

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE VIBRATÓRIA EM TUBULAÇÕES DE FLUXO BIFÁSICO

por

Daniel da Silva Adami

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, 27 de junho de 2011.

ANÁLISE VIBRATÓRIA EM TUBULAÇÕES DE FLUXO BIFÁSICO

por

Daniel da Silva Adami

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Arnaldo Rubén Gonzalez
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Mecânica dos Sólidos**

Orientador: Profa. Dra. Letícia Fleck Fadel Miguel

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Walter Jesus Paucar Casas

Prof. Dr. Edson Hikaro Aseka

Prof. Dr. Juan Pablo Raggio Quintas

Porto Alegre, 27 de junho de 2011.

de modo especial, aos meus avós e minha família.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço à Universidade Federal do Rio Grande do Sul por proporcionar um ensino público de qualidade durante todo o curso.

à minha orientadora, Prof. Dra. Leticia Fleck Fadel Miguel que me guiou com tranquilidade e transmitiu seu conhecimento e apoio.

aos meus pais Adilo Adami e Dalva Câmara da Silva que sempre me transmitiram amor incondicional e incentivaram a minha formação acadêmica.

aos meus irmãos Gustavo da Silva Adami e Betina Silva Adami pelo companheirismo.

aos amigos e colegas de graduação pelo companheirismo e união durante todos esses anos.

à UNITEC Projetos Industriais, pela oportunidade e confiança.

ADAMI, D. S. **Análise Vibratória em Tubulações de Fluxo Bifásico**. 2011. 20. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2011.

RESUMO

O presente trabalho realizou um estudo vibratório em uma tubulação, localizada na Unidade de Secagem de Diesel (U-706) da REFAP, que apresenta vibrações excessivas devido à presença de fluxo bifásico. Por meio de simulações estáticas, análises modais e dinâmicas (conforme normas vigentes) apresentaram-se dois cenários com o intuito de minorar os efeitos da vibração na tubulação em estudo. Assim, comparados os resultados encontrados para cada cenário proposto, é correto afirmar que: (1) o modo de vibração computado pelo modelo computacional para a frequência natural de 3,508 Hz apresentava o mesmo comportamento do encontrado em campo (necessidade de alterar as frequências naturais do sistema para evitar a ocorrência de ressonância); (2) todos os cenários apresentaram tensões dentro das admissíveis segundo a norma ASME B31.3 para análises estáticas; (3) os esforços estáticos calculados estão dentro dos admissíveis apresentados pelo fabricante da Torre U-706001; (4) a utilização de uma guia (cenário B) mostrou-se eficiente para solução do problema; (5) a tubulação apresenta vida útil infinita para carga de vibração imposta, dentro do cenário B, desde que a frequência de aplicação desta carga não ultrapasse o valor de 4,8 Hz; e, (6) as tensões encontradas para vibração imposta, dentro do cenário B, estão dentro das admissíveis da Norma ASME VIII Div. 2 para um período de vida útil de 20 anos.

PALAVRAS-CHAVE: Vibração, Tubulações, Fadiga, Análise Modal.

ADAMI, D. S. **Vibratory Analysis in Pipe Systems of Biphasic Flow**. 2011. 20. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2011.

ABSTRACT

This research, entitled Vibratory Analysis in Pipe Systems of Biphasic Flow, performed a vibratory study in a pipe system located in the Drying Unit of Diesel (U-706) of Refinery Alberto Pasqualini (REFAP), which shows excessive vibrations due to the presence of biphasic flow. Through static simulations and also modal and dynamic analyses (in compliance with rules in force) were presented two scenarios aiming to lessen the effects of vibration in the pipe system under analysis. Thereby, compared the results found in each scenario proposed, it is possible to assert that: (1) the mode shapes computed by the analytical model to the natural frequency of 3,508 Hz presented the same behavior of the one found in field (necessity of altering the natural frequencies of the system in order to avoid the occurrence of resonance); (2) all the scenarios presented stresses among the allowable in accordance with ASME B31.3 to static analyses; (3) the static efforts calculated are among the ones allowable by the manufacturer of the Tower U-706001; (4) the use of a guide (scenario B) showed efficiency in the problem's solution; (5) the pipe system presented infinite life cycle for the load imposed, in scenario B, once the frequency of this charges' application do not exceed the limit of the 4,8Hz; and (6) the stress found under the imposed vibration, in scenario B, are among the ones allowable by ASME VIII Div. 2, for a twenty-year life cycle.

KEYWORDS: vibration, pipe, fatigue, modal analysis.

Lista de Abreviaturas

1 (HYD)	caso de teste hidrostático	-
2 (OPE)	caso de operação	-
3 (OPE)	caso de projeto	-
4 (EXP)	caso de expansão em temperatura de operação	-
5 (EXP)	caso de expansão em temperatura de projeto	-
T1	efeito da temperatura no caso de operação	°C
T2	efeito da temperatura no caso de projeto	°C
P1	efeito da pressão no caso de operação	kgf/cm ²
VT	vácuo total	-
HP	pressão em teste hidrostático	kgf/cm ²
W	peso da tubulação	kgf/m ³
WW	peso da tubulação cheia de água	kgf/m ³
H	suporte de mola	kgf/m
σ_R	tensão resultante (Von-Mises)	kgf/cm ²
S_c	tensão admissível a frio	kgf/cm ²
S_h	tensão admissível a quente	kgf/cm ²
S_a	tensão admissível devida a Dilatação	kgf/cm ²
S_y	tensão admissível em Teste Hidrostático	kgf/cm ²
S_o	tensão admissível Ocasional	kgf/cm ²
S_L	tensão longitudinal	kgf/cm ²
W_e	eficiência de solda longitudinal	-
SIF:	fatores intensificadores de tensão	kgf/cm ²
[M]:	matriz de massas	kgf
[K]	matriz de rigidez	kgf.m
[C]	matriz de amortecimento	kgf.seg/m
$\ddot{x}(t)$	vetor aceleração em função do tempo	m/seg ²
$\dot{x}(t)$	vetor velocidade em função do tempo	m/seg
$x(t)$	vetor deslocamento em função do tempo	m
$F(t)$	vetor força em função do tempo	kgf
w	frequência angular da força do sistema de carregamento	rad/seg
t	tempo	seg
Q	ângulo de fase	rad
Cc	razão de amortecimento crítica	-
A	amplitude de vibração	mm
ω_n	frequência natural	rad
f	fator de correção para fadiga térmica	-

Índice de Tabelas

	Pág.
Tabela 3-1 – Fluido de Processo.....	6
Tabela 3-2 – Tensões Admissíveis para Casos de Operação, Projeto e Teste Hidrostático.....	7
Tabela 3-3 – Dados de Processo para os Casos de Operação, Projeto e Teste Hidrostático.....	7
Tabela 3-4 – Tensões Admissíveis para Casos de Operação, Projeto e Teste Hidrostático.....	7
Tabela 3-5 – Constantes de Mola.....	7
Tabela 3-6 – Carga Dinâmica Imposta a Tubulação.....	8
Tabela 4-1 – Esforços no Bocal 1A para o Cenário B (Nó 40).....	9
Tabela 4-2 – Esforços no Bocal 1B para o Cenário B (Nó 320).....	9
Tabela 4-3 – Esforços no Bocal 1A para o Cenário C (Nó 40).....	10
Tabela 4-4 – Esforços no Bocal 1B para o Cenário C (Nó 320).....	10
Tabela 4-5 – Frequências Naturais do Modelo em Estudo.....	12
Tabela 4-6 – Cargas na Guia Transversal.....	14

Índice de Figuras

	Pág.
Figura 2-1 – Tensões Admissíveis para Materiais com e sem Corrosão.....	4
Figura 3-1 – Arranjo de Tubulação (Cenário A – Conforme Campo).....	6
Figura 4-1 – Esforços nos Bocais 1A(a) e 1B(b) para os Cenários A, B e C (caso de projeto). ..	10
Figura 4-2 – Tensões Primárias x Tensões Admissíveis para os Cenários A, B e C.....	11
Figura 4-3 – Tensões Secundárias x Tensões Admissíveis para os Cenários A, B e C.....	11
Figura 4-4 – Deslocamentos nos Nós 100(a), 130(b) e 210(c) Devido à Excitação Imposta.....	12
Figura 4-5 – Reações no Bocal 1A Devido à Vibração Imposta para os Cenários A, B e C.....	13
Figura 4-6 – Reações no Bocal 1B Devido à Vibração Imposta para os Cenários A, B e C.....	13
Figura 4-7 – Máxima Tensão versus frequência.....	14

	Pág.
1. INTRODUÇÃO	1
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	2
2.1. CONSIDERAÇÕES GERAIS	2
2.2. TENSÕES PRIMÁRIAS E SECUNDÁRIAS / RELAXAMENTO ESPONTÂNEO.....	2
2.3. TENSÕES ADMISSÍVEIS	3
2.3.1 ANÁLISE ESTÁTICA	3
2.3.2 ANÁLISE DINÂMICA	4
3. METODOLOGIA	5
3.1. MODELAGEM COMPUTACIONAL	5
3.2. LEVANTAMENTO DE CAMPO	5
3.3. SOLUÇÕES PROPOSTAS	5
3.4. DADOS DE ENTRADA	6
3.5. MÉTODO UTILIZADO.....	8
4. RESULTADOS E DISCUSSÕES	9
4.1. REAÇÕES NOS BOCAIS DO VASO (ANÁLISE ESTÁTICA).....	9
4.2. ANÁLISE DE TENSÕES ESTÁTICAS	11
4.3. FREQUÊNCIAS NATURAIS DO MODELO	11
4.4. DESLOCAMENTOS DEVIDO À VIBRAÇÃO.....	12
4.5. ESFORÇOS NOS BOCAIS DEVIDO À VIBRAÇÃO IMPOSTA	13
4.6. TENSÕES DEVIDO À VIBRAÇÃO.....	14
4.7. REAÇÕES NA GUIA.....	14
5. CONCLUSÕES	14
6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	15
Anexo I.....	16
Apêndice I	18
Apêndice II	20

1. INTRODUÇÃO

A ocorrência de vibrações em tubulações de plantas petroquímicas é uma realidade que vem sendo estudada há décadas. Catástrofes registradas ao longo dos anos levaram ao desenvolvimento de várias teorias de fadiga em materiais. Entretanto, apesar do entendimento cada vez maior do fenômeno, critérios conservativos continuam sendo utilizados no âmbito de tubulações industriais devido à grande periculosidade envolvida e, também, a grandes perdas financeiras que poderiam ocorrer caso uma planta tivesse que ter sua produção interrompida.

