

UNIVERSIDADE DE TAUBATÉ
LUCAS DA SILVA RENATO

**DIMENSIONAMENTO DE TUBULAÇÕES INDUSTRIAIS -
ANÁLISE DE FLEXIBILIDADE E ATENDIMENTO À NORMA
ASME B31.3**

Taubaté - SP
2017

LUCAS DA SILVA RENATO

**DIMENSIONAMENTO DE TUBULAÇÕES INDUSTRIAIS -
ANÁLISE DE FLEXIBILIDADE E ATENDIMENTO À NORMA
ASME B31.3**

Trabalho de graduação apresentada para
obtenção do Título de Bacharel em Engenharia
Mecânica do Departamento de Engenharia
Mecânica da Universidade de Taubaté,
Orientador: Prof. Msc. Carlos Evany Pinto.

Taubaté - SP

2017

**Ficha Catalográfica elaborada pelo SIBi – Sistema Integrado
de Bibliotecas / UNITAU - Biblioteca das Engenharias**

| | |
|-------|--|
| R394d | <p>Renato, Lucas da Silva Dimensionamento de tubulações industriais – análise de flexibilidade e atendimento à Norma ASME B31.3. / Lucas da Silva Renato. - 2017.</p> <p>42f. : il; 30 cm.</p> <p>Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade de Taubaté. Departamento de Engenharia Mecânica e Elétrica, 2017 Orientador: Prof. Me. Carlos Evany Pinto, Departamento de Engenharia Mecânica e Elétrica.</p> <p>1. Flexibilidade de tubulações. 2. Tubulações industriais. 3. Cálculo mecânico. 4. Normas ASME B31.3. 5. Petrobrás N57/N-16. I. Título.</p> |
|-------|--|

LUCAS DA SILVA RENATO
DIMENSIONAMENTO DE TUBULAÇÕES INDUSTRIAIS – ANÁLISE DE
FLEXIBILIDADE E ATENDIMENTO À NORMA ASME B31.3

Trabalho de graduação apresentada para
obtenção do Título de Bacharel em
Engenharia Mecânica do Departamento de
Engenharia Mecânica da Universidade de
Taubaté.

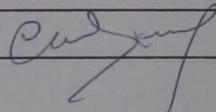
Data: 27 de Setembro de 2017

Resultado: APROVADO

BANCA EXAMINADORA

PROF. MSC. CARLOS EVANY PINTO

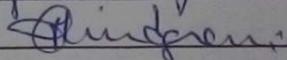
Assinatura



UNIVERSIDADE DE TAUBATÉ

Ms. Maria Regina Hidalgo D. Lindgren

Assinatura



Universidade de Taubaté

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho primeiramente a Deus, por me dar forças para ter chegado aqui, diante de tantas dificuldades e barreiras. À minha mãe, que esteve ao meu lado em todos os momentos, e sem ela não seria possível estar realizando esse trabalho. Ao meu pai, que pode me ensinar como é a realidade das empresas brasileiras e suas experiências. A minha namorada, pelas inúmeras ajudas para estudar e elaborar o projeto, pelos incentivos constantes e por compreender minha ausência para que esta etapa fosse concluída. E a todas as pessoas que, de uma forma ou de outra, me ajudaram ou deram apoio para continuar nesta caminhada.

AGRADECIMENTOS

À Deus, por nos permitir concluir mais esta etapa.

Ao Professor Mestre Carlos Evany Pinto, meu orientador, pelo tempo, paciência e auxílio me dado.

Ao Professor Frederico Rodrigues Ferreira de Farias pelo incentivo na elaboração do projeto, disponibilidade de inúmeros materiais.

A minha família, pela oportunidade de estar aqui.

“Para todo problema complexo existe uma solução que é clara, simples e errada.”

H. L. Mencken

RESUMO

No presente trabalho tem-se como objetivo o dimensionamento de tubulações industriais com as devidas análises de flexibilidades e atendimento aos requisitos das normas vigentes. O crescimento das plantas industriais de processo gerou uma necessidade imprescindível do dimensionamento das tubulações eficaz e eficiente visando o melhor arranjo com o menor custo. Esse dimensionamento consiste em garantir uma efetiva distribuição da flexibilidade das tubulações, evitando esforços significativos em outros equipamentos que estão conectados. Dadas essas considerações, esse trabalho dedica-se a uma análise de uma linha em condições severas de operação, visando realizar o melhor traçado utilizando métodos de loop em “U”, determinando a quantidade e distribuição de suportes, para garantir que o arranjo tenha resistência e flexibilidade suficientes para distribuir os esforços atuantes, aliviando assim as tensões nas extremidades. Para realizar o dimensionamento do projeto foram utilizadas como referência as normas ASME B31.3 (*Code for Pressure Piping*), PETROBRAS N-57 (Projeto Mecânico de Tubulações Industriais) e PETROBRAS N-1673 (Critérios de Cálculo Mecânico de Tubulação). Como ferramenta complementar foi utilizado o software CAESAR II, programa computacional de cálculo estrutural, recomendado para projeto de tubulação. Durante o trabalho são apresentados os principais problemas do projeto encontrados e discutidas as melhores formas de solução.

Palavras-chave: Flexibilidade de tubulações, Tubulações industriais, cálculo mecânico, Normas ASME B31.3 e PETROBRAS N-57 / N-1673.

ABSTRACT

In this paper, we aim to the design of industrial pipes with appropriate analysis of flexibilities and meeting the requirements of the regulations. Due to the growth of industrial process plants generated an imperative need for effective and efficient design of pipes in the best arrangement with the lowest cost. This design is to ensure effective distribution of the pipes flexibility avoiding significant efforts in other devices that are connected. Given these considerations, this work is dedicated to an analysis of a line under severe operating conditions, aiming at performing the best route using loop methods "U", determining the amount and distribution supports, for to ensure that the arrangement has resistance and sufficient flexibility to distribute the active efforts thus relieving the stresses on the ends. To carry out the project design were used as reference the ASME B31.3 standards (Code for Pressure Piping), PETROBRAS N-57 (Industrial Piping Mechanical Design) and PETROBRAS N-1673 (Criteria Calculation Piping Mechanical). As a complementary tool was used CAESAR II software, computer program for structural calculation, recommended for piping design. During the work presents, the main design problems encountered and discussed the best ways of solution.

Key-words: Flexibility of Pipes, Industrial Pipes, Mechanical Calculation, ASME B31.3 and PETROBRAS N-57 / N-1673.

LISTA DE FIGURAS

| | |
|--|----|
| Figura 1 – Forno de reaquecimento de tarugo | 26 |
| Figura 2 – Tubulação a ser analisada | 27 |
| Figura 3 – Novo arranjo tubulação | 31 |
| Figura 4 – Deformações da tubulação | 32 |
| Figura 5 – Valores admissíveis suporte mola configuração 1 | 33 |
| Figura 6 – Valores admissíveis suporte mola configuração 2 | 33 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|--|----|
| Tabela 1 – Suportes para sustentação de pesos | 20 |
| Tabela 2 – Condições de temperatura e pressão | 28 |
| Tabela 3 – Material, espessura, tensões admissíveis | 28 |
| Tabela 4 – Esforços admissíveis nos bocais | 29 |
| Tabela 5 – Deslocamentos nos bocais | 29 |
| Tabela 6 – Esforços nos bocais nas configurações 1 e 2 | 34 |

LISTA DE SIGLAS E ABREVIações

ASME – *American Society of Mechanical Engineers* (Sociedade Americana de Engenheiros Mecânicos).

