

**UNIVERSIDADE SANTA CECÍLIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

LEANDRO FERREIRA GOMES

**ESTUDO DO EFEITO DA POSIÇÃO DOS APOIOS NA FLEXIBILIDADE DA
TUBULAÇÃO E A RELAÇÃO COM A VIDA DAS DERIVAÇÕES**

SANTOS/SP

2017

LEANDRO FERREIRA GOMES

**ESTUDO DO EFEITO DA POSIÇÃO DOS APOIOS NA FLEXIBILIDADE DA
TUBULAÇÃO E A RELAÇÃO COM A VIDA DAS DERIVAÇÕES**

Dissertação apresentada à Universidade Santa Cecília como parte dos requisitos para obtenção de título de mestre no Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, sob orientação do Prof. Dr. José Carlos Morilla.

SANTOS/SP

2017

Autorizo a reprodução parcial ou total deste trabalho, por qualquer que seja o processo, exclusivamente para fins acadêmicos e científicos.

621.8672 Gomes, Leandro Ferreira.

G614e Estudo do efeito da posição dos apoios na flexibilidade da tubulação e a relação com a vida das derivações./ Leandro Ferreira Gomes. - 2017

94p.: il.

Orientador: Prof. Dr. José Carlos Morilla.

Dissertação (Mestrado) -- Universidade Santa Cecília, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Santos, SP, 2017.

1. Fadiga. 2. Flexibilidade. 3. Análise de Tensões. 4. Tubulação. 5. Ancoragem. I. Morilla, José Carlos. II. Estudo do efeito da posição dos apoios na flexibilidade da tubulação e a relação com a vida da derivação.

Elaborada pelo SIBi – Sistema Integrado de Bibliotecas – Unisanta

Dedico este trabalho à minha querida esposa Silvana pelo carinho, incentivo e enorme paciência, à minha filha Júlia, razão de tudo o que faço, à minha mãe Rosália por sempre acreditar em mim e à memória de meu pai Orlando pelo exemplo de retidão e comprometimento.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, fonte da vida e da graça. Agradeço pela minha vida, minha inteligência, minha família e meus amigos.

À minha esposa Silvana, pelo apoio, incentivo, paciência e amor.

À minha filha Júlia a quem privei muitas vezes de minha atenção em função deste estudo.

À minha mãe Rosália pelo apoio, incentivo e amor incondicional.

À meu pai Orlando, já falecido, pelo exemplo de retidão e de caráter, responsável por tudo que me tornei.

Ao professor e amigo Dr. José Carlos Morilla pela orientação e dedicação desde o início dos trabalhos e por ser fonte de inspiração em minha carreira.

Também aos professores Dr. Carlos Alberto do Amaral Moino, Me. Willy Ank de Moraes, Me. Wilson Roberto Nassar, Dr. Felipe Bertelli e Me. Rodrigo Silveira Morilla pelo apoio e ajuda sempre que foi preciso.

Ao professor e amigo Me. João Maria de Freitas pelo companheirismo, atenção, ajuda e principalmente pelo incentivo em meu desenvolvimento profissional.

Aos amigos engenheiros Sérgio Ricardo Simões, Maurício Batista dos Santos, Eduardo Manzano, Idiniz Pinto de Araújo, pela ajuda em minha pesquisa.

Ao Professor e amigo Me. Alexandre Juis Blanco, pelo interesse, incentivo e preciosa ajuda.

Ao Professor e amigo Me. Natal de Jesus Gaspar pelo incentivo e valiosa ajuda.

Aos professores Dr. Maurício Conceição Mário e Me. Raquel Galhardo C. L. Araújo pelo apoio no desenvolvimento do módulo de controle eletrônico.

Ao professor Dr. João Inácio da Silva Filho pela colaboração na formatação do trabalho.

“Suba o primeiro degrau com fé. Não é necessário que você veja toda a escada. Apenas dê o primeiro passo”.

Martin Luther King

RESUMO

Esta dissertação consiste no estudo do efeito da posição dos apoios na flexibilidade da tubulação de descarepação de um laminador de tiras a quente e a relação com a vida das derivações. Essa tubulação apresenta trincas nas derivações existentes em sua extensão. O estudo é baseado na simulação computacional do comportamento da tubulação, mantidas as condições de pressão e frequência da operação normal. A metodologia utilizada consiste em desenvolver análise linear por meio do Método de Elementos Finitos, usando o *software* SolidWorks®. Foram realizados ensaios da tubulação original em condições de operação e com variação na posição das ancoragens. Procurou-se determinar as regiões com maior incidência de tensão e as que estão sujeitas a maior ocorrência de trincas. Os resultados apresentados na simulação mostraram que a variação de posição das ancoragens não produz efeitos significativos na tensão desenvolvida e por consequência na vida do componente.

