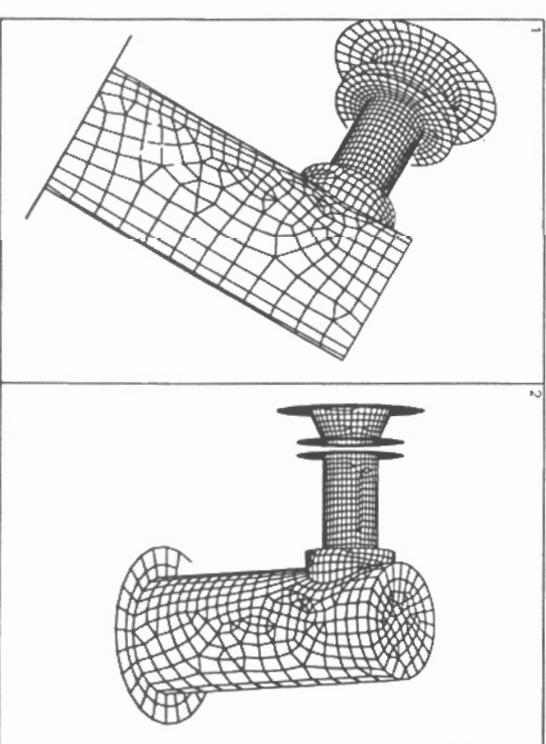


Figura 5. Modelo de elementos finitos de casca fina

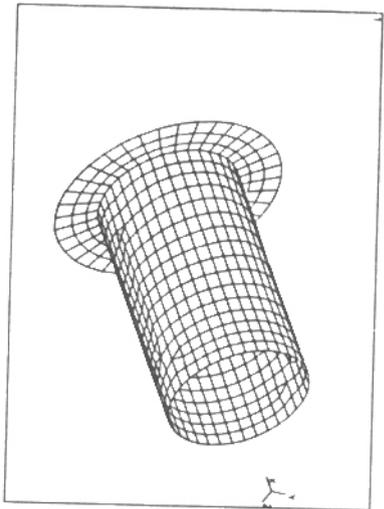


Figura 6. Trecho do modelo de interesse para a análise de tensões

3. ANÁLISE DE TENSÕES

Modelo de Elementos Finitos de Tubo

Na análise do modelo da figura 3, considera-se a norma ANSIS/ASME B31.1 e a sua equação 12A de combinação de carregamentos, que leva em conta os efeitos da pressão, peso próprio e outras cargas permanentes e ocasionais. Esta expressão é dada por:

$$\frac{PD_o}{4t} + \frac{0,75I M_A}{Z} + \frac{0,75I M_E}{Z} \leq kS_h$$

onde P é a pressão, D_o é o diâmetro externo do tubo, t é a espessura do tubo, I é o fator de intensificação de tensões, M_A é o momento resultante devido às cargas permanentes, M_E é o momento resultante devido às cargas ocasionais, Z é o momento resistente da seção, k é um fator de majoração da tensão admissível (S_h) do material, considerando-se um carregamento estático.

O valor de kS_h é substituído por SP , valor da tensão admissível específico para carregamentos impulsivos. Para o cálculo de SP leva-se em conta o tempo de atuação do carregamento impulsivo, propriedades materiais do tubo, o máximo valor de excitação do carregamento, e outros parâmetros.

Na análise pelo PIPESTRESS, considera-se inicialmente apenas a aceleração "unitária" $1g$ ($9,81 \text{ m/s}^2$) na direção vertical (Y), multiplicando-se as tensões resultantes pelo fator f_c , e a este resultado soma-se a tensão devido à pressão. O valor final é comparado com a tensão admissível SP .

Foi feita ainda uma outra análise com o PIPESTRESS, considerando a aceleração γ aplicada direção horizontal (Z).

Os resultados das tensões provocadas pelos carregamentos de aceleração "unitária" est indicados na tabela 1, e os valores das tensões finais (inclusive a influência da pressão) est ilustrados na tabela 2, na forma de porcentagem da tensão admissível SP . Aponta-se os resultad levando-se em conta a existência do suporte rígido, e também aqueles quando se desconsidera suporte.

Modelo de Elementos Finitos de Casca

Para o modelo de elementos finitos de casca, também se aplicam 2 casos de car, separadamente: aceleração "unitária" $1g$ na direção vertical e na direção horizontal. O elemen utilizado - SHELL63 - fornece as tensões de membrana e membrana + flexão para estes casos. Est tensões, acrescidas da influência da pressão, devem ter como limite máximo admissível o valor SP .

As figuras 7 e 8 apresentam, como exemplo, os gráficos de isotensões no trecho do SRP de interesse para as tensões de membrana e membrana + flexão, quando se aplica a aceleração 1 direção vertical. A tabela 3 sumariza todos os resultados obtidos, considerando apenas : acelerações "unitárias" como carregamento, e a tabela 4 aponta a relação das tensões, devido a toc o carregamento - impulsivo e pressão - com o valor limite SP .