API – *American Petroleum Institute* (Instituto Americano de Petróleo).

CFD – *Computational Fluid Dynamics* (Fluidodinâmica Computacional).

Sa– Tensão admissível devido a dilatação.

Sc – Tensão admissível a frio.

Sh – Tensão admissível do material na temperatura de projeto.

Sy – Tensão admissível em teste hidrostático.

SUMÁRIO

| | |
|---|----|
| 1 INTRODUÇÃO | 12 |
| 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA | 14 |
| 2.1 Considerações gerais | 15 |
| 2.2 Tensões em tubulações | 17 |
| 2.3 Tensões admissíveis | 17 |
| 2.4 Suportes de tubulação | 20 |
| 2.5 Vão entre suportes de tubulação | 22 |
| 2.6 Espessura da parede | 23 |
| 2.7 Análise de flexibilidade | 24 |
| 3 METODOLOGIA | 25 |
| 3.1 Caso de estudo | 25 |
| 3.2 Características da tubulação | 26 |
| 3.3 Condições da tubulação | 28 |
| 3.4 Condições e casos de análise | 29 |
| 3.3.1 Caso 1 | 30 |
| 3.3.2 Caso 2 | 30 |
| 3.3.3 Caso 3 | 30 |
| 3.3.4 Caso 4 | 30 |
| 3.3.5 Caso 5 | 30 |
| 3.5 Ajuste arranjo | 31 |
| 4 RESULTADOS | 32 |
| 4.1 Deslocamento | 32 |
| 4.2 Análise suporte mola | 32 |
| 4.3 Esforços nos bocais | 34 |
| 5 CONCLUSÃO | 35 |
| REFERÊNCIAS | 36 |
| Anexo I | 37 |
| Anexo II | 38 |
| Anexo III | 39 |

1 INTRODUÇÃO

Compreendemos como tubulação o agregado de tubos e seus acessórios, empregados no transporte de fluidos, em sua maioria trabalhando no estado de condutos forçados, sem superfície livre, tendo como exceção quando utilizado em tubulações de esgotos e às vezes transportes de água, tendo a superfície livre, como canais. Os acessórios podem ser válvulas, filtros, purgadores, conexões, entre outros.

A aplicação de tubulações surgiu da necessidade de se armazenar e transportar todos os fluidos (líquido ou gasoso) de um lugar para o outro, sendo que atualmente essa demanda vem crescendo devido à descoberta de uma nova reserva de petróleo no Brasil chamada Pré-Sal e também a grande demanda do consumo de seus derivados.

Logo o presente estudo tem-se como objetivo geral a análise da flexibilidade de uma tubulação de transporte de vapor, operando em condições severas, dentro de uma unidade de processo, de tal modo que os esforços presentes em seus componentes sejam menores que o especificado como admissível, perante a norma ASME B31.3.

Tendo como objetivo específico à aplicação dos conceitos e metodologias utilizadas em empresas especializadas em projetos de tubulações com ênfase na análise de flexibilidade, e também mostrar as facilidades e vantagens de se utilizar um software para realizar os complexos cálculos.

A metodologia a ser utilizada nessa pesquisa é qualitativa, com as análises e relatórios do software CESAR II, com enfoque no estudo de um caso de transporte de vapor, utilizando como parâmetro a norma ASME B31.3.

A escolha desse tema se justifica para contribuição do desenvolvimento do estudo de tubulações industriais, nos aspectos de análise de tensões internas, dilatação térmica, flexibilidade, atendimento às normas vigentes e dimensionamento eficaz e eficiente. Resguardando assim a segurança de todos envolvidos direta e

indiretamente com as tubulações projetadas, visando sempre o melhor custo x benefício.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Pode-se citar que uma das empresas pioneiras na análise de flexibilidade em tubulações é a M.W. Kellogg, a qual desde 1941 realiza estudos nessa área, e em 1975 lançou um livro que compila os conhecimentos “*Design of Pipe Systems*”, Kellogg, M.W.

Provavelmente a utilização de tubulações antecede a história escrita, pois vestígios ou até mesmo redes completas foram descobertos nas ruínas da Babilônia, da China Antiga, de Pompéia e em muitas outras. Feitos de chumbo, os primeiros tubos metálicos, datam de séculos antes da Era Cristã, havendo instalações completas com esse material nas termas de Roma Antiga, com tubulações inclusive para água aquecida (Telles, 2012b).

Atualmente são utilizados tubos metálicos, cujo emprego teve início em 1825 na Inglaterra. Somente em 1886, os irmãos Mannesmann, com a patente de tubos sem costura, foi possível a fabricação viavelmente através de um “laminador oblíquo”, muito necessário para resistirem aos vapores de alta pressão (Peng, 2009).

Com o objetivo de minimizar acidentes envolvendo tubulações industriais foram criadas normas para a padronização e melhoria da segurança do serviço, pois a maioria dos arranjos de tubulações estão empregados em inúmeras regiões no qual estão associadas a um nível de responsabilidade muito alta. Devido a essa demanda, foram criados muitos códigos e normas em vários países, regulamentando todos os processos, como a elaboração do projeto, fabricação, inspeção, testes, montagem, a padronização de materiais como dimensões de tubos, conexões, válvulas e também detalhamento de condições de trabalho, procedimentos para cálculos entre outros. Entre as normas criadas podem-se destacar as desenvolvidas pela “*American Society of Mechanical Engineers*” (ASME) nos Estados Unidos.

A norma ASME foi fundada em 1880 por um grupo de engenheiros, com o ideal da redução de acidentes em caldeiras, observando-se que em um período entre 1870 e 1910 ocorreram por volta de dez mil explosões de caldeiras, somente em 1914 foi

criado o primeiro código ASME “*Boiler and Pressure Vessel Code*” que começou a valer como lei nos Estados Unidos. Como normas usuais para tubulações industriais podemos destacar a “*American Standard Code for Pressure Piping*” – ANSI.B.31, anteriormente denominada “ASA.B.31” e “USAS.B.31” e é subdividida em B31.1, B31.2 e B31.3. Nesse trabalho será utilizado como guia suporte ANSI.B.31.3 “*Chemical Plant and Petroleum Refinery Piping*”, tubulações tipicamente encontradas em refinarias, industriais químicas, farmacêuticas, têxteis e em outras instalações petrolíferas. A partir de 1980 a ASME adotou esse código e começou a ter prefixo de ANSI/ASME. Para a especificação dos materiais englobando tubos, válvulas, conexões, juntas, parafusos, acessórios, materiais isolamento, tintas, eletrodos entre outros, se usa a norma “*American Society for Testing and Materials*” (ASTM), como por exemplo, ASTM A106, ASTM A105, ASTM A53. Por fim, para o setor petrolífero aplicam-se também as normas da “*American Petroleum Institute*” (API), como por exemplo, API 610 – “*Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries*”.

No âmbito nacional têm-se as normas da PETROBRAS, que são baseadas em normas internacionais como ASME e API, como já citadas anteriormente, mas também em normas brasileiras da ABNT (Associação Brasileira de Normas Técnicas). Já em livros publicados existem em destaque três pelo autor Silva Telles, o primeiro está relacionado aos materiais e processos (“*Tabelas e Gráficos para Projeto de Tubulações*”, Telles, 2011), o segundo está relacionado aos detalhes construtivos e montagens (“*Tubulação Industrial – Materiais, Projeto, Montagem*”, Telles, 2012b), já o terceiro ao cálculo do projeto mecânico e análise de flexibilidade (“*Tubulação Industrial – Cálculo*”, Telles, 2012a).