Palavras Chave: Flexibilidade. Tubulação. Fadiga. Concentração de Tensões.

ABSTRACT

This dissertation consists of the study of the effect of the position of the bearings on the flexibility of the descaling piping of a hot strip mill and the relationship with the life of the shunts. This tubing shows cracks in the shunts on its extension. The study is based on the computational simulation of pipe behavior, maintaining the pressure and frequency conditions of normal operation. The methodology used is to develop linear analysis using the Finite Element Method using SolidWorks software. Tests of the original pipe were carried out under operating conditions and with variation in the anchorages positions. It sought to determine the regions with the highest incidence of stress and those that are subject to a higher occurrence of cracks. The results presented in the simulation showed that the variation in the position of the anchors does not produce significant effects on the developed stress and consequently on the life of the component.

Keywords: Flexibility. Tubing. Fatigue. Concentration of Stress.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Derivações em ruína por propagação de trinca.	20
Figura 2 - Histórico de Falhas no Sistema de Descamação.....	20
Figura 3 - Indicação da expectativa da vida da derivação.....	21
Figura 4 - Análise de tensão na transição projetada.	22
Figura 5 - Nova derivação instalada na linha de descamação.	22
Figura 6 - Exemplos de sistemas de tubulações.	24
Figura 7 - Representação de um tubo bi engastado sob o efeito de temperatura e pressão.	28
Figura 8 - Representação da flambagem lateral.	28
Figura 9 - Tensões atuantes em cada elemento da parede de um tubo.	31
Figura 10 - Superfícies de escoamento para o critérios de Von Mises tendo como coordenadas as tensões principais.	36
Figura 11 - Modelo de diagrama de fadiga para um aço.....	38
Figura 12 - Curva esquemática amplitude de deformação versus vida.....	41
Figura 13 - Fadiga de baixo e alto ciclo.....	43
Figura 14 - Representação dos estágios da propagação de trinca por fadiga em um parafuso.	44
Figura 15 - Detalhe de bandas de deslizamento.	45
Figura 16 - Relações geométricas entre o eixo de tração, o plano de escorregamento e a direção de escorregamento que determinam o fator de Schmidt.	46
Figura 17 - Bandas de deslizamento produzidas por acumulo de deformação plástica.	46
Figura 18 - Bandas de deslizamento persistentes.....	47
Figura 19 - Representação dos relevos formados durante a propagação das trincas.	48
Figura 20 - Representação de ruptura em peça.....	48
Figura 21 - Formação de Intrusão e Extrusão nas bandas de escorregamento.....	49
Figura 22 - Lei de crescimento subcrítico típico de trinca por fadiga.....	50
Figura 23 - Malha de elementos finitos.	53
Figura 24 - Diferentes tipos de elementos.....	54
Figura 25 - Graus de liberdade.....	55
Figura 26 - Relação da análise com a Lei de Hooke.....	59

Figura 27 - Ciclo Fluxo de Chuva.	61
Figura 28 - Subdivisão do modelo em partes.	63
Figura 29 - Exemplo de elemento finito e seus respectivos nós.....	64
Figura 30 - Laminador de Tiras a Quente.	66
Figura 31 - Desenho isométrico do trecho de tubulação estudado.	66
Figura 32 - Detalhe do trecho de tubulação existente.	67
Figura 33 - Modelo de curva de fadiga para o aço NBR 1030.....	68
Figura 34 - Componentes do trecho de tubulação gerado no <i>software</i> SolidWorks® 2016.	70
Figura 35 - Posicionamento dos apoios na tubulação com as respectivas distâncias.	70
Figura 36 - Montagem do trecho de tubulação com o posicionamento dos suportes.	72
Figura 37 - Condições de contorno aplicadas no trecho de tubulação.....	73
Figura 38 - Posição geométrica da incidência de Tensão máxima nos ensaios realizados.....	80