Neste contexto, após a partida da Unidade de Secagem de Diesel (U-706) da Refap, localizada em Canoas, Rio Grande do Sul – Brasil, verificou-se vibrações excessivas nas linhas de tubulação 16"-0706-P-0001-Ba-IQ e 16"-0706-P-0002-Ba-IQ devido à presença do escoamento de fluxo bifásico (Diesel + Vapor D'água). Realizou-se então um estudo com o intuito de analisar os efeitos que estas vibrações poderiam causar e projetar alguma forma de diminuir a amplitude que as mesmas apresentavam.

Conforme apresentado no Apêndice I, o *layout* de tubulação em estudo partia de um ponto de ancoragem representado pelo suporte SE-AV4-280-180-119 e interligava os Bocais 1A e 1B da Torre Secadora T-706001.

Primeiramente, fez-se um levantamento de campo a fim de visualizar o problema e verificar o modo de vibração apresentado pela tubulação. Este levantamento foi realizado em conjunto com o Departamento de Engenharia da Refap, sendo assistido pelos Setores de Engenharia Mecânica, Civil e Processo.

Um cronograma foi ajustado para que cada setor pudesse realizar suas tarefas dentro de um prazo estabelecido. À disciplina de processo coube a tarefa de medir a vibração encontrada em campo e calcular a força gerada pelo fluido nas curvas. O setor de mecânica assumiu o compromisso de propor soluções para diminuir a vibração constatada. Por fim, a disciplina de civil ficou responsável pela avaliação da estrutura perante as soluções estabelecidas pela disciplina de mecânica. O escopo da avaliação das soldas dos bocais na torre ficou destinado ao fabricante do equipamento.

Recebidas as informações do setor de processo, constatou-se que a linha estava vibrando com uma frequência de 3,5 Hz. Dois cenários foram propostos com o intuito de diminuir os efeitos da vibração na tubulação em estudo, conforme apresentado no Item 3.3.

Em uma segunda etapa, foram levantados os dados necessários para avaliação do problema tais como: desenhos de equipamentos, *layout* da tubulação, especificações de materiais, normas vigentes, dados de processo e outros.

No âmbito de tubulações industriais, é necessário realizar, primeiramente, uma análise estática do arranjo em estudo para verificação das tensões e esforços oriundos da tubulação em bocais e suportes. Conforme norma Petrobrás N-1673 (Critérios de Cálculo Mecânico de Tubulação), cada cenário deve ser analisado para os casos de operação, projeto, teste hidrostático e ocasionais, segundo a norma ASME B31.

A subseção da Norma ASME B31, bem como os materiais, são estabelecidos conforme a especificação técnica da linha. No caso em estudo, a linha se enquadra dentro da especificação técnica "Ba" que pode ser encontrada dentro da norma Petrobrás N-0076 (Materiais de Tubulação para Instalações de Refino e Transporte) que consta no Anexo I. Sendo a linha em estudo designada para unidade de processo, a norma ASME B31.3 deve ser utilizada como critério de cálculo estático. Para o cálculo de análise dinâmica, a norma IGE/TD/12 (*Pipeline stress analysis for gas industry plant*) deve ser utilizada conforme descrito no Item 2.3.2.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. CONSIDERAÇÕES GERAIS

Conforme Silva Telles (2006), cada trecho de uma tubulação pode ser considerado um elemento estrutural. As principais cargas que agem em uma tubulação são: pressão interna exercida pelo fluido; pressão externa (tubulações em ambientes sob pressão ou operando com vácuo); peso próprio da tubulação, peso do fluido contido, dos acessórios, válvulas, entre outros integrantes da tubulação, e do isolamento térmico – em tubulações de vapor, ar e outros gases consideram-se inclusive o peso da água para o teste hidrostático, a menos que sejam previstos suportes provisórios adicionais para esse fim; sobrecargas variadas agindo sobre a tubulação (peso de outros tubos, plataformas e estruturas apoiadas nos tubos, gelo e neve, peso da terra, pavimentação e veículos (no caso de tubulações enterradas), peso de pessoas, entre outros; ações dinâmicas derivadas de movimento do fluido contido (golpes de aríete, acelerações, impactos, entre outros); ações dinâmicas externas (vento, terremotos, entre outros); vibrações; dilatações térmicas (ou contrações) da própria tubulação ou de equipamentos.

Salienta-se que em tubulações onde o traçado e construção seguem a boa prática, predominam as tensões causadas pela pressão interna e dilatações e, em tubulações de grande diâmetro e baixa pressão e temperatura, predominam as tensões advindas de pesos.

Em algumas situações, os movimentos resultantes da composição de deslocamentos oriundos da dilatação da tubulação somados aos de equipamentos requerem a utilização de suportes de mola. Quanto ao uso de suporte de mola, afirma Silva Telles (2006) que o cálculo da carga atuante deve ser o mais preciso possível, buscando ser fiel e compatível à natureza do projeto de tubulação. A precisão é ainda mais importante no caso dos suportes de carga constante que atuam como se fossem suportes fixos. Para o caso em estudo as constantes de mola foram retiradas da lista de suportes e estão apresentadas na Tabela 3-5.

É importante que seja adotada uma margem de segurança para os movimentos totais calculados, considerando as condições externas (temperatura e mudanças transitórias). Normalmente adota-se uma margem de 10% de carga nominal.

2.2. TENSÕES PRIMÁRIAS E SECUNDÁRIAS / RELAXAMENTO ESPONTÂNEO

Segundo a Norma ASME B31.3, classificam-se em dois grupos distintos as tensões que aparecem nas paredes de um tubo em consequência dos diversos carregamentos: tensões primárias (*primary stresses*) e tensões secundárias (*secondary stresses*). As tensões primárias são aquelas geradas pela imposição de cargas mecânicas (forças); ou seja, são tensões de compressão, tração, flexão, cisalhamento ou torção criadas no sistema devido à pressão interna ou externa, peso da tubulação, peso do isolamento, etc. Já, as tensões secundárias são as que resultam de restrições geométricas do sistema – estas restrições impedem ou limitam a livre dilatação e, assim, o movimento do tubo. Como característica, ao contrário da tensão primária, afirma-se que tendem a diminuir de intensidade com o passar do tempo (por meio do relaxamento espontâneo – processo lento e desigual ao longo da tubulação), porém são auto-limitantes já que o valor limite de escoamento do material é o valor máximo admissível. Pode, raramente, ocorrer ciclos de resfriamento e aquecimento rápidos, o que leva ao perigo de gerar trincas no material por fadiga térmica.

2.3. TENSÕES ADMISSÍVEIS

2.3.1 ANÁLISE ESTÁTICA

Conforme especificação técnica apresentada no Anexo I, a norma a ser utilizada para unidades de processo deve ser a ASME B31.3. O Item 302.3.5 desta prevê a análise dos seguintes casos:

a) Tensões Primárias

Neste caso, a soma das tensões oriundas do peso da tubulação, pressão interna ou externa, sobrecargas diversas (gelo, vento ou movimentos sísmicos), são comparadas às tensões admissíveis a quente (S_h) que estão presentes na Tabela A-1 da norma vigente conforme material selecionado para temperatura de projeto. Transcrevendo:

$$\sigma_R < S_h \cdot W_e \quad (2.1)$$

b) Tensões Secundárias

Para tensões oriundas da expansão térmica a norma vigente apresenta dois critérios: conservativo e liberal. As tensões calculadas, então, não devem exceder a tensão admissível devido à dilatação térmica (S_a). Transcrevendo:

$$\sigma_R < S_a \quad (2.2)$$

onde,

$$S_a < f(1.25S_c + 0.25S_h) , \text{ para critério conservativo} \quad (2.3)$$

$$S_a < f[1.25(S_c + S_h) - S_L] , \text{ para critério liberal} \quad (2.4)$$

Conforme descrito na Norma Petrobrás N-1673, o critério liberal só deve ser utilizado em circunstâncias específicas e com a aprovação da contratante. O fator f (*stress range factor*) é obtido a partir da Figura 302.3.5 da norma vigente e depende do número de ciclos térmicos (aquecimento – esfriamento) a que a tubulação será submetida. Para a tubulação em estudo está previsto no máximo uma parada por ano, ou seja, haverá apenas 20 ciclos térmicos durante a vida útil da tubulação. Portanto, considera-se $f = 1$.

c) Tensões Ocasionais

São aquelas decorrentes de cargas temporárias submetidas ao sistema durante uma pequena parcela de sua vida útil. Terremotos, tufões, golpes de aríete e abertura de válvulas de segurança são exemplos deste tipo de carga. As tensões calculadas não podem ultrapassar a tensão admissível (S_o), segundo apresentando na equação:

$$\sigma_R < S_o \quad (2.5)$$

onde,

$$S_o = 1.33S_h \quad (2.6)$$

Resumindo, para realização da análise estática, cada cenário em estudo deve ser verificado quanto aos seguintes casos:

- 1 (HYD) = (WW+H+HP) – Teste Hidrostático
- 2 (OPE) = (W+P1+T1+H) – Condições de Operação
- 3 (OPE) = (W+P1+T2+H) – Condições de Projeto
- 4 (SUS) = (W+P1+H) – Tensões Primárias
- 5 (EXP) = (T1) – Tensões Secundárias em Temperatura de Operação
- 6 (EXP) = (T2) – Tensões Secundárias em Temperatura de Projeto

Os casos de operação “(OPE)” (Tensões Primárias + Tensões Secundárias) não apresentam tensão admissível segundo a norma ASME B31.3 porém são calculados para verificação de cargas em suportes e bocais de equipamentos. No caso de teste hidrostático, as tensões calculadas são comparadas com a tensão de escoamento do material (S_y). Os valores para tensões admissíveis estão apresentados na Tabela 3-4.