2.1 Considerações Gerais

Em Telles (2012a) denominam-se “cálculos de flexibilidade” de um arranjo, os cálculos das tensões internas e das reações sobre os pontos extremos e outros pontos de fixação, provenientes das dilatações e/ou movimentos dos pontos extremos da tubulação. Esses cálculos devem ser feitos obrigatoriamente para todas as

tubulações, mesmo quando operando em temperatura ambiente. Só se podem dispensar os cálculos de flexibilidade nos seguintes casos:

1. Quando a tubulação for uma duplicata exata de outra já calculada ou trabalhando com sucesso há longo tempo e nas mesmas condições.
2. Quando a tubulação for semelhante (paralela e com os mesmos pontos extremos e de fixação) a outra de maior diâmetro e de mesma temperatura, ou de mesmo diâmetro e de temperatura mais elevada, para a qual tenha sido calculada a flexibilidade.
3. Tubulações trabalhando em temperatura ambiente, não exposta ao sol e não sujeitas à lavagem com vapor.
4. Tubulações enterradas.

As tubulações estão submetidas a inúmeras cargas, sendo as principais: pressão interna exercida pelo fluido; pressão externa (tubos em ambientes sob pressão, tubos com vácuo); peso próprio do tubo, pesos do fluido contido, dos acessórios, válvulas; água para teste hidrostático; isolamento; peso de outros tubos; plataformas e estruturas apoiadas aos tubos; ações dinâmicas do movimento dos fluidos tais como golpes de aríete, acelerações, impactos; ações dinâmicas externas tais como vento e terremotos; vibrações; dilatação térmica ou contrações da tubulação ou de equipamentos ligados como bombas, turbinas entre outros. (Telles, 2012a).

Considerando todas essas cargas e tensões, as tubulações projetadas devem ter flexibilidade suficiente para suportar todas elas, sem concentrar esforços ou produzir deslocamentos excessivos na própria tubulação e em bocas de equipamentos conectados. Atualmente os projetos de suportes têm evoluído significativamente, no qual tem-se a disposição guias, ancoragens, suporte de mola com carga constante ou variáveis, batentes, amortecedores, pendurais, que transmitem esses esforços diretamente ao solo, às estruturas vizinhas, a equipamentos ou ainda a outros tubos próximos. (Telles, 2012a).

2.2 Tensões em tubulações

Segundo as normas ASME B31.3 e Petrobras N-1673 as tensões em tubulações são agrupadas em duas principais categorias, denominadas tensões primárias e tensões secundárias.

a) Tensões primárias: são derivadas de carregamentos externos como pressões internas ou externas, pesos, sobrecargas, etc. Gerando esforços mecânicos de tração, compressão, flexão, afetando diretamente nas tensões internas do tubo.

b) Tensões secundárias: são derivados de forças e momentos gerados pelo peso, dilatação térmica, vento, terremotos etc. Essas tensões são diminuídas ou eliminadas através de projetos adequados de flexibilidade, de modo a compensar os efeitos térmicos e assim, prevenindo esforços excessivos em equipamentos diversos presentes.

2.3 Tensões admissíveis

Na norma ASME B31.3 são encontradas tabelas para a determinação das tensões admissíveis de todos os materiais de tubulação aceitos pela norma, em função da temperatura, contendo até mesmo a temperatura limite de aplicação de cada material. Esses valores devem ser adotados para as tensões de tração, compressão e de torção proveniente de cargas estáticas e permanentes (tensões primárias). Sendo como critério para tensões:

a) Tensões primárias: A somatória de todas as tensões primárias longitudinais devido às cargas, S_L (tensão devido as cargas de sustentação), como por exemplo, a pressão e peso de todos os componentes da linha. Não podendo exceder a “tensão admissível básica”, S_h (tensão básica admissível), que podem ser observadas na tabela anteriormente citada com sua devida temperatura de operação previamente considerada, sendo ilustrada na expressão na Equação 1:

$$\sum S_L \leq S_h \quad (1)$$

b) Tensões secundárias: A tensão combinada resultante das diversas tensões secundárias (como dilatações, movimentos, entre outros), S_E (tensão de deslocamento), não deve exceder ao S_A (tensão de deslocamento admissível), dado pela seguinte expressão na Equação 2:

$$S_A = f(1,25 S_c + 0,25 S_h) \quad (2)$$

Sendo:

f : fator de redução para serviços cíclicos. Para tubulações com menos de 7.000 ciclos de aquecimento e resfriamento durante a vida útil, tem-se $f = 1$; quando o número de ciclos for maior que 7.000 tem-se $f < 1$. E deve-se calcular conforme equação (3) ou verificar no ábaco do Anexo I.

S_c : tensão admissível básica do material na temperatura mínima do ciclo de variação de temperatura; essa temperatura mínima é em geral a temperatura ambiente (37°C).

S_h : tensão admissível básica do material na temperatura máxima desse ciclo, que é o maior valor possível de ser atingido pela temperatura da tubulação, considerando-se, além do funcionamento normal, todas as situações anormais ou eventuais que possam ocorrer.

Para a obtenção do fator " f " pode-se verificar na figura mostrada na norma ASME ou utilizar a Equação 3 abaixo:

$$f = 6.0(N)^{-0.2} \leq f_m \quad (3)$$

Sendo:

f_m : máximo valor do fator de redução para serviços cíclicos. Para materiais ferrosos é 1,2 com a especificação mínima de resistência a tração ≤ 517 Mpa (75 ksi) e para os outros metais a temperaturas $\leq 371^\circ\text{C}$ (700°F) é $f_m = 1,0$.

Para o cálculo das tensões combinadas, S_E , utiliza-se a Equação 4 abaixo:

$$S_E = \sqrt{(|S_a| + S_b)^2 + (2S_t)^2} \quad (4)$$

Sendo:

S_a : tensão axial devido ao deslocamento, calculada por $i_a F_a / A_p$.

i_a : fator intensificador de tensão axial. Na ausência de informações, $i_a = 1,0$ para cotovelos, curvas, curvas 45° e $i_a = i_o$ (ou "i" listado no apêndice D da ASME) para outros componentes.

A_p : área da secção transversal do tubo.

F_a : força axial entre quaisquer duas condições a ser avaliada.

S_b : tensão de flexão devido ao deslocamento.

S_t : tensão de torção devido ao deslocamento, calculada por $i_t M_t / 2Z$.

i_t : fator intensificador a torção. Na ausência de informação, $i_t = 1,0$.

M_t : momento de torção entre quaisquer duas condições a ser avaliada.

Z : módulo de seção da tubulação, parágrafo 319.3.5 do ASME.

Após resolução das equações deve-se garantir a condição da Equação 5 abaixo:

$$S_E \leq S_A \quad (5)$$

Nas normas ASME B31.3 e PETROBRAS N-1673 são encontradas outras equações para determinação das tensões admissíveis em casos particulares, como ação sísmica, ventos, estado de cargas especiais durante a montagem, etc. Também nelas são estabelecidas as expressões para determinar a espessura da tubulação

levando em consideração a eficiência da solda, nível de inspeção, e as tensões admissíveis impostas, tal como o aumento da tensão derivado de curvas e outras descontinuidades típicas. Além disso, deve ser considerada uma tolerância da espessura da parede dos tubos, devido à variação do processo na fabricação. Em tubos sem costura esse valor de tolerância é de 12,5%.