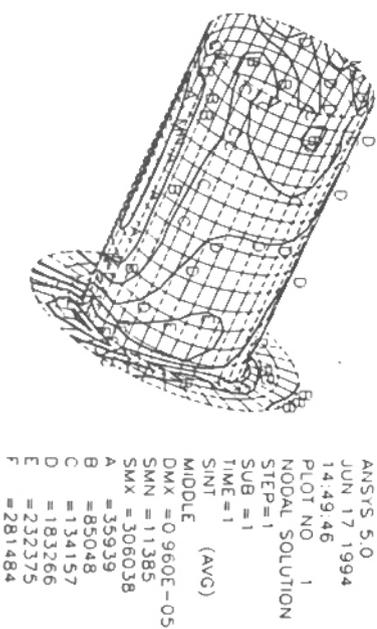


Figura 7. Diagrama de isotensões para a tensão de membrana com aceleração unitária aplicada na direção vertical

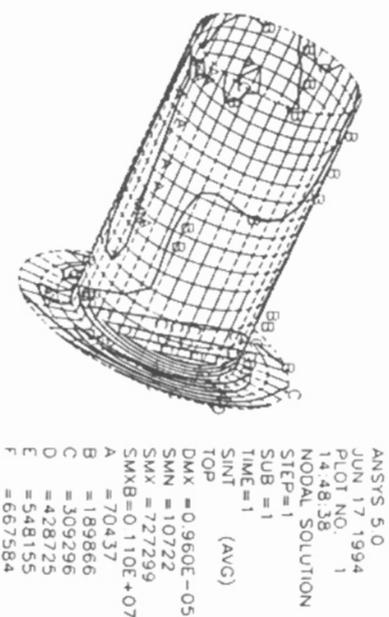


Figura 8 Diagrama de isotensões para a tensão de membrana + flexão com aceleração unitária aplicada na direção vertical

4. RESULTADOS

Modelo de Elementos Finitos de Tubo

A tabela 1 apresenta os valores das tensões nos nós de interesse para os casos em que se considera a existência, ou não, do suporte rígido, e causadas pela aceleração "unitária". Percebe-se que sua inclusão faz as tensões decrescerem significativamente de valor. Entretanto, a sua presença é indesejável devido ao exiguo espaço disponível. A tabela 2 mostra, de forma mais clara, a importância da presença do suporte para a qualificação da tubulação.

Tabela 1. Tensões (MPa) máximas dos modelos com e sem suporte, utilizando elementos finitos de tubo, e devidas a uma aceleração "unitária".

Nó	lg - Vertical		lg - Horizontal	
	Sem Suporte	Com Suporte	Sem Suporte	Com Suporte
10	1,51	0,60	1,43	0,64
12	1,09	0,33	1,05	0,37

Tabela 2. Porcentagem da tensão admissível dos modelos com e sem suporte, utilizando elementos finitos de tubo, e devidas ao carregamento total

Nó	lg - Vertical		lg - Horizontal	
	Sem Suporte	Com Suporte	Sem Suporte	Com Suporte
10	185 %	85 %	176 %	90 %
12	139 %	56 %	134 %	60 %

Modelo de Elementos Finitos de Casca

Os valores máximos de tensão devido às acelerações "unitárias", no modelo representado na figura 6, estão ilustrados na tabela 3. As relações das tensões finais com a admissível, devido a todo o carregamento, são apontadas na tabela 4.

Tabela 3. Tensões (MPa) máximas do modelo sem suporte, no trecho de interesse, utilizando elementos finitos de casca e devidas a uma aceleração "unitária"

lg - Vertical	lg - Horizontal	
	Membrana + flexão	Membrana + flexão
0,306	0,727	0,503
		0,968

Tabela 4. Porcentagem da tensão admissível do modelo sem suporte, no trecho de interesse, utilizando elementos finitos de casca e devidas ao carregamento total

lg - Vertical	lg - Horizontal	
	Membrana + flexão	Membrana + flexão
53 %	98 %	75 %
		86 %

5. CONCLUSÕES

A localização das tensões máximas nos modelos de elementos de tubo e de casca varia, ainda que considerando uma mesma aceleração. De qualquer forma, de acordo com as tabelas 2 e 4, percebe-se que as tensões resultantes reduzem-se significativamente, permitindo que o suporte não seja necessário. O esforço empreendido na elaboração do modelo de elementos finitos de casca foi plenamente recompensado.

Acredita-se que modelos como esse, embora demandem mais tempo em sua geração e tempo computacional para a solução, programas e máquinas de maior porte; enfim, um maior investimento, sejam válidos em situações críticas onde não há alternativas de arranjo ou suportação. Igualmente, quando houver intenção de otimizar o projeto, reduzindo número de suportes, custos, etc.

Nos casos onde as tensões elevadas são concentradas em determinados pontos da tubulação, como "weldolets", penetrações, ou bocais, pode-se reduzir significativamente esses valores com o emprego de modelos mais realistas, embora maiores.

REFERÊNCIAS

- [1] DST Computer Services S.A. **DST/PIPESTRESS, versão 3.4.03 - User's Guide**, fevereiro/1992, Genebra, Suíça.
- [2] American Society of Mechanical Engineers. **ANSI/ASME B31.1 Power Piping Code**, 1989, Nova Iorque, E.U.A.
- [3] Swanson Analysis Systems, Inc. **ANSYS, versão 5.0 - ANSYS User's Manual for Revision 5.0**, dezembro/1992, Houston, E.U.A.