2.3.2 ANÁLISE DINÂMICA

Para o caso de análise dinâmica, o programa CAESAR II segue a Norma IGE/TD/12 que apresenta requisitos específicos para avaliação de fadiga em sistemas de tubulação submetidos a carregamentos cíclicos. Somado a esta, a Norma ASME Seção II, Subseção NB e a Norma ASME Seção VIII Divisão 2 fornecem diretrizes pelas quais a avaliação de fadiga pode ser aplicada a tubulações e vasos de pressão. Estes procedimentos foram adaptados, onde possível, na metodologia aplicada pelo programa e podem ser descritos conforme os seguintes passos:

- a) Determinação das tensões admissíveis a partir das curvas de Fadiga x Ciclos conforme material selecionado. Para o caso em estudo, a tensão admissível foi retirada das tabelas 3.F.1 e 3.F.10 da ASME Seção VIII Divisão 2 para um período de 20 anos (Ver Tabela 3-1). Como poder ser visto na Figura 2-1, o número de ciclos utilizados deve ser igual ao total esperado para vida útil, pois tubulações industriais sofrem corrosão.

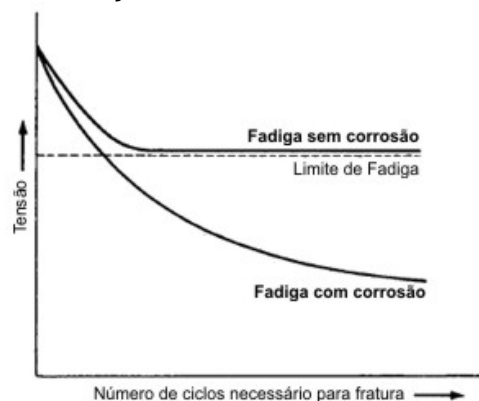


Figura 2-1 – Tensões Admissíveis para Materiais com e sem Corrosão

- b) Determinação dos tipos de carregamentos a serem avaliados por fadiga. Esta avaliação pode ser executada tanto para análises estáticas quanto dinâmicas. No caso de análise estática, a tubulação é avaliada quanto à fadiga térmica. A análise de fadiga dinâmica é realizada aplicando-se uma força ou deslocamento associados a uma determinada frequência.

- c) O Cálculo da Tensão de Fadiga é realizado diretamente pelo programa através da equação geral da dinâmica de movimento (Equação 3.1). O método está apresentado no Item 3.5.
- d) Finalizando, cabe lembrar que esta análise abrange apenas tensões devido a carregamentos mecânicos nas tubulações. Tensões geradas no casco do vaso não serão estudadas nesta análise.

Na análise estática, a tensão é computada de pico-a-pico e pode ser comparada diretamente com as admissíveis conforme a Norma ASME Seção VIII Divisão 2. No caso de análises dinâmicas a tensão é calculada de zero-a-pico e, então, para ser comparada, a tensão admissível deve ser dividida por dois.

3. METODOLOGIA

3.1. MODELAGEM COMPUTACIONAL

Para solucionar o problema foi utilizado o *software* comercial CAESAR II 5.10 (www.coade.com) desenvolvido pela empresa COADE. O programa CAESAR II é utilizado para avaliar estruturalmente tubulações industriais de acordo com as normas vigentes, sendo este o *software* mundialmente mais utilizado para avaliação mecânica de tubulações industriais.

Efeitos não lineares decorrentes de levantamento de suportes, folga de guias e atrito, são considerados nos cálculos do programa. CAESAR II também seleciona suportes de mola apropriados para cada sistema de tubulação que apresente deslocamentos verticais. Este, igualmente possui a capacidade de executar análises dinâmicas como: Análise Modal, Análise Harmônica, Espectro de Resposta e Fadiga.

A modelagem é feita de ponto a ponto, sendo que cada ponto (nó) recebe um número de identificação conforme pode ser observado no Apêndice I.

3.2. LEVANTAMENTO DE CAMPO

Realizou-se uma medição de campo para obter a frequência de vibração da linha cujo resultado foi de 3,5 Hz, mas infelizmente não foi possível obter a amplitude de vibração devido à limitação do aparelho utilizado. Percebeu-se que a fonte de vibração estava localizada logo abaixo da ancoragem e era decorrente de duas curvas sucessivas, uma de 45 graus e outra de 90 graus, representadas pelos nós 210 e 220. A medição da vibração foi executada pela Disciplina de Processo da Refap.

Conhecida a frequência de excitação que a linha estava sofrendo devido à presença de fluxo bifásico, foi estimada a força que o fluido estava realizando na sequência de curvas. Estas forças foram calculadas através das equações de quantidade de movimento de acordo com a velocidade do fluido e sua densidade, tendo sua magnitude estimada em 850 kgf.

Estes efeitos foram passados para o programa através da imposição de uma vibração forçada. O método utilizado para análise harmônica bem como as forças impostas estão descritos no item 3.5 e Tabela 3-6, respectivamente.

3.3. SOLUÇÕES PROPOSTAS

No intuito de diminuir os efeitos vibratórios, foram propostas soluções através da utilização de guias transversais localizadas entre o trecho de tubulação representado pelos nós 130 a 210 conforme apresentado no isométrico de flexibilidade (Apêndice I Anexo I). Após uma série de discussões, dois cenários (B e C) foram escolhidos para a resolução do problema. São eles:

- Cenário A: Sem Guias, conforme campo (Figura 3-1)

- Cenário B: Colocação de uma guia no nó 200 (Apêndice II)
- Cenário C: Colocação de duas guias, uma no nó 180 e outra no nó 200 (Apêndice II)

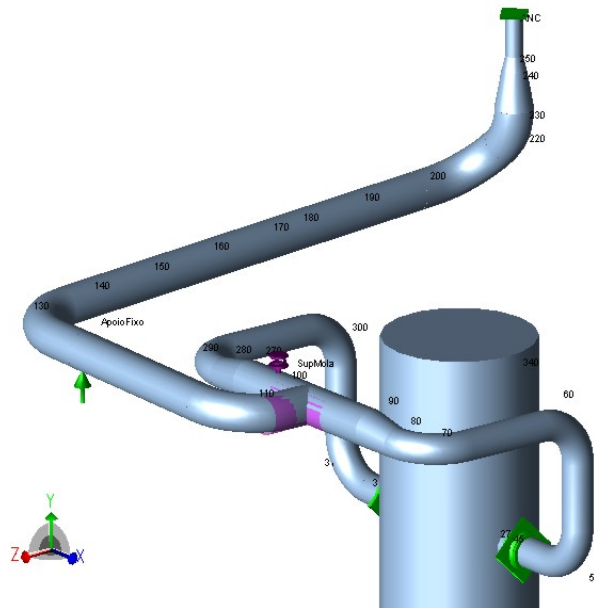


Figura 3-1 – Arranjo de Tubulação (Cenário A – Conforme Campo)

Conforme exigência da norma Petrobras N-1673, todos os cenários propostos devem apresentar tensões primárias e secundárias dentro do admissível da Norma ASME B31.3 e os esforços nos Bocais 1A e 1B da Torre U-706001 devem estar dentro dos admissíveis apresentados pelo fabricante. No intuito de validar esta exigência foi realizada uma análise de tensões estática para todos os cenários em estudo. Fizeram-se, então, comparativos entre o modelo apresentado em campo (Cenário A) e as soluções apresentadas nos Cenários B e C.

3.4. DADOS DE ENTRADA

Abaixo estão listados os principais dados de entrada utilizados pelo programa para analisar os dois cenários propostos.

- Fluido de Processo

Tabela 3-1 – Fluido de Processo

Fluido	Temperatura	Densidade
	(°C)	(kg/m ³)
ÁGUA	20	1000
DIESEL + VAPOR	110	850

- Material da Tubulação

Tabela 3-2 – Tensões Admissíveis para Casos de Operação, Projeto e Teste Hidrostático

Material	DN	Espessura de Parede	Isolamento	Eficiência da Solda	Sobre-espessura de corrosão
	(in)	(mm)	(mm)	-	(mm)
API 5L B	20	6,35	63	1,0	1,6
API 5L B	16	6,35	63	1,0	1,6
API 5L B	8	6,35	63	1,0	1,6

Conforme Tabela 302.3.4 da norma ASME B31.3, tubos com costura totalmente radiografados apresentam eficiência de solda igual a 1.