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Tipos de materiais aplicados na fabricação de tubos.....	24
Tabela 2 - Características de composição química do aço ASME SA 106/ASTM A 106.	26
Tabela 3 - Características de resistência mecânicas do aço ASME SA 106/ASTM A 106.	26
Tabela 4 - Características de composição química do aço ASME SA 53/ASTM A 53.	26
Tabela 5 - Características de resistência mecânicas do aço ASME SA 53/ASTM A 53.	27
Tabela 6 - Critérios para a utilização de uma tensão admissível para tubos de aço.	33
Tabela 7 - Composição química do aço STS480.	67
Tabela 8 - Características mecânicas do aço STS480.....	68
Tabela 9 - Tabela com dimensões dos tubos de 6" e 8".	69
Tabela 10 - Constantes Mecânicas do aço STS480.	71
Tabela 11 - Relação Tensão x Ciclagem para determinação da curva DE FADIGA.	74
Tabela 12 - Resultados das Análises Estáticas e Dinâmicas.	75
Tabela 13 - Resultados ordenados por nível de Tensões.	78
Tabela 14 - Resultados ordenados por número de Ciclos.	79

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 - Variação de Pressão durante um ciclo de operação.	18
Gráfico 2 - Relação entre os ensaios estáticos e dinâmicos.	76
Gráfico 3 - Análise da vida mínima em relação a amplitude de Tensão.....	77

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

US\$	Dólar Norte-Americano
aC	Antes de Cristo
ASME	<i>American Society of Mechanical Engineers</i>
ASTM	<i>American Society for Testing and Materials</i>
pH	Potencial Hidrogeniônico
U	Energia de Deformação
E	Módulo de Elasticidade
N	Newton
N _f	Vida em Fadiga
N _i	Número de Ciclos para Iniciação da Trinca
N _p	Propagação da Trinca
K	Constante Experimental
nc	Número de Ciclos de Tensão Aplicada
NC	Número de Ciclos Correspondente ao Tempo de Vida Esperado
h	Horas
BDP	Banda de Deslizamento Permanente
C	Coeficiente Linear
m	Coeficiente Angular
S	Distância Percorrida
S ₀	Posição Inicial
V ₀	Velocidade Inicial
T	Tempo
g	Aceleração da Gravidade
L	Comprimento
Fr	Número de Froude
Re	Número de Reynolds
Eu	Número de Eüler
USIMINAS	Usinas Siderúrgicas de Minas Gerais
SCH	<i>Schedule</i>
W	Posição Relativa
MEF	Método de Elementos Finitos

LISTA DE SÍMBOLOS

$^{\circ}\text{C}$	Graus Celsius
σ_l	Tensão Normal Longitudinal
σ_c	Tensão Normal Circunferencial
σ_R	Tensão Normal Radial
τ_T	Tensão de Cisalhamento
σ_r	Tensão de Ruptura
σ_e	Tensão de Escoamento
σ_{df}	Tensão de Deformação por Fluência
σ_{rf}	Tensão de Ruptura por Fluência
σ_{eq}	Tensão Equivalente
$\tau_{m\acute{a}x}$	Tensão de Cisalhamento Máxima
σ_1	Tensão Principal Máxima
σ_2	Tensão Principal Média
σ_3	Tensão Principal Mínima
ν	Coeficiente de Poisson
λ	Direção Normal ao Plano de Deslizamento
Φ	Direção de Deslizamento
ϕ	Diâmetro
ΔK	Amplitude do Fator de Intensidade de Tensões
$\Delta\sigma$	Incremento de Tensões por Ciclo de Carga
α	Tamanho da Fissura
β	Adimensional para a Forma da Fissura
π	Constante Matemática
θ	Temperatura
ρ	Massa Específica
μ	Viscosidade Dinâmica
Δp	Varição de Pressão
®	Marca Registrada