2.4 Suportes de tubulação

De acordo com Telles (2012b), estabelecer espessura da parede da tubulação suficiente e instalação de suportes apropriados são os dois elementos mais importantes para garantir a integridade estrutural do sistema de tubulação. Uma adequada espessura de parede é necessária para resistir às condições de processo do fluido, e um sistema de suporte apropriado para sustentar o tubo na posição. Suportes de tubulação são geralmente dispositivos usados na sustentação do peso da tubulação. O peso consiste do próprio peso do tubo, o produto que está carregando, e itens de proteção externa, como isolamento, refratário, etc.

Em complemento a suportes, o sistema de tubulação pode também necessitar de itens de controle de movimentos e vibrações, resistir a eventuais cargas, como vento e terremotos, entre outros. O propósito de usar restrições é restringir o movimento das tubulações em certas direções (Peng, 2009).

De acordo com Telles (2012b) segundo a função principal que exercem, os suportes podem ser classificados em:

- Suportes destinados a sustentar os pesos

Tabela 1 – Suportes para sustentação de pesos

| | |
|--------------------------------------|--|
| Rígidos | Apoiados |
| | Pendurados |
| Semirrígidos (<i>pipe-hangers</i>) | |
| Não-rígidos | Suportes de mola (<i>spring-hangers</i>) |
| | Suportes de contrapeso |

Fonte: Telles (2012b) – Adaptada pelo autor

- Suportes destinados a limitar os movimentos dos tubos
 - Dispositivos de fixação total – Ancoragens (*anchors*);

- Dispositivos que permitem apenas movimentos axiais – Guias (*guides*);
- Dispositivos que impedem o movimento em um sentido – Batentes (*stops*)
- Dispositivos que impedem os movimentos laterais – Contraventos (*bracing*).

➤ Dispositivos que absorvem as vibrações – Amortecedores (*dampers*).

Os dispositivos acima citados podem preencher mais de uma função, por exemplo, os suportes que limitam os movimentos também sustentam os pesos. Alguns modelos de suportes podem ser visto no Anexo II.

A utilização do suporte tipo ancoragem, no qual há restrição do deslocamento e angulações em todas as direções, contribui de forma eficiente para a flexibilidade de tubulações limitando esforços indesejáveis em bocais de equipamentos. Entretanto, uma ancoragem total de forças e movimentos é considerada inadequada pela norma PETROBRAS N-1673 por envolver muita solda, dificultando as inspeções necessárias. Deste modo, são utilizados somente suportes destinados a ancoragem de forças, eliminando elementos soldados, porém pode-se utilizar combinações de apoios, grampos, guias, travas que representam a configuração da ancoragem de forças (Pauletto, 2012).

Sendo assim, segundo Telles (2012a), recomenda a menor utilização de suportes na tubulação, deixando com o maior grau de liberdade para os movimentos. Preferencialmente devem estar localizados em curvas no plano horizontal, para evitar que o peso da curva não suportada introduza esforços de torção no tubo, procurar localizar suportes pertos de cargas concentradas, tais como válvulas, derivações, etc. Quando estiverem posicionados na vertical e ao longo da linha do eixo principal dos vasos devem estar presos ao próprio vaso, para evitar diferentes dilatações térmicas e também planejar a localização dos suportes para que, mesmo em períodos de manutenção de algum equipamento conectado a tubulação, ela permaneça devidamente suportada, mesmo com o equipamento removido.

2.5 Vão entre suportes de tubulação

Os vãos entre suportes devem ser os maiores possíveis, para diminuir o número de suportes, economizando estruturas e fundações. Porém a definição é determinada por dois fatores:

- Resistência estrutural do tubo à flexão, proporcional ao momento de inércia transversal do tubo, que depende do diâmetro, espessura, material e temperatura;
- Flecha admissível no meio do vão. As flechas excessivas podem dar origem a vibrações e causam formação de bolsas de líquidos impossíveis de drenar.

A norma PETROBRAS N-57 fornece tabelas para o dimensionamento de vão sem o uso de formulas. Segundo Telles (2012a) é calculado através da Equação 6 abaixo:

$$L = \sqrt[4]{\frac{\delta EI}{6.000 q}} \quad (6)$$

Sendo:

L : vão máximo entre suportes.

δ : flecha máxima.

E : módulo de elasticidade do material.

I : momento de inércia da seção transversal do tubo.

q : carga distribuída.

2.6 Espessura da parede

A norma ASME B31.3 estabelece para o cálculo da espessura mínima de tubos sujeitos à pressão interna, as seguintes Equações 7 e 8 equivalentes:

$$t = \frac{PD}{2(S_hEW + PY)} + c \quad (7)$$

Ou

$$t = \frac{P(d + 2c)}{2[S_hEW - P(1 + Y)]} + c \quad (8)$$

Sendo:

P : pressão interna de projeto.

D : diâmetro externo.

d : diâmetro interno.

S_h : tensão admissível do material na temperatura de projeto.

E : fator de qualidade, obtida na Tabela A-1 ou B-1 da norma ASME.

W : fator de eficiência da solda, obtida na Tabela 302.3.5 da norma ASME.

Y : coeficiente de redução de acordo com o material e temperatura do tubo, obtida na Tabela 304.1.1 da norma ASME.

c : soma das sobre espessuras para corrosão, erosão e abertura de rosca e de chanfros.

2.7 Análise de flexibilidade

Nesta análise, quanto maior for sua flexibilidade, menor será o nível das tensões. Por isso o conhecimento e experiência do projetista são essenciais, pois desse modo o objetivo é realizar o traçado geométrico combinado com a localização e restrições dos suportes de forma que os esforços na tubulação e seus componentes estejam dentro do admissível. Observa-se que uma tubulação será tanto mais flexível quanto:

- Maior for o seu comprimento desenvolvido em relação à distância entre os pontos extremos.
- Mais simétrico for o seu traçado.
- Menores forem as desproporções entre os diversos lados.
- Maior liberdade de movimentos houver.

O traçado da linha de tubulação é o fator que mais influencia a análise de flexibilidade (Telles, 2012).

3 METODOLOGIA

Esse trabalho se insere numa pesquisa exploratória com o objetivo de proporcionar maior familiaridade com o tema, com vista de torná-lo mais explicativo (Gil, 2002). Com delimitação qualitativa, com as análises e relatórios do software CESAR II.

Para a análise foi utilizado o software CAESAR II 7.0 desenvolvido pela empresa COADE. Neste programa tem embutido dentro de seu ambiente de trabalho análise estrutural com certas ferramentas dedicadas ao cálculo de tubulações, sendo realizado com uma análise matricial de pórticos espaciais. Esse programa segue os critérios apresentado pela norma, como por exemplo, ASME B31, apresentando as propriedades de vários materiais, facilidade de colocar os valores necessários para a análise de uma tubulação e a parte gráfica também de fácil interpretação.

Esse programa é indicado para o projeto de tubulações industriais pela PETROBRAS, dando assim uma tendência de utilização no mercado.

O fluido a ser analisado é ar em alta temperatura, sendo que o mesmo não sofre variações excessivas de pressão e tem sua densidade baixa; não havendo a necessidade de utilizar um software CFD (*Computational Fluid Dynamics*) que aborda esse tipo de análise.

3.1 Caso de estudo

Foi considerado uma tubulação conectada a um forno de reaquecimento de tarugos que irá ser laminado posteriormente. O fluido do processo é vapor de ar em alta temperatura, que sai do forno passando pela tubulação por conexão em bocais. O forno já apresenta um deslocamento inicial nos bocais devido sua alta temperatura, sendo necessário considerar tal fato por causar grandes esforços à tubulação. As frequências dos componentes do forno vão até 2 Hz, empregando assim a restrição na vibração da tubulação a valores superiores para evitar problemas de ressonâncias.