- Temperaturas

Tabela 3-3 – Dados de Processo para os Casos de Operação, Projeto e Teste Hidrostático

Número da Linha	Dados de Projeto		Teste Hidrostático	
	T1 / T2(°C)	P1/P2(kgf/cm ²)	Temp.(°C)	Pres.(kgf/cm ²)
16"-0706-P-0001-Ba-IQ	110 / 140	VT / 4	20	6
16"-0706-P-0002-Ba-IQ	110 / 140	VT / 4	20	6

- Tensões admissíveis

Tabela 3-4 – Tensões Admissíveis para Casos de Operação, Projeto e Teste Hidrostático

Material	Temperatura (°C)	Sc (kgf/cm ²)	Sh (kgf/cm ²)	Sa (kgf/cm ²)	Sy (kgf/cm ²)
API 5L B	110	1406,14	1406,14	2109,21	2460,74
API 5L B	140	1406,14	1406,14	2109,21	2460,74

- Suporte de Mola

Tabela 3-5 – Constantes de Mola

TAG	Carga Fria (kgf)	Carga Quente (kgf)	Constante de Mola (kgf/m)	Deslocamento Vertical (mm)
SM-00005	1840	1626	28573.000	7,47 mm

- Carga Dinâmica

Conforme observado em campo, a fonte de vibração na linha em estudo estava localizada na sequência de curvas representadas pelos nós 210 e 220. O comportamento desta vibração foi imposto no nó 210 para as direções X e Y conforme mostrado na Tabela 3-6.

A força de reação repassada pela Disciplina de Processo da Refap (850 kgf) foi decomposta em dois vetores com magnitude de 602 kgf. A linha não apresentava movimentação aparente na direção Z.

Tabela 3-6 – Carga dinâmica imposta a tubulação

Força (kgf)	Frequência (Hz)	Incremento	Ângulo de fase	Nó	Direção
602	3.4 a 6	0.1	0	210	X
602	3.4 a 6	0.1	0	210	Y

Para os resultados apresentados no Item 4, utilizou-se a frequência medida em campo de 3,5 Hz. O tempo de vida útil estimado foi de 20 anos (2207520000 de ciclos).

3.5. MÉTODO UTILIZADO

Segundo manuais do programa CAESAR II 5.10, o mesmo utiliza a Equação Geral de Dinâmica do Movimento para avaliar problemas de vibrações harmônicas.

$$M\ddot{x}(t) + C\dot{x}(t) + Kx(t) = F(t) \quad (3.1)$$

onde,

$$x(t) = A \cdot \cos(\omega \cdot t + Q_x) \quad (3.2)$$

A Matriz de Massa do Sistema $[M]$ e a Matriz de Rigidez $[K]$ são calculadas diretamente pelo programa conforme o arranjo de tubulação, materiais, restrições e massas envolvidas. No caso em estudo, a Matriz de Amortecimento do Sistema $[C]$ é de ordem zero, pois o sistema não possui amortecedores.

Sendo a aceleração a segunda derivada da função deslocamento em relação ao tempo:

$$\ddot{x}(t) = -Aw^2 \cos(\omega t + Q_x) \quad (3.3)$$

Inserindo esta equação de volta para equação básica de dinâmica do movimento, obtêm-se:

$$-MAw^2 \cos(\omega t + Q_x) + KA \cos(\omega t + Q_x) = F \cos(\omega t + Q_x) \quad (3.4)$$

Dividindo ambos os lados da equação por $\cos(\omega t + Q_x)$,

$$-MAw^2 + KA = F \quad (3.5)$$

Reordenando a equação,

$$(K - Mw^2)A = F \quad (3.6)$$

Esta é exatamente a mesma equação utilizada para resolver problemas lineares (estáticos) em sistemas de tubulação. Um ponto interessante desta equação é que cada solução no tempo para uma dada frequência independe do ângulo de fase a que as cargas ou deslocamentos serão submetidos. Os resultados obtidos pela mesma apresentam a máxima resposta dinâmica do sistema. Entretanto, duas considerações devem ser observadas:

Quando existe amortecimento no sistema, a equação harmônica só pode ser resolvida se a matriz de amortecimento $[C]$ puder ser definida como a soma das massas e rigidezes, como por exemplo:

$$[C] = a[M] + b[K] \quad (3.7)$$

Na análise modal, a relação entre a razão de amortecimento crítica (C_c) e as constantes a e b são dadas como:

$$C_c = \left(\frac{a}{2\omega_n} + \frac{b\omega_n}{2} \right) \quad (3.8)$$

Em problemas práticos, “ a ” é muito pequeno e pode ser ignorado. Então a definição da constante b ser reduz a:

$$b = \frac{2C_c}{\omega_n} \quad (3.9)$$

Se múltiplos casos de carregamentos harmônicos ocorrerem simultaneamente e estiverem fora de fase, a resposta do sistema é dada pela soma das respostas de cada carregamento. Neste caso, uma solução absoluta não poderia ser encontrada. Entretanto, a solução para cada caso e suas somas pode ser encontrada para vários espaços de tempo com o intuito de determinar qual ângulo de fase representa o comportamento mais crítico do sistema. Alternativamente, o programa CAESAR II é capaz de selecionar o par de frequência/fase que maximiza o deslocamento do sistema.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1. REAÇÕES NOS BOCAIS DO VASO (ANÁLISE ESTÁTICA)

As tabelas abaixo apresentam os esforços oriundos da tubulação segundo as soluções propostas (Cenários B e C) para os casos de Operação, Projeto e Teste Hidrostático comparados aos admissíveis repassados pelo fabricante da Torre U-706001. As tensões devido à expansão térmica não são comparadas, pois estas não ocorrem fisicamente.

Um comparativo destes esforços com o Cenário A foi realizado com o intuito de verificar possíveis alterações significativas, como pode ser visto na Figura 4-1.

Tabela 4-1 – Esforços no Bocal 1A para o Cenário B (Nó 40)

CENÁRIO A	FX (kgf)	FY (kgf)	FZ (kgf)	MX (kgf.m)	MY (kgf.m)	MZ (kgf.m)
1 (HYD)	-37	-913	7	129.6	-50.3	-737.9
2 (OPE)	53	-991	-90	164.4	213.0	-817.3
3 (OPE)	79	-1014	-87	240.0	273.2	-837.2
4 (SUS)	-38	-908	8	121.4	-53.4	-730.7
Admissível	1851	1542	1542	864	1037	1037

Tabela 4-2 – Esforços no Bocal 1B para o Cenário B (Nó 320)

CENÁRIO A	FX (kgf)	FY (kgf)	FZ (kgf)	MX (kgf.m)	MY (kgf.m)	MZ (kgf.m)
1 (HYD)	43	-666	53	15.6	71.9	446.4
2 (OPE)	72	-1015	-11	302.6	56.7	753.0
3 (OPE)	68	-1121	14	473.2	64.2	855.8
4 (SUS)	44	-667	54	12.1	75.4	447.1
Admissível	1851	1542	1542	864	1037	1037

Tabela 4-3 – Esforços no Bocal 1A para o Cenário C (Nó 40)

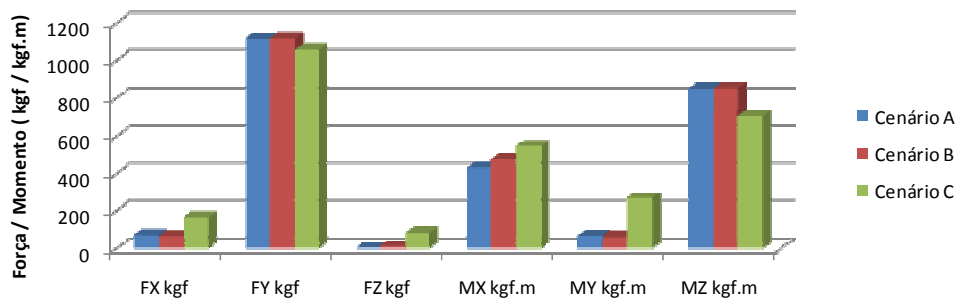
CENÁRIO C	FX (kgf)	FY (kgf)	FZ (kgf)	MX (kgf.m)	MY (kgf.m)	MZ (kgf.m)
1 (HYD)	-37	-913	7	129.8	-50.4	-737.8
2 (OPE)	121	-1048	-144	138.1	362.4	-933.3
3 (OPE)	179	-1094	-166	194.3	491.5	-1003.3
4 (SUS)	-38	-909	8	122.8	-52.9	-732.1
Admissível	1851	1542	1542	864	1037	1037

Tabela 4-4 – Esforços no Bocal 1B para o Cenário C (Nó 320)

CENÁRIO C	FX (kgf)	FY (kgf)	FZ (kgf)	MX (kgf.m)	MY (kgf.m)	MZ (kgf.m)
1 (HYD)	44	-665	53	15.7	72.4	445.5
2 (OPE)	138	-968	40	357.5	198.0	648.6
3 (OPE)	165	-1055	85	545.2	269.6	704.8
4 (SUS)	45	-667	53	12.8	75.1	446.8
Admissível	1851	1542	1542	864	1037	1037

Conforme pode ser observado nas tabelas acima, os esforços nos bocais para os cenários B e C estão dentro dos admissíveis pelo fabricante da Torre.

(a)



(b)

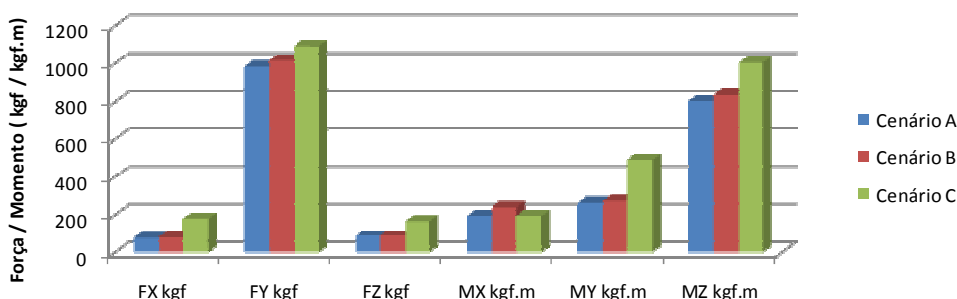


Figura 4-1 – Esforços nos Bocais 1A(a) e 1B(b) para os Cenários A, B e C (caso de projeto).