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	17
1.1.	Objetivos	18
1.2.	Organização do Trabalho	19
1.3.	Estudo de Caso	19
2	REVISÃO DA LITERATURA	23
2.1.	Tubulação Industrial	23
2.2.	Materiais para Tubulação	24
2.3.	Flexibilidade em Tubulações	27
2.4.	Tensões Atuantes nas Tubulações	29
2.5.	Tensões nas paredes do tubo	31
2.6.	Critérios de Falhas	33
2.6.1.	Critério de Von Mises ou Teoria da máxima energia de deformação	34
2.7.	Falha por Fadiga	36
2.8.	Fadiga em metais	39
2.9.	Fadiga de Baixo Ciclo	40
2.10.	Mecanismos de nucleação de trincas	44
2.11.	Estágios de Nucleação de Trincas	47
2.12.	Método de Elementos Finitos	51
2.12.1.	Fundamentação do método	52
2.12.2.	O conceito de grau de liberdade no MEF	54
2.12.3.	Tipo de análise	55
2.12.4.	Análise dinâmica ou estática	56
2.12.5.	Análise não linear ou linear	56
2.12.6.	Tipo de estrutura	56
2.12.7.	Conceitos Básicos do SolidWorks®	57
2.12.8.	Simulações e análises	58
2.12.9.	Análise Estática	58

2.12.10. Análise Dinâmica	59
2.12.11. Análise de Fadiga	60
2.12.12. Contagem de ciclo.....	60
2.12.13. Contagem rápida.....	61
2.12.14. Análise completa	61
2.12.15. Teoria dos danos cumulativos.....	62
2.12.16. Regra do dano linear.....	62
2.12.17. Conceitos básicos de análise.....	63
3. MATERIAIS E MÉTODOS.....	65
3.1. Preparação do modelo virtual	65
3.1.1. Caracterização do modelo.....	65
3.1.2. Modelagem tridimensional.....	69
3.2. Simulação Computacional.....	71
3.2.1. Análise Estática	72
3.2.2. Análise de Fadiga	74
4. RESULTADOS E DISCUSSÃO	75
5. CONCLUSÕES	82
5.1. Sugestões para trabalhos futuros	83
REFERÊNCIAS.....	84
APÊNDICE A – Desenho isométrico do trecho de tubulação estudado.....	94

1 INTRODUÇÃO

As tubulações industriais são de grande importância para o funcionamento de todo tipo de indústria, possibilitando a conexão física entre os pontos de geração, utilização e armazenamento de fluidos e podem ser classificadas como tubulações de processo ou de utilidades (TELLES, 2012). Neste trabalho serão tratadas as tubulações de processo no ambiente siderúrgico, em particular na laminação de aços planos.

A produção de aço no processo siderúrgico se divide em quatro etapas, a preparação da carga, a redução, o refino e a laminação, que pode ser a quente ou a frio (INFOMET, 2017). A laminação a quente é um processo que ocorre acima da temperatura de recristalização do material, no qual as placas após serem reaquecidas em fornos passam por redução de seção ao serem comprimidas entre dois cilindros com eixos paralelos que giram em torno de si mesmos (CIMM, 2017). Durante a laminação é inevitável a formação de carepa, que é o fenômeno da formação de óxidos sobre a superfície das chapas e ocorre tanto durante o pré-aquecimento do aço nos fornos, como nas etapas de conformação e resfriamento. A formação da carepa durante o processo de fabricação do aço gera perdas que elevam os custos de produção, portanto, para se garantir a qualidade superficial do produto final, essa camada de óxidos deve ser removida (CARVALHO, 2004).

O sistema de descamação ou descarepação consiste em um conjunto de bombas centrífugas que enviam água por meio de tubulações até coletores dotados de bicos aspersores (LEITE, 2008). Os coletores são montados na entrada e na saída das cadeiras do laminador, sobre e sob a linha de passagem das chapas. Em um laminador de tiras a quente de fabricação japonesa pela empresa *Mitsubishi-Hitachi Metals Machinery Inc.* montado em uma siderúrgica na baixada santista, a água é bombeada até os bicos alternando a pressão da linha entre 25 MPa com as válvulas controladoras fechadas e 8 MPa com as válvulas abertas conforme indicado no Gráfico 1 de variação de pressão. O sistema é acionado a cada passagem da chapa pelos cilindros laminadores, que ocorre com uma frequência de 60 ciclos por hora.