A figura 1 representa um equipamento similar ao analisado utilizado na maioria das empresas de laminação.

Figura 1 – Forno de reaquecimento de tarugo



Fonte: < <http://www.directindustry.com/pt/prod/hanwha-machinery/product-19320-42524.html> >

3.2 Características da tubulação

O sistema escolhido para a análise de flexibilidade parte do fundo de uma bomba para forno; a bomba tem bocal de 10 polegadas de sucção e 8 polegadas de descarga. A linha de 8 polegadas apresenta uma válvula de retenção com um by-pass, no qual em seguida tem um suporte de suspensão tipo mola. Após passa por um suporte rígido antes de conectar com o bocal do forno.

Os limites deste sistema são o bocal da bomba e o bocal do forno, sendo que o limite do bocal da bomba é um limite satisfatório porque o movimento desde ponto (à medida que a bomba aquece durante a operação) é facilmente calculada a partir da deformação térmica entre o bocal da bomba e o ponto de base; o bocal do forno também é um limite adequado devido as propriedades térmicas e maior rigidez do vaso em relação ao tubo de 8 polegadas.

A válvula de retenção fica soldada em cima do tee de 6 polegadas, essa linha vai até a válvula gaveta antes de reentrar na linha de 8 polegadas através do segundo tee acima da válvula de retenção. O peso total e comprimento desta montagem das válvulas são desconhecidos neste momento, devido a utilização da base de dados

genérica do CAESAR II. O suporte de mole acima desta montagem da válvula é bastante sensível aos pesos. A diferença entre os pesos das válvulas instaladas e os pesos projetado devem ser ajustados a pré-carga da mola, se por ventura houver alteração apreciável nesses pesos, o sistema deve ser reanalisado.

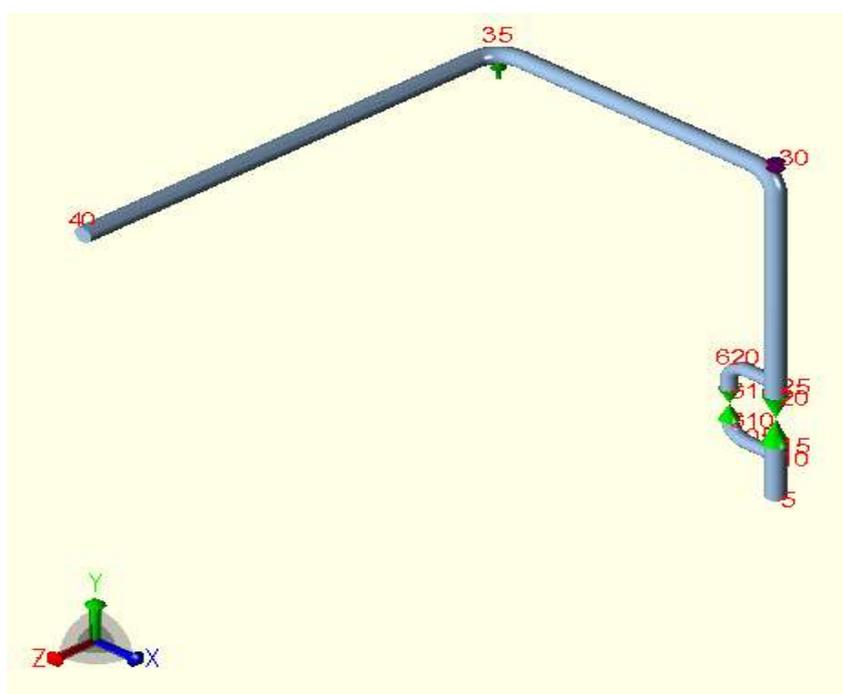
O suporte é incluído no topo vertical para suportar o peso e absorver o crescimento térmico, ele é preso no cotovelo e alinhado com o ponto central do cotovelo.

Apresenta-se uma estrutura existente acima do suporte disponível para fixação, por causa da dilatação térmica vertical, um simples suporte não é aceitável. A análise é estruturada para forçar o CAESAR II selecionar um suporte variável ou constante, por essa razão é selecionada a opção “Anvil” nesse caso.

A tubulação horizontal apoiada e fixação sobre um suporte não especificado na extremidade do outro cotovelo. Esse suporte, foi modelado como um suporte rígido, não linear, permite crescimento para cima, porém impede o movimento para baixo.

Todas as características estão demonstradas na figura 2 abaixo.

Figura 2 – Tubulação a ser analisada



Fonte: Próprio autor.

3.3 Condições da tubulação

Para o caso de estudo as condições da tubulação foram as respectivas abaixo:

- ✓ Condições de processo

As condições do processo pode-se verificar na Tabela 2 conforme abaixo.

Tabela 2 – Condições de temperatura e pressão

| Tag da Linha | Temperatura (°C) | Pressão (kg/cm ²) |
|--------------|------------------|-------------------------------|
| ISO-0001 | 600 | 30 |

Fonte: Próprio autor.

- ✓ Espessura e tensões admissíveis

Para o cálculo da espessura e tensão admissível foram aplicadas as equações contempladas na norma ASME 31.3, já representada nesse trabalho no subcapítulo 2.6 e sendo representado na Tabela 3.

Tabela 3 – Material, espessura, tensões admissíveis

| Material | Diâmetro (in) | Espessura Parede (in) | Sobre espessura corrosão (in) | Eficiência da solda | Sc (psi) | Sh (psi) |
|---------------|---------------|-----------------------|-------------------------------|---------------------|----------|----------|
| Baixo Carbono | 6 | STD | 0,0313 | 100% | 20000 | 17300 |
| Baixo Carbono | 8 | STD | 0,0313 | 100% | 20000 | 17300 |

Fonte: Próprio autor.

- ✓ Esforços admissíveis nos bocais

São representados os esforços considerados admissível dos bocas, seguindo as especificações da API 560 (2007). Esses esforços têm peso importante na determinação na configuração da tubulação, e para esse caso foi considerado um fator de quatro por ser um nível alto de esforços e sendo representado na tabela 4.

Tabela 4 – Esforços admissíveis nos bocais

| | F _x (N) | F _y (N) | F _z (N) | M _x (Nm) | M _y (Nm) | M _z (Nm) |
|----------------------|--------------------|--------------------|--------------------|---------------------|---------------------|---------------------|
| Esforços Admissíveis | F. radial | F. tangencial | F. longitudinal | M. torsor | M. longitudinal | M. tangencial |
| | 850 | 700 | 1100 | 2600 | 1300 | 1900 |

Fonte: Próprio autor.

✓ Deslocamentos nos bocais

Devido a operação do forno e também sua altas temperaturas, tem-se uma expansão que é transmitida para os bocais, que por sua vez para a tubulação por meio da dilatação dos componentes. Desta forma, a tubulação deve ter flexibilidade suficiente para absorver esses esforços excessivos e não transmitir cargas excessivas aos bocais. Os valores apresentados abaixo na tabela 5 foram obtidos em base de fornos similares.

Tabela 5 – Deslocamentos nos bocais

| Bocal | D _x (mm) | D _y (mm) | D _z (mm) |
|-------|---------------------|---------------------|---------------------|
| B1 | 15 | 0 | 0 |
| B2 | 0 | 20 | 12 |

Fonte: Próprio autor.

3.4 Condições e casos de análise

Para a norma utilidade na análise em questão, devem ser calculadas as tensões de sustentação e de expansão. As tensões de sustentação incluem peso morto, pré-cargas e pressão. As tensões de expansão refletem uma mudança na posição do sistema em operação, devido a não linearidade do sistema, esta mudança de posição não pode ser determinada analisando apenas as cargas térmicas.