Através da Figura 4-1 pode-se observar que a utilização de guias transversais não elevou os esforços nos Bocais 1A e 1B significativamente.

4.2. ANÁLISE DE TENSÕES ESTÁTICAS

• TENSÕES PRIMÁRIAS

A Figura 4-2 a seguir mostra as tensões primárias comparadas com a admissível para a condição de projeto dentro dos Cenários A, B e C ao longo de todo o trecho de tubulação em estudo.

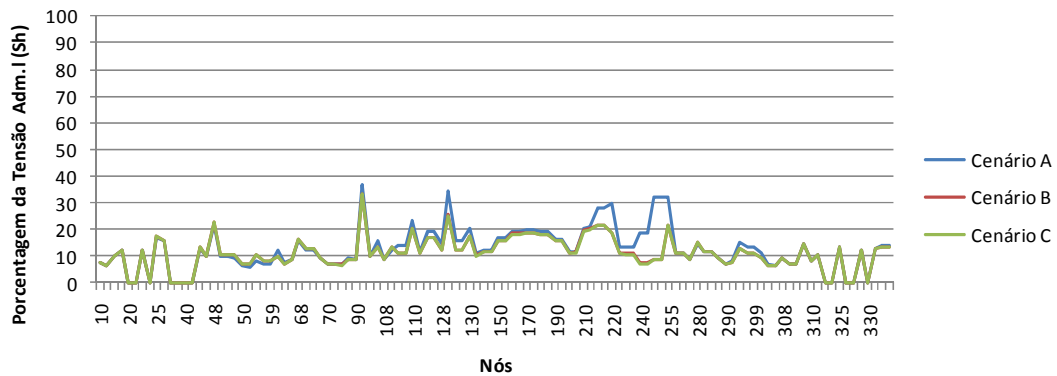


Figura 4-2 – Tensões Primárias x Tensões Admissíveis para os Cenários A, B e C

Com base na Figura 4-2 acima, infere-se que as tensões primárias (oriundas do peso e pressão interna) estão em patamares inferiores a 40% do admissível segundo Norma ASME B31.3.

• TENSÕES SECUNDÁRIAS

A Figura 4-3 a seguir mostra as tensões secundárias comparadas com a admissível para as condições de projeto dentro dos Cenários A, B e C ao longo de todo o trecho de tubulação em análise.

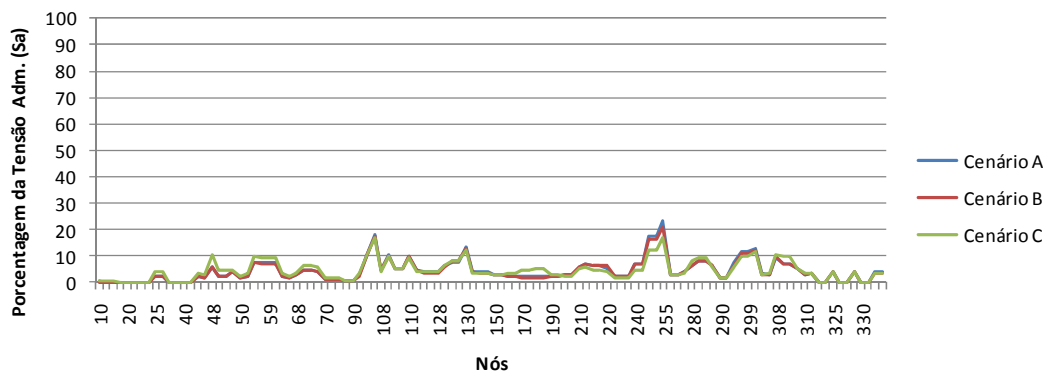


Figura 4-3 – Tensões Secundárias x Tensões Admissíveis para os Cenários A, B e C

Com base na Figura 4-3 acima, infere-se que as tensões secundárias (oriundas da expansão térmica) estão em patamares inferiores a 30% do admissível segundo Norma ASME B31.3.

4.3. FREQUÊNCIAS NATURAIS DO MODELO

Através de análise modal realizada para o modelo em campo (Cenário A) constatou-se que a frequência natural de 3,508 Hz apresentava um modo de vibração muito semelhante ao

encontrado em campo. A Tabela 4-5 apresenta as 10 primeiras frequências naturais para a tubulação em estudo dentro dos Cenários A, B e C.

Tabela 4-5 – Frequências Naturais do Modelo em Estudo

Modo	Cenário A (Hz)	Cenário B (Hz)	Cenário C (Hz)
1	2.69	2.745(*)	3.576
2	3.508(*)	3.573	4.223(*)
3	4.318	4.416	4.449
4	4.659	4.658	5.02
5	5.362	5.395	5.529
6	6.943	7.379	7.402
7	7.621	7.657	7.724
8	8.112	11.806	11.853
9	12.232	12.549	12.551
10	12.553	14.065	14.089

Os modos de vibração que mais se assemelharam ao encontrado em campo para as soluções propostas foram os modos 1 e 2 para os Cenários B e C (*), respectivamente. Observa-se que a frequência natural do Cenário B baixou sua magnitude para o modo de vibração encontrado em área. Debatendo com a Disciplina de Processo da Refap, certificou-se que esta diminuição não geraria um problema visto que a unidade estava trabalhando no limite mais baixo de sua produção. Segundo os mesmos, com o aumento da produção a frequência de excitação tenderia a aumentar.

4.4. DESLOCAMENTOS DEVIDO À VIBRAÇÃO

Deslocamentos devido à excitação foram computados em três pontos (nós 100, 130 e 210) para cada cenário em estudo. A Figura 4-3 apresenta o comparativo da amplitude destes deslocamentos para o ângulo de fase de maior sollicitação.

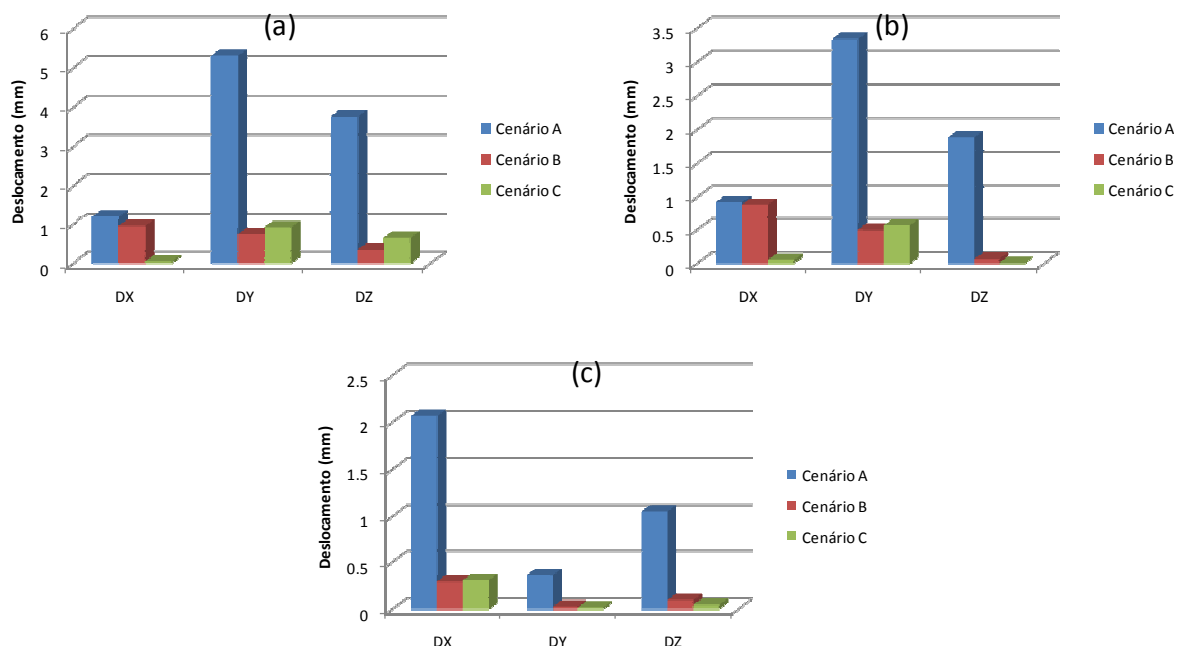


Figura 4-4 – Deslocamentos nos Nós 100(a), 130(b) e 210(c) Devido à Excitação Imposta

Como pode ser observado na Figura 4-4, os Cenários propostos (B e C) diminuíram consideravelmente a amplitude de vibração apresentada pelo cenário A (conforme campo). Também se pode observar que a diferença entre os Cenários B e C apenas se mostrou significativa para a direção x do nó 100.

4.5. ESFORÇOS NOS BOCAIS DEVIDO À VIBRAÇÃO IMPOSTA

Abaixo, as Figuras 4-5 e 4-6 apresentam um comparativo das forças geradas nos Bocais da Torre T-706001 oriundas de cargas dinâmicas impostas pela vibração forçada.

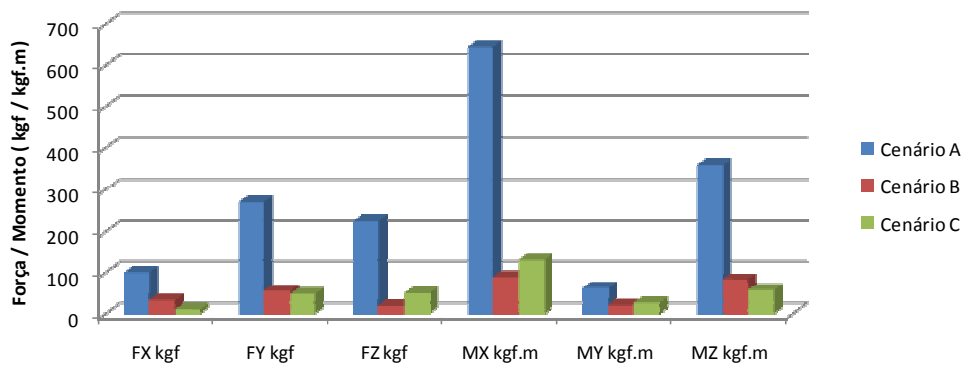


Figura 4-5 – Reações no Bocal 1A Devido à Vibração Imposta para os Cenários A, B e C.