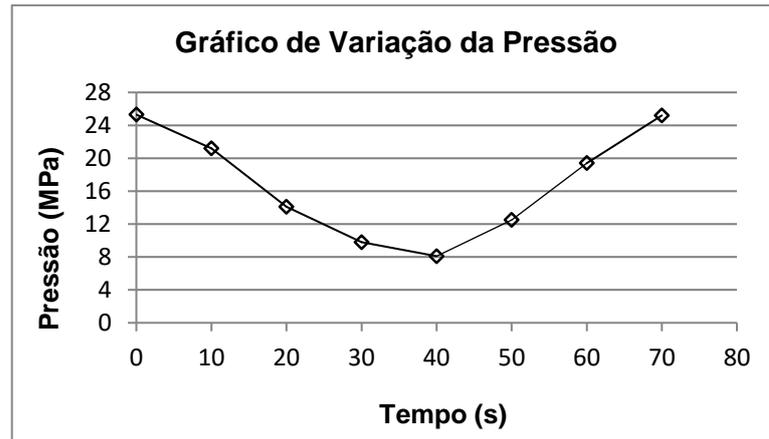


Gráfico 1 - Variação de Pressão durante um ciclo de operação.

Fonte: (Usiminas, 2017)

Desde o início de seu funcionamento, em 2012, este laminador vem sofrendo paradas por falhas, cuja frequência se apresenta em ritmo crescente. As falhas ocorrem, nas derivações da tubulação do sistema de descamação usadas para prover água em alta pressão que promove a remoção da camada de óxidos formada na superfície das chapas durante o processo de laminação (USIMINAS, 2017). Embora a vida útil estimada pelo fabricante para as derivações seja de 22 a 30 meses em regime de trabalho contínuo, a incidência de falhas faz com que a vida útil das derivações seja em torno de 2 meses, que é, aproximadamente, 10% do especificado. O custo estimado por falha é composto por valores variáveis que dependem do valor do elemento a ser reparado ou substituído, da mão de obra e o ferramental necessários e do valor de máquina parada, sabendo-se que para cada reparo são necessárias entre 8 e 10 horas. O laminador tem capacidade de produção de até 200 mil toneladas/mês, que corresponde a aproximadamente 350 toneladas/hora. Cada tonelada de chapa é comercializada a US\$475,00 (FERROMINAS, 2017), portanto cada período de reparo corresponde a um prejuízo mínimo aproximado de US\$1.600.000,00. Devido ao alto custo que representa o equipamento parado, foi implantada uma solução provisória que possibilitasse a operação segura e que está descrita no item 1.1. “Estudo de Caso”.

1.1. Objetivos

O objetivo deste trabalho é estudar, por meio de simulação numérica, a flexibilidade da tubulação de descamação para identificar as tensões e deformações

desenvolvidas nas derivações. A partir do entendimento do fenômeno, determinar pontos de ancoragem que resultem em menor impacto na tubulação, para que a vida útil das derivações possa ser estendida.

1.2. Organização do Trabalho

O presente trabalho será apresentado em cinco etapas. Depois desta primeira de introdução em que se expõe uma visão global do problema e os objetivos do trabalho, se encontra a segunda etapa onde é apresentada uma revisão da literatura sobre tubulações industriais, seus materiais e as normas que as caracterizam e as tensões que incidem sobre elas. Nessa etapa também são estudados os critérios de falha, a falha por fadiga, os mecanismos de nucleação de trincas e fundamentos da mecânica da fratura. Por fim são apresentados os conceitos de elementos finitos e simulação numérica.

A terceira etapa apresenta os materiais e métodos adotados para o procedimento da simulação virtual em *software* baseado em elementos finitos, e para as simulações com modelo físico.

Na quarta etapa exibem-se os resultados obtidos em nas simulações.

Na quinta e última etapa expõe-se a discussão e as conclusões do trabalho.

1.3. Estudo de Caso

Uma usina siderúrgica da baixada santista adquiriu um novo laminador de chapas a quente de fabricação japonesa da empresa *Mitsubishi-Hitachi Metals Machinery Inc.*, e desde o início de funcionamento em 2012, vem apresentando paradas por falhas com frequência crescente. As falhas ocorrem principalmente nas derivações da tubulação de descamação que nucleiam e propagam trincas que as levam à falha, conforme ilustrado na Figura 1.