Por padrão o software constrói um terceiro caso de carga para calcular a tensão de expansão, este caso não é uma terceira análise completa do sistema. Ao invés disso, é um produto das análises estruturas e operacionais já realizadas. A diferença

nos deslocamentos do sistema entre estes dois casos é a faixa de tensão de deslocamento a partir da qual a tensão de expansão são calculadas.

3.3.1 Caso 1

O caso 1 é calculado o peso morto que é sustentado pelo suporte mola que está no nó 28.

3.3.2 Caso 2

O caso 2 também calcula apenas um número, o deslocamento vertical do suporte mola. Todas as categorias de cargas, que compõem a carga de operação, são usadas para esta análise. Estes são o peso morto, os deslocamentos, conjunto térmica 1 e conjunto de pressão 1. Após a análise desses dois casos, a carga aplicada no suporte mola e a quantidade de deslocamento são estipulados, sendo assim o próprio software localiza no catalogo "Anvil" e seleciona a mola apropriada. Sendo assim mola e sua pré-carga adequadas são instaladas no modelo para as futuras análises.

3.3.3 Caso 3

O caso 3 é a análise das cargas no suporte mola, é idêntico ao caso 2, porém tem a pré-carga dimensionada e incluída. Essa análise produz as forças de operação e momentos sobre os suportes, as deflexões de todos os pontos do sistema. O caso 3 é um caso de análise estrutural e não um caso de análise de tensão da norma B31.3.

3.3.4 Caso 4

O caso 4 é a análise estrutural e de tensão, eliminando os efeitos térmicos, a análise é avaliada no sistema frio. Ao incluir a pressão, podemos considerar esse caso como análise da sustentação da tubulação.

3.3.5 Caso 5

O caso 5 por sua vez é uma combinação algébrica dos dois casos básicos de carga, os deslocamentos do caso 4 são subtraídos dos deslocamentos do caso 3. Este caso

desenvolve a amplitude de deslocamento do sistema em seu crescimento da posição instalada para a posição de operação. Esse intervalo de deslocamento é utilizado para o cálculo das tensões de expansão do sistema.

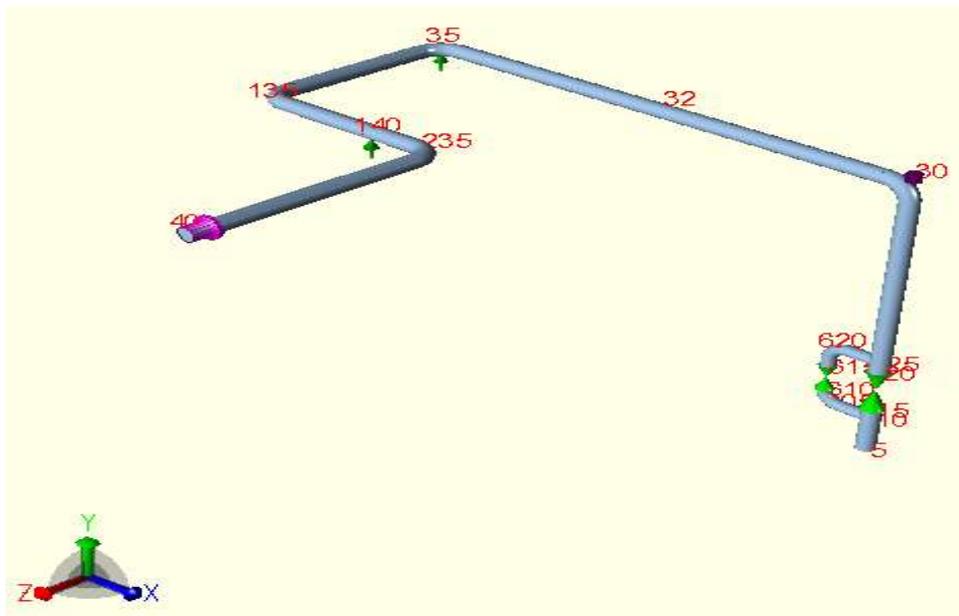
3.5 Ajuste arranjo

Foi considerada uma nova configuração com modificação de traçado, de modo a reduzir os esforços até valores inferiores aos admissíveis. Os pontos a que se devem atentar são os bocais, os quais são os de menor resistência, pois sofrem um deslocamento da tubulação pela expansão dos componentes e também esforços da dilatação da tubulação.

Na modelação os suportes de mola são representados em roxo, as restrições de deslocamento em setas verdes na direção de restrição.

Na Figura 3 tem-se o novo arranjo com um loop “U” para a tubulação apresentar uma maior flexibilidade e ter esforços dentro do admissível.

Figura 3 – Novo arranjo tubulação



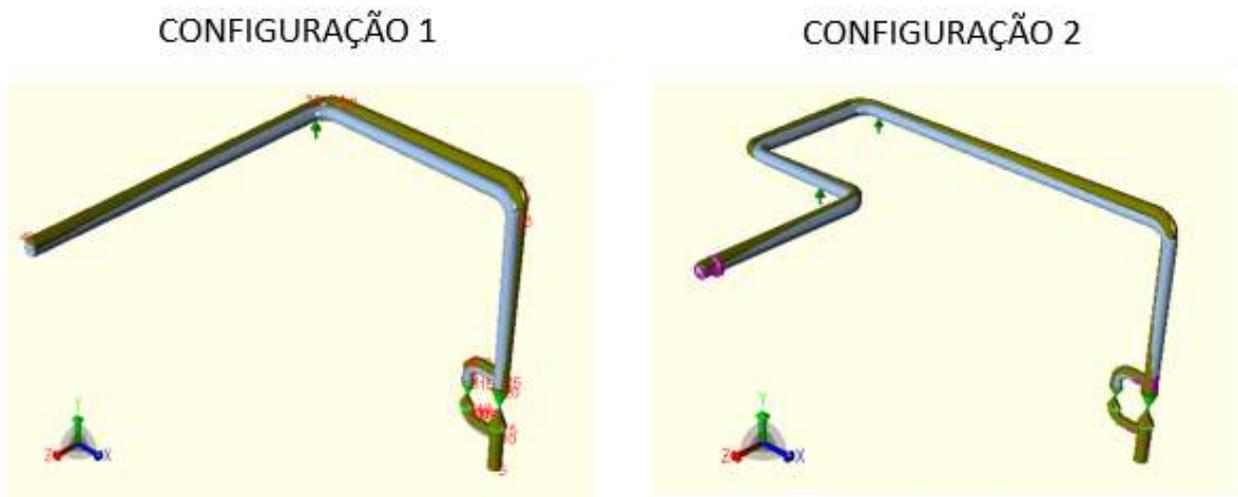
Fonte: Próprio autor.

4 RESULTADOS

4.1 Deslocamento

Para a elaboração da nova configuração apresentada, foram analisadas as deformações da tubulação, de modo a averiguar os deslocamentos excessivos e angulações exageradas na tubulação perto do bocal. O caso foi analisado em operação por envolver esforços devido à expansão térmica, esforços pelas molas, peso próprio, pressão interna, deslocamentos dos bocais, sendo representado na figura 4.

Figura 4 – Deformações da tubulação



Fonte: Próprio autor.

4.2 Análise suporte mola

Com a modificação do traçado da tubulação, tem-se novos valores admissíveis para a mola do suporte. A seguir são representadas nas figuras, sendo a Figura 5 a configuração 1.