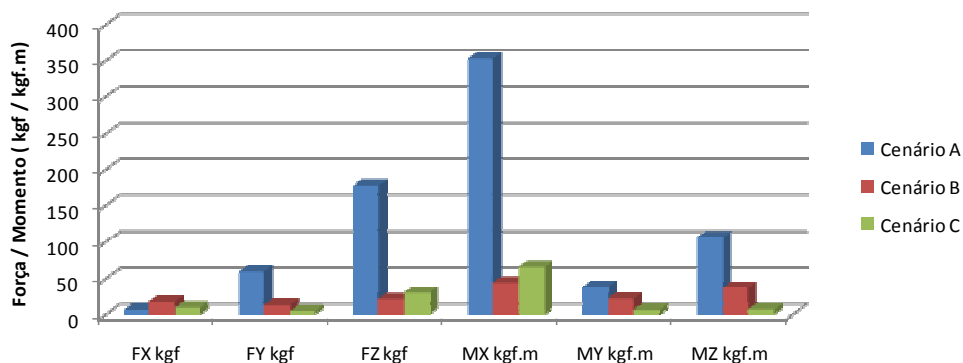


Figura 4-6 – Reações no Bocal 1B Devido à Vibração Imposta para os Cenários A, B e C.

Através da Figura 4-5 e da Figura 4-6, conclui-se que a utilização de guias transversais reduz drasticamente os esforços gerados pela vibração imposta nos Bocais 1A e 1B. Também pode ser observado que não existe uma variação significativa entre a utilização de uma ou duas guias conforme proposto pelos cenários B e C, respectivamente.

Em comum acordo com os Departamentos de Engenharia da Refap, decidiu-se que se a análise de fadiga para utilização de uma guia fosse validada, o cenário B deveria ser adotado mesmo que o cenário C obtivesse melhores resultados. Os máximos esforços nos bocais dentro dos cenários propostos foram enviados ao fabricante da Torre para que o mesmo pudesse avaliar o equipamento quanto à fadiga.

4.6. TENSÕES DEVIDO À VIBRAÇÃO

Tendo em vista que a Unidade de Secagem de Diesel estava trabalhando no limite mais baixo de produção e que a frequência de excitação poderia aumentar com o aumento da produção, analisou-se a força calculada para frequências de vibração variando de 3.4 a 6 Hz. A Figura 4-7 apresenta a porcentagem da tensão admissível para ângulo de fase crítico calculado diretamente pelo programa CAESAR II 5.10.

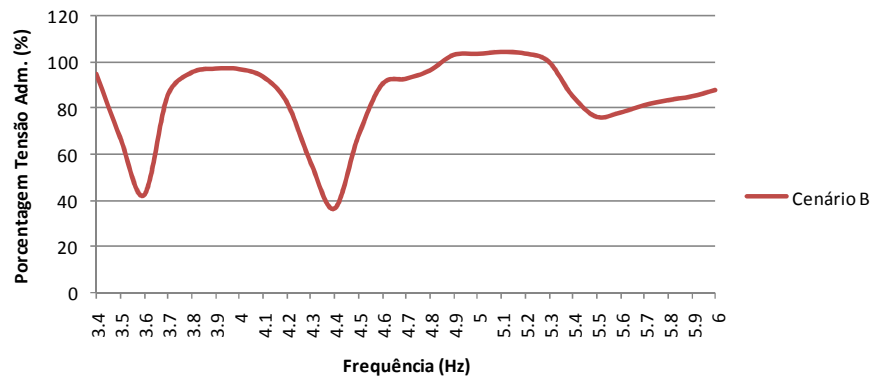


Figura 4-7 – Máxima Tensão versus frequência

Conforme mostrado na Figura 4-7, para a magnitude e direções da força imposta o sistema apresentaria vida útil de 20 anos desde que a linha não sofra excitações com frequências superiores a 4,8 Hz.

4.7. REAÇÕES NA GUIA

Estando aprovado o Cenário B por todos os critérios (estático e dinâmico), calcularam-se as cargas geradas na guia transversal proposta para que a Disciplina de Civil pudesse verificar se estas não gerariam fadiga na estrutura existente bem como projetar um suporte resistente as mesmas.

Tabela 4-6 – Cargas na Guia Transversal

Nó 200	FX (kgf)	FY (kgf)	FZ (kgf)
Análise Dinâmica	269.00	1.00	0.00
Análise Estática	417.68	123.75	19.67
Din.+Est.	686.68	124.75	19.67

5. CONCLUSÕES

Neste trabalho se realizaram simulações estáticas, análises modais e dinâmicas, da tubulação em estudo conforme normas vigentes; realizaram-se comparações entre os Cenários propostos a fim de verificar e validar os mesmos. No decorrer do trabalho se obtiveram as seguintes conclusões:

- O modo de vibração computado pelo modelo computacional para a frequência natural de 3,508 Hz apresentava o mesmo comportamento do encontrado em campo. Isto

mostrou a necessidade de alterar as frequências naturais do sistema para evitar a ocorrência de ressonância.

- Todos os Cenários em estudo apresentaram tensões dentro das admissíveis segundo a norma ASME B31.3 para análises estáticas.
- Os esforços estáticos calculados estão dentro dos admissíveis apresentados pelo fabricante da Torre U-706001.
- A utilização de uma guia (Cenário B) se mostrou eficiente para solução do problema.
- As tensões encontradas para vibração imposta, dentro do Cenário B, estão dentro das admissíveis da Norma ASME VIII Div. 2 para um período de vida útil de 20 anos, desde que a frequência de aplicação desta carga não ultrapasse o valor de 4,8 Hz.

Contudo, conclui-se que se o fabricante do equipamento (Torre U-706001) aprovar quanto à fadiga as cargas nos bocais calculadas neste trabalho e a disciplina de civil constatar que estrutura existente está apta a receber os efeitos da vibração, a tubulação em estudo pode ser considerada aprovada para um tempo de serviço de 20 anos.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Fórum COADE (www.coade.com)

Manuais do Programa CAESAR II 5.10 (<http://www.coade.com/AllProductDownloads/PD>)

PETROBRÁS N-1673 - CRITÉRIOS DE CÁLCULO MECÂNICO DE TUBULAÇÃO Rev. D

PETROBRÁS N-0073 – MATERIAIS DE TUBULAÇÃO Rev. F

PIPEWORK STRESS ANALYSIS FOR GAS INDUSTRY PLANT, IGE/TD/12 Edition 2, Communication number 1681.


SILVA TELLES, P. C. Tubulações Industriais – Cálculo. 9ª Ed. Livros Técnicos e Científicos Editora S.A. 2006.

THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS (ASME). ASME Boiler and Pressure Piping, B31.

THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS (ASME). Process Piping, B31.3

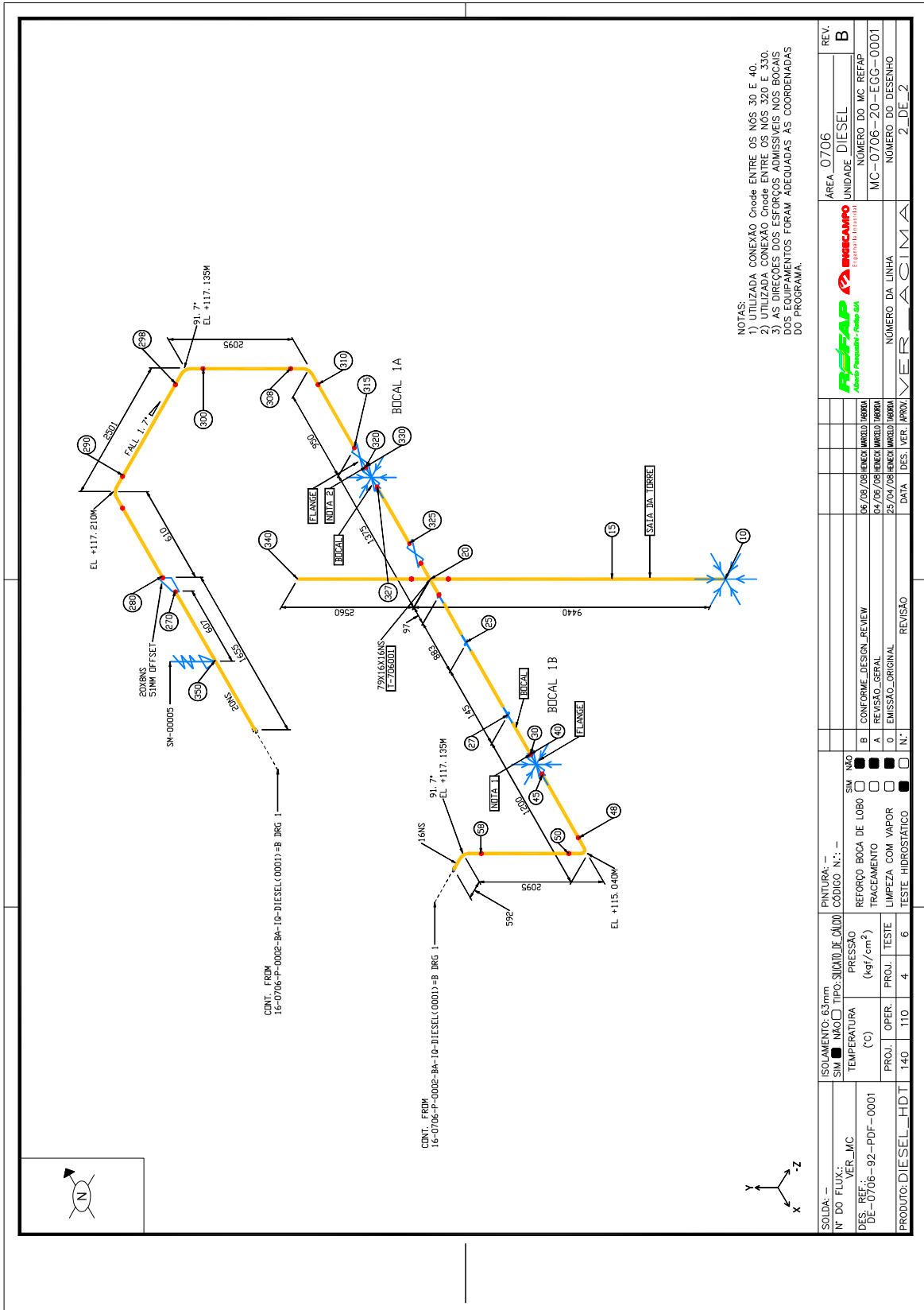
THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS (ASME). ASME Boiler and Pressure Vessel Code – Section VIII, Div. 2 – Rules for Construction of Pressure Vessels.