Figura 5 – Valores admissíveis suporte mola configuração 1.

| Hanger Table W/Text | | | | | | | | | | |
|--|---------|----------|------|---|----------|----------------------------|-----------------------|-------------|---------------------|--|
| CAESAR II 2016 Ver.8.00.00.5600, (Build 150930) Date: MAR 29, 2017 Time: 18:56 | | | | | | | | | | |
| Job Name: TUTOR-A | | | | | | | | | | |
| Licensed To: SPLM: Edit company name in <system>\company.txt | | | | | | | | | | |
| CAESAR II | | | | | | | | | | |
| BOTTOMS PUMP TO STEAM STRIPPER | | | | | | | | | | |
| CAESAR II HANGER REPORT | | | | CAESAR II (TABLE DATA FROM DESIGN RUNS) | | | | | | |
| NODE | NUM RQD | FIG. NO. | SIZE | VERTICAL MOVEMENT | HOT LOAD | THEORETICAL INSTALLED LOAD | ACTUAL INSTALLED LOAD | SPRING RATE | HORIZONTAL MOVEMENT | |
| | | | | (in.) | (lb.) | (lb.) | (lb.) | (lb./in.) | (in.) | |
| 28 | 1 | B-268 | 10 | 0.750 | 1209. | 1404. | 0. | 260. | 0.387 | |
| ANVIL | | | | | | LOAD VARIATION = 16% | | | | |
| ** VARIABLE SUPPORT SPRING DESIGNED | | | | | | | MID RANGE | | | |
| MINIMUM ALLOWED SINGLE SPRING LOAD | | | | | | | (lb.) 910.000 | | | |
| MAXIMUM ALLOWED SINGLE SPRING LOAD | | | | | | | (lb.) 1560.000 | | | |
| RECOMMENDED INSTALLATION CLEARANCE | | | | | | | (in.) 15.125 | | | |

Fonte: Próprio autor.

Na Figura 6 tem-se novos valores admissíveis da configuração 2.

Figura 6 – Valores admissíveis suporte mola configuração 2

| Hanger Table W/Text | | | | | | | | | | |
|---|---------|----------|------|--|----------|----------------------------|-----------------------|-------------|---------------------|--|
| CAESAR II 2016 Ver.8.00.00.5600, (Build 150930) Date: APR 1, 2017 Time: 16:33 | | | | | | | | | | |
| Job Name: TUTOR-B3 | | | | | | | | | | |
| Licensed To: SPLM: Edit company name in <system>\company.txt | | | | | | | | | | |
| CAESAR II TUTORIAL | | | | | | | | | | |
| BOTTOMS PUMP TO STEAM STRIPPER | | | | | | | | | | |
| CAESAR II HANGER REPORT | | | | CAESAR II TUTORIAL (TABLE DATA FROM DESIGN RUNS) | | | | | | |
| NODE | NUM RQD | FIG. NO. | SIZE | VERTICAL MOVEMENT | HOT LOAD | THEORETICAL INSTALLED LOAD | ACTUAL INSTALLED LOAD | SPRING RATE | HORIZONTAL MOVEMENT | |
| | | | | (in.) | (lb.) | (lb.) | (lb.) | (lb./in.) | (in.) | |
| 28 | 1 | B-268 | 12 | 0.751 | 2202. | 2540. | 0. | 450. | 0.128 | |
| ANVIL | | | | | | LOAD VARIATION = 15% | | | | |
| ** VARIABLE SUPPORT SPRING DESIGNED | | | | | | | MID RANGE | | | |
| MINIMUM ALLOWED SINGLE SPRING LOAD | | | | | | | (lb.) 1575.000 | | | |
| MAXIMUM ALLOWED SINGLE SPRING LOAD | | | | | | | (lb.) 2700.000 | | | |
| RECOMMENDED INSTALLATION CLEARANCE | | | | | | | (in.) 13.750 | | | |

Fonte: Próprio autor.

4.3 Esforços nos bocais

Observando a Figura 4, nota-se que com a modificação do arranjo da tubulação tem-se uma redução dos esforços nos bocais. A tabela 6 apresenta os valores por nós analisados, no qual são destacados em vermelho os valores que ultrapassaram os admissível e em verde quais estão adequados.

Tabela 6 – Esforços nos bocais nas configurações 1 e 2

| | F _x (lb) | F _y (lb) | F _z (lb) | M _x (ft.lb) | M _y (ft.lb) | M _z (ft.lb) |
|----------------------|-------------------------|-----------------------------|--------------------------------|--------------------------|-------------------------------|------------------------------|
| Esforços Admissíveis | F. radial 850 | F. tangencial 700 | F. longitudinal 1100 | M. torsor 2600 | M. logitudinal 1300 | M. tangencial 1900 |
| Configuração 1 - B1 | 814 | 776 | -1556 | -10174 | 5905 | -2975 |
| Configuração 2 - B1 | 136 | -206 | -235 | -2755 | -1249 | 1520 |

Fonte: Próprio autor.

As cargas do bocal da bomba no nó 5 melhoraram muito, melhorando o impacto da flexibilidade no nó 40. O loop adiciona flexibilidade na direção Z, como observado na força Z cai para 235 libras. O momento operacional sobre o eixo X caiu para 2755 libras.

5 CONCLUSÃO

No presente trabalho pode-se concluir que o traçado da tubulação tem resultados diretos com a flexibilidade da tubulação, e após a flexibilização do sistema por meio de loops e mudança de direção, pode-se dizer que a tubulação está satisfatoriamente de acordo com as normas de tubulações. Utilizando a teoria apresentada, verificou-se que as deformações das tensões primárias e secundárias atuantes foram inferiores aos limites admissível da norma ASME B31.3 e nenhum suporte foi submetido a valores excessivos de carga, garantindo assim sua integridade estrutural. Com isso, foram apresentados os modos de como é feita a análise de tensões em tubulações atualmente nas empresas especialidades. Este projeto torna-se então um complemento do que foi estudado durante a graduação em matérias como mecânica dos sólidos, vasos de pressão, mecânica dos fluidos, resistência de materiais, sistemas mecânicos, para futuros alunos que queiram compreender melhor sobre este tipo de análise na pratica de engenharia de projetos. Vale ressaltar que o projeto não se baseou apenas em teorias do âmbito acadêmico, mas principalmente se fundamentou em normas obrigatórias a serem seguidas pela indústria brasileira como a ASME B31.3, PETROBRAS N-57 / N-1673, API 610, ASTM, entre outras.

A análise mostra o quão rigoroso e fundamental é o processo de seleção dos materiais e procedimentos na execução de um projeto, sendo que todas as atividades devem ser desenvolvidas seguindo as normas vigentes. Em havendo desconformidade em relação às normas, uma equipe qualificada analisa a mesma, permitindo ou não sua aplicação ou podendo até desenvolver um novo procedimento a ser adicionado na norma PETROBRAS.

REFERÊNCIAS

American Petroleum Institute (API) 560 – “**Fired heaters for general refinery service**”, 2007.

American Society of Mechanical Engineers (ASME) B31.3, “**Process Piping, ASME Code for Pressure Piping, B31**”, 2012.

Coade Caesar II v5.30r, <https://www.coade.com>. Acessado em 03/08/2016.

GIL, A. C. “**Como elaborar projetos de pesquisa**”, 4ª edição, São Paulo: Atlas, 2002. ISBN: 85-224-3169-8.

Pauletto, R. (P.R.) “**Dimensionamento mecânico de tubulações: Projeto normatizado, análise de flexibilidade e esforços atuantes**”. 2012. 20. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

Peng, L. C. and Peng, T. L. “**Pipe Stress Engineering**”, ASME Press (American Society of Mechanical Engineers); Houston, Texas, USA, 1st edition, 2009.

Petrobrás Normas Técnicas “**N-1673, Critérios de Cálculo Mecânico de Tubulação**” 3ª emenda, Revisão E, 2006.

Petrobrás Normas Técnicas “**N-57, Projeto Mecânico de Tubulações Industriais**” 2ª emenda, Revisão G, 2012.

Pereira, Mauricio Sordi “**Análise de Tubulação Submetida à Pressão e Temperatura**” Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Depto. Eng. Mec., Porto Alegre, 2014.

Telles, P. C. S. “**Tubulações Industriais – Cálculo**” Ltda., 9ª edição, 2012a.

Telles, P. C. S. “**Tubulações Industriais – Materiais, Projeto, Montagem**”, 10ª edição, 2012b.

ANEXO I

FATOR DE CORREÇÃO PARA FADIGA TÉRMICA

ASME B31.3-2014

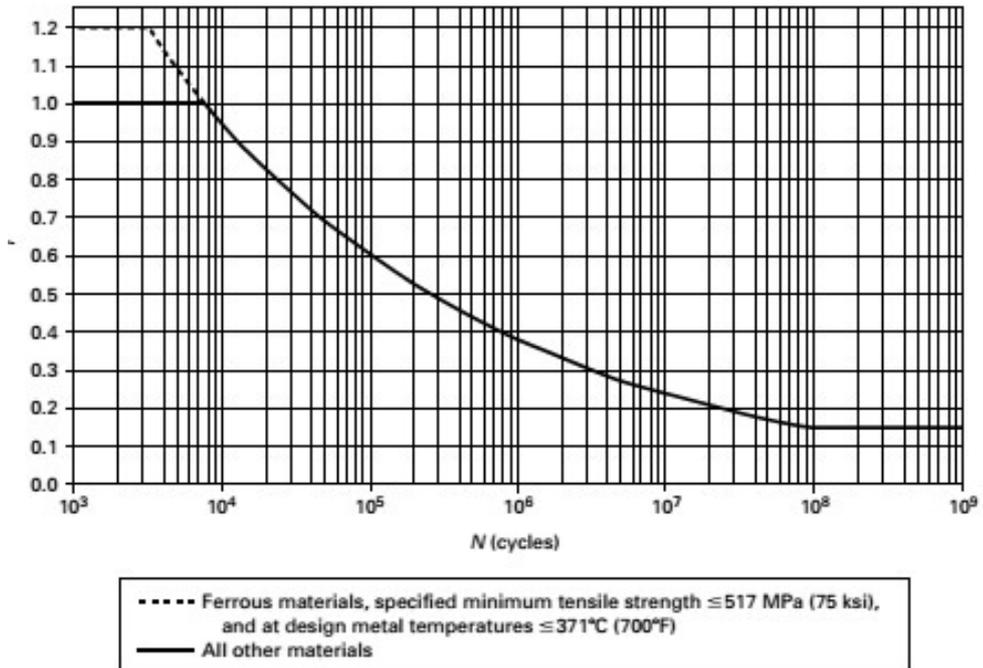
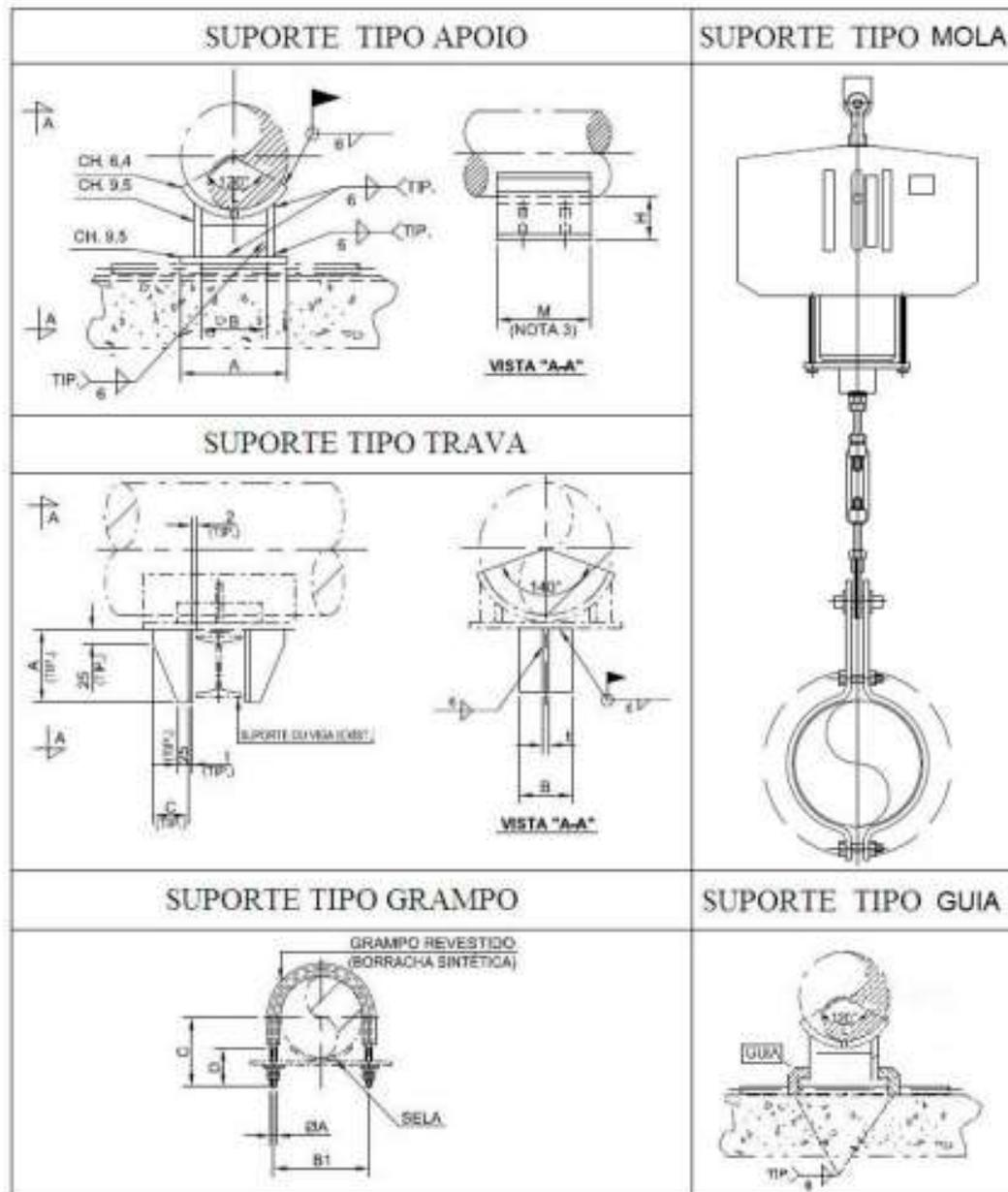
Fig. 302.3.5 Stress Range Factor, f 

Tabela de obtenção do fator de correção para fadiga térmica. Sendo em projetos com vida uteis de 20 anos, ocorrem 20 ciclos levando a $f = 1,0$.

ANEXO II



Modelos de suportes.

Autorizo cópia total ou parcial desta obra, apenas para fins de estudo e pesquisa, sendo expressamente vedado qualquer tipo de reprodução para fins comerciais sem prévia autorização específica do autor.

Lucas da Silva Renato.
Taubaté, novembro de 2017.