Anexo I

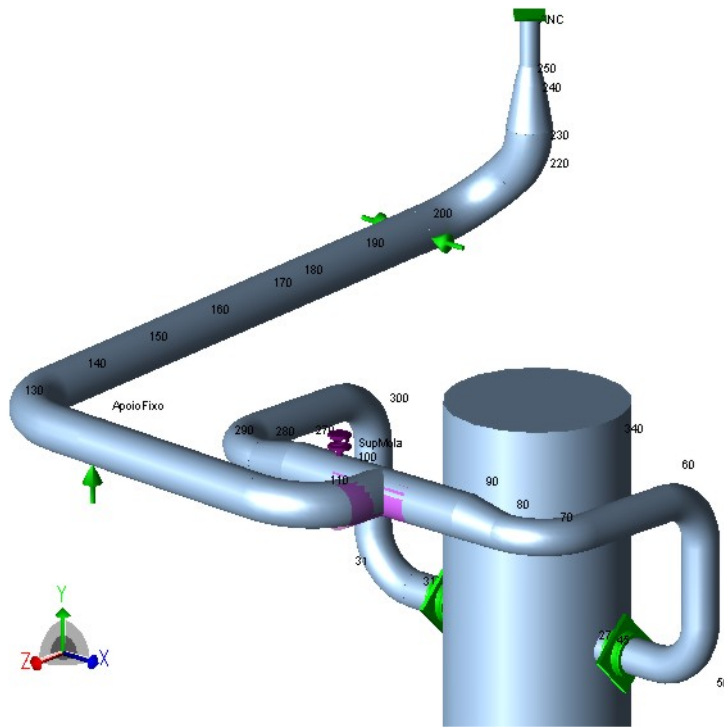
 PETROBRAS		MATERIAIS DE TUBULAÇÃO			N-76F		
		NORMA BÁSICA ASME B31.3/B31.4	CLASSE 150 FR	MATERIAL DO TUBO Aço-carbono	PADRONIZAÇÃO Ba		
		TEMP. MÁXIMA: 400 °C TEMP. MÍNIMA: 0 °C			Dezembro/2004 Enenda Fev/2007		
SERVIÇO: Processos gerais com hidrocarbonetos, álcool.				CORROSÃO ADM. 1,6 mm			
MAT.	DIÂMETRO		CLASSE OU ESP.	EXTR.	DESCRIÇÃO (Ver norma N-1693)	CÓDIGO	
	DE	ATÉ					
V Á L V U L A S (N-2668)	BLOQUEIO (73)	1/2"	1 1/2"	800	ES	VGA de AFO ASTM A105, obtur. e sede de AISI 410, HARE, CA, ISO 15761 (API 602).	VGA-800-01
		2"	12"	150	FLG FR	VGA de AFU ASTM A216 Gr WCB, obtur. e sede de AISI 410, HARE, CA, ISO 10434 (API 600).	VGA-150-01
		14"	36"	150	FLG FR	Idem, c/engr. de redução.	VGA-150-01
		42"	-	150	FLG FR	Idem, API 600, ASME B16.47, BS 1414.	VGA-150-01
		1/2"	1 1/2"	800	ES	VES de AFO ASTM A105, obtur. AISI 410, sede resiliente, testada a fogo, ISO 17292. (73)(90)	VES-800-02
		2"	4"	150	FLG FR	VES de AFU ASTM A216 Gr WCB, obtur. AISI 410, sede resiliente, ISO 14313 (API 6D). (75)(90)	VES-150-01
	REGULAGEM	6"	30"	150	FLG FR	Idem, c/engr. de redução. (75)(90)	VES-150-01
		2"	8"	150	FLG FR	VMA de AFU ASTM A216 Gr WCB, obtur. retrátil c/ anel resiliente, não lubrificada, duplo bloqueio e dreno, ISO 14313 (API 6D). (90)	VMA-150-02
		10"	24"	150	FLG FR	Idem, c/engr. de redução. (90)	VMA-150-02
		1/2"	1 1/2"	800	ES	VGL de AFO ASTM A105, obtur. e sede de AISI 410, HARE, CA, ISO 15761 (API 602).	VGL-800-01
		2"	12"	150	FLG FR	VGL de AFU ASTM A216 Gr WCB, obtur. e sede de AISI 410, HARE, CA, BS 1873.	VGL-150-01
		RETEÇÃO	1/2"	1 1/2"	800	ES	VRE tipo pistão de AFO ASTM A105, obtur. e sede de AISI 410, TAP, ISO 15761 (API 602).
2"	24"		150	FLG FR	VRE tipo portinhola de AFU ASTM A216 Gr WCB, obtur. e sede de AISI 410, TAP, BS 1868.	VRE-150-01	
TUBOS (N-2793)	1/2" 2" 8" 14" 16" 24" 36"	1 1/2" 6" 12" - 0,250" 30" 42"	SCH 160 SCH 40 SCH 20 - 0,250" PC 0,375" PC Calcular	PL PC PC PC PC PC PC	AC API 5L Gr B PSL1, SC, ASME B36.10. (70)(74) AC API 5L Gr B PSL1, SC ou CC, ASME B36.10. (74) Idem. (74) Idem. (74) AC API 5L Gr B PSL1, CC, ASME B36.10. (74) Idem. (74) Idem. (52)(74)	T-02 T-02 T-02 T-02 T-02 T-02 T-02	
NIPLES (N-2799)	1/2" 1/2" 1/2"	1 1/2" 1 1/2" 1 1/2"	SCH 160 SCH 160 SCH 160	AEP/UER AEP AEP	Niple Reto, ASTM A106 Gr B, SC, ASTM A733. (92) Niple Red. C., ASTM A234 Gr WPB, SC, MSS SP-95. Niple Red. E., ASTM A234 Gr WPB, SC, MSS SP-95.	N-02 N-03 N-04	
CONEXÕES (N-2794)	1/2" 2"	1 1/2" 42"	6000 (8)	ES PC	AFO ASTM A105, ASME B16.11. (82) AC ASTM A234 Gr WPB, ASME B16.9. (8)(82)	CXX-02 CXX-03	
FLANGES (N-2795)	1/2" 2" 26" 42" 1/2" 26" 42" 2"	1 1/2" 24" 36" - 24" 36" - 24"	150 150 150 150 150 150 150 300	ES FR PE FR PE FR PE FR CE FR CE FR CE FR OR FR	AFO ASTM A105, ASME B16.5. (8) Idem. (8) AFO ASTM A105, ASME B16.47 serie A. (8) AFO ASTM A105, ASME B16.47 serie B. (8) AFO ASTM A105, ASME B16.5. AFO ASTM A105, ASME B16.47 serie A. AFO ASTM A105, ASME B16.47 serie B. AFO ASTM A105, ASME B16.36. (8)	F-150-J2 F-150-K2 F-150-K2 F-150-K2 F-150-L2 F-150-L2 F-150-L2 F-300-M2	
PARAF. (N-2796)	1/2"	42"	-	-	Tipo estojo, AL ASTM A193 Gr B7, porcas ASTM A194 Gr 2H, Hex. série pesada. (11), ASME B16.5.	P-150-01	
JUNTAS (N-2797)	1/2" 8"	6" 42"	4,4 mm 4,4 mm	FR FR	Espiralada, AISI 304, enchim. grafite flexível, anel externo em AC, ASME B16.20. Idem, c/ anel interno em AISI 304.	J-150-02 J-150-03	

Dezembro/2004 Emenda Fev/2007		N-76f Ba																																																																																																																																																																																																												
TABELA DE DERIVAÇÕES	<p>LINHA TRONCO</p> <table border="1" style="width:100%; border-collapse: collapse; text-align: center;"> <tr> <td><2"</td><td>2"</td><td>2 1/2"</td><td>3"</td><td>4"</td><td>6"</td><td>8"</td><td>10"</td><td>12"</td><td>14"</td><td>16"</td><td>18"</td><td>20"</td><td>24"</td><td>>24"</td> <td>RAMAIS</td> </tr> <tr> <td>A</td><td colspan="4">E</td><td colspan="10">F</td><td><2"</td> </tr> <tr> <td>A</td><td>A</td><td colspan="3"></td><td colspan="10">H</td><td>2"</td> </tr> <tr> <td>A</td><td>A</td><td>A</td><td colspan="2"></td><td colspan="10">C ou G</td><td>2 1/2"</td> </tr> <tr> <td>A</td><td>A</td><td>A</td><td>A</td><td colspan="2"></td><td colspan="10"></td><td>3"</td> </tr> <tr> <td>A</td><td>A</td><td>A</td><td>A</td><td>A</td><td colspan="2"></td><td colspan="10"></td><td>4"</td> </tr> <tr> <td>A</td><td>A</td><td>A</td><td>A</td><td>A</td><td>A</td><td colspan="2"></td><td colspan="10"></td><td>6"</td> </tr> <tr> <td>A</td><td>A</td><td>A</td><td>A</td><td>A</td><td>A</td><td>A</td><td colspan="2"></td><td colspan="10"></td><td>8"</td> </tr> <tr> <td>A</td><td>A</td><td>A</td><td>A</td><td>A</td><td>A</td><td>A</td><td>A</td><td colspan="2"></td><td colspan="10"></td><td>10"</td> </tr> <tr> <td>A</td><td>A</td><td>A</td><td>A</td><td>A</td><td>A</td><td>A</td><td>A</td><td>A</td><td colspan="2"></td><td colspan="10"></td><td>12"</td> </tr> <tr> <td>A</td><td>A</td><td>A</td><td>A</td><td>A</td><td>A</td><td>A</td><td>A</td><td>A</td><td>A</td><td colspan="2"></td><td colspan="10"></td><td>>12"</td> </tr> </table> <p>CONVENÇÕES</p> <p>A - TÊ B - BOCA-DE-LOBO C - COLAR DE TOPO D - COLAR ROSCADO E - COLAR DE ENCAIXE F - MEIA-LUVA G - BOCA-DE-LOBO COM REFORÇO H - CALCULAR I - REFORÇO INTEGRAL</p>	<2"	2"	2 1/2"	3"	4"	6"	8"	10"	12"	14"	16"	18"	20"	24"	>24"	RAMAIS	A	E				F										<2"	A	A				H										2"	A	A	A			C ou G										2 1/2"	A	A	A	A													3"	A	A	A	A	A													4"	A	A	A	A	A	A													6"	A	A	A	A	A	A	A													8"	A	A	A	A	A	A	A	A													10"	A	A	A	A	A	A	A	A	A													12"	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A													>12"	
<2"	2"	2 1/2"	3"	4"	6"	8"	10"	12"	14"	16"	18"	20"	24"	>24"	RAMAIS																																																																																																																																																																																															
A	E				F										<2"																																																																																																																																																																																															
A	A				H										2"																																																																																																																																																																																															
A	A	A			C ou G										2 1/2"																																																																																																																																																																																															
A	A	A	A													3"																																																																																																																																																																																														
A	A	A	A	A													4"																																																																																																																																																																																													
A	A	A	A	A	A													6"																																																																																																																																																																																												
A	A	A	A	A	A	A													8"																																																																																																																																																																																											
A	A	A	A	A	A	A	A													10"																																																																																																																																																																																										
A	A	A	A	A	A	A	A	A													12"																																																																																																																																																																																									
A	A	A	A	A	A	A	A	A	A													>12"																																																																																																																																																																																								
LIMITES DE PRESSÃO E TEMPERATURA	<p style="text-align: center;">Limite para VES (90)</p>																																																																																																																																																																																																													
RELAÇÃO DE NOTAS	<p>8- Espessura de acordo com o tubo de diâmetro correspondente.</p> <p>11- Para ambientes com salinidade utilizar estojos e porcas revestidos com zinco níquel (Zn-Ni) ASTM B 841, Classe 1, Tipo B/E, Grau 5 a 8, c/alívio de tensões e de hidrogenio, conforme normas ASTM B 849 e ASTM B 850.</p> <p>52- As espessuras dos tubos e reforços da boca-de-lobo, para essa faixa de diâmetros, devem ser calculadas para a pressão e temperatura de projeto da linha, conforme a norma básica de projeto (ASME B31.3/B31.4 ou B31.8), buscando minimizar a variedade de espessuras para um mesmo diâmetro. Essas espessuras devem ser necessariamente registradas na folha de dados de tubulação.</p> <p>70- Utilizar diâmetro 1/2" somente para conexões de flanges de orifício; diâmetro 3/4" para drenos e suspiros; diâmetro mínimo de 1" para tubulações de processo em serviços críticos e perigosos conforme definido na norma PETROBRAS N-57.</p> <p>73- Utilizar o tipo da válvula de bloqueio definido no fluxograma de engenharia, seguindo os critérios da norma PETROBRAS N-1693.</p> <p>74- As espessuras padronizadas para os tubos correspondem ao maior valor obtido dentre as normas básicas indicadas. No caso do ASME B31.8 foram adotados: E=1; F=0,5; T=1.</p> <p>75- Onde requerido pela norma PETROBRAS N-2546 ou definido pelo projeto, usar válvulas testadas a fogo (fire type tested), conforme requisitos da norma PETROBRAS N-2247.</p> <p>82- Códigos das conexões CXX-YY conforme norma PETROBRAS N-2794:</p> <table border="0" style="width:100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td>C01-02: Joelho 90° ES</td> <td>C07-02: Meia-Luva ES</td> <td>C13.3-02: Colar Curva ES</td> <td>C18-03: Red. Conc. PC</td> </tr> <tr> <td>C02-02: Joelho 45° ES</td> <td>C08-02: Luva Red. ES</td> <td>C14.3-02: Colar Lat. ES</td> <td>C19-03: Red. Exc. PC</td> </tr> <tr> <td>C03-02: Te ES</td> <td>Não Usar Bujões</td> <td>C15-03: Curva 90° PC</td> <td>C20-03: Te PC</td> </tr> <tr> <td>C04-02: Te Red. ES</td> <td>Não usar Uniões</td> <td>C16-03: Curva 45° PC</td> <td>C21-03: Te Red. PC</td> </tr> <tr> <td>C05-02: Cruzeta ES</td> <td>C11-02: Tampão R0/ES</td> <td>C17-03: Curva RC 90° PC</td> <td>C22-03: Tampão PC</td> </tr> <tr> <td>C06-02: Luva ES</td> <td>C12.3/4/5/6-02: Colar ES/PC</td> <td></td> <td></td> </tr> </table> <p>90- O material da sede resiliente deve ser adequado para serviço com hidrocarbonetos e álcool com temperatura de trabalho até 150°C e limpeza com vapor até 180°C.</p> <p>92- Utilizar niples com uma extremidade roscada (UER) e tampões roscados apenas para drenos e suspiros.</p>	C01-02: Joelho 90° ES	C07-02: Meia-Luva ES	C13.3-02: Colar Curva ES	C18-03: Red. Conc. PC	C02-02: Joelho 45° ES	C08-02: Luva Red. ES	C14.3-02: Colar Lat. ES	C19-03: Red. Exc. PC	C03-02: Te ES	Não Usar Bujões	C15-03: Curva 90° PC	C20-03: Te PC	C04-02: Te Red. ES	Não usar Uniões	C16-03: Curva 45° PC	C21-03: Te Red. PC	C05-02: Cruzeta ES	C11-02: Tampão R0/ES	C17-03: Curva RC 90° PC	C22-03: Tampão PC	C06-02: Luva ES	C12.3/4/5/6-02: Colar ES/PC																																																																																																																																																																																							
C01-02: Joelho 90° ES	C07-02: Meia-Luva ES	C13.3-02: Colar Curva ES	C18-03: Red. Conc. PC																																																																																																																																																																																																											
C02-02: Joelho 45° ES	C08-02: Luva Red. ES	C14.3-02: Colar Lat. ES	C19-03: Red. Exc. PC																																																																																																																																																																																																											
C03-02: Te ES	Não Usar Bujões	C15-03: Curva 90° PC	C20-03: Te PC																																																																																																																																																																																																											
C04-02: Te Red. ES	Não usar Uniões	C16-03: Curva 45° PC	C21-03: Te Red. PC																																																																																																																																																																																																											
C05-02: Cruzeta ES	C11-02: Tampão R0/ES	C17-03: Curva RC 90° PC	C22-03: Tampão PC																																																																																																																																																																																																											
C06-02: Luva ES	C12.3/4/5/6-02: Colar ES/PC																																																																																																																																																																																																													

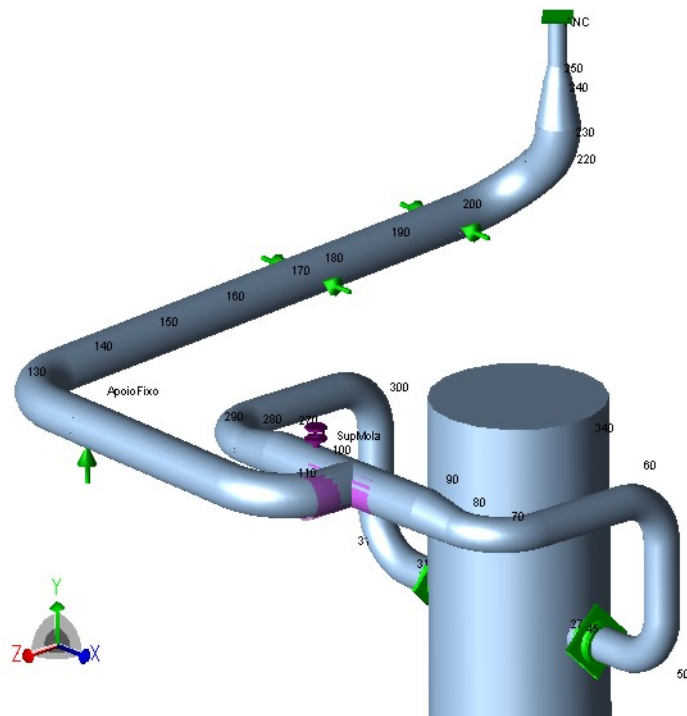
Apêndice I



Apêndice II



Solução proposta para o Cenário B



Solução proposta para o Cenário C