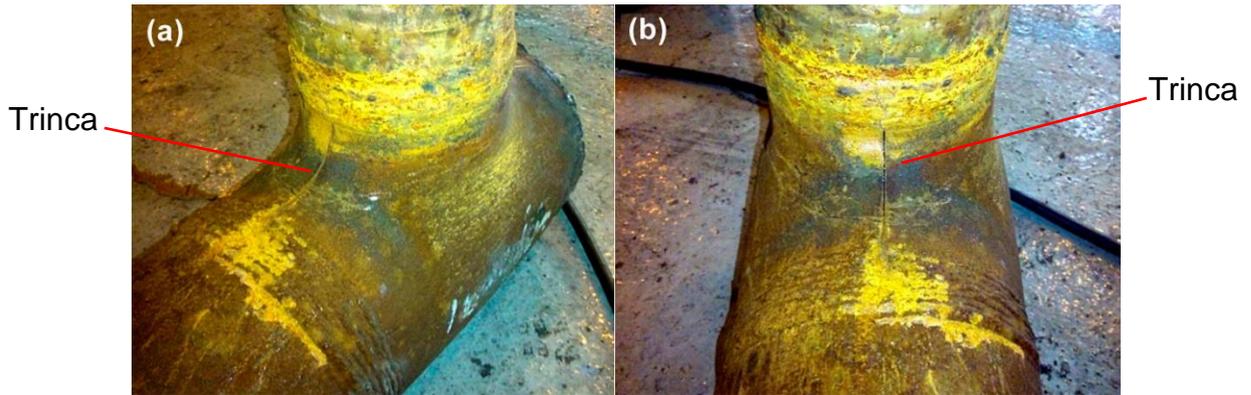


Figura 1 - Derivações em ruína por propagação de trinca.

(a) Vista em perspectiva da trinca na derivação, (b) Vista frontal da trinca na derivação.

Como o custo do equipamento parado representa um impacto grande no custo do produto final, definiu-se pela instalação de uma solução provisória que coibisse a falha, enquanto paralelamente se estudasse e entendesse o fenômeno para então aplicar-se uma solução definitiva para o problema. O desenvolvimento dessa solução inicial foi tema do artigo “Análise estrutural da propagação de trincas em derivação de tubulação de descamação de um Laminador de Tiras a Quente”, que se encontra publicado nos anais do V Encontro Nacional de Pós-Graduação – 2016 (GOMES e MORILLA, 2016). O estudo teve início pelo levantamento do histórico de falhas do sistema de descamação. Foi identificado que o ponto com maior incidência de falhas e que demandava maior tempo para reparo era o Tê de redução localizado na entrada do laminador, sob a linha de passagem do material indicado na Figura 2.

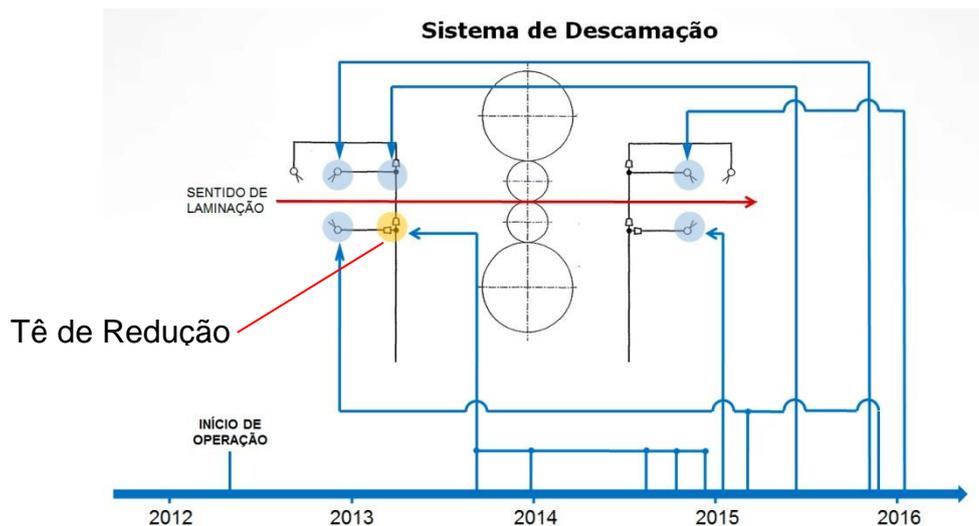


Figura 2 - Histórico de Falhas no Sistema de Descamação.

Para se conhecer o nível de tensões impostas na derivação durante a operação, criou-se um modelo tridimensional no *software* AutoCad® que serviu de base para a análise estática realizada no *software* Ansys®. O resultado mostrou uma tensão máxima equivalente de Von Mises de 339,2 MPa que ao ser analisada com uma curva de fadiga do material indicou uma vida estimada para a derivação de 22 meses, conforme indicado na Figura 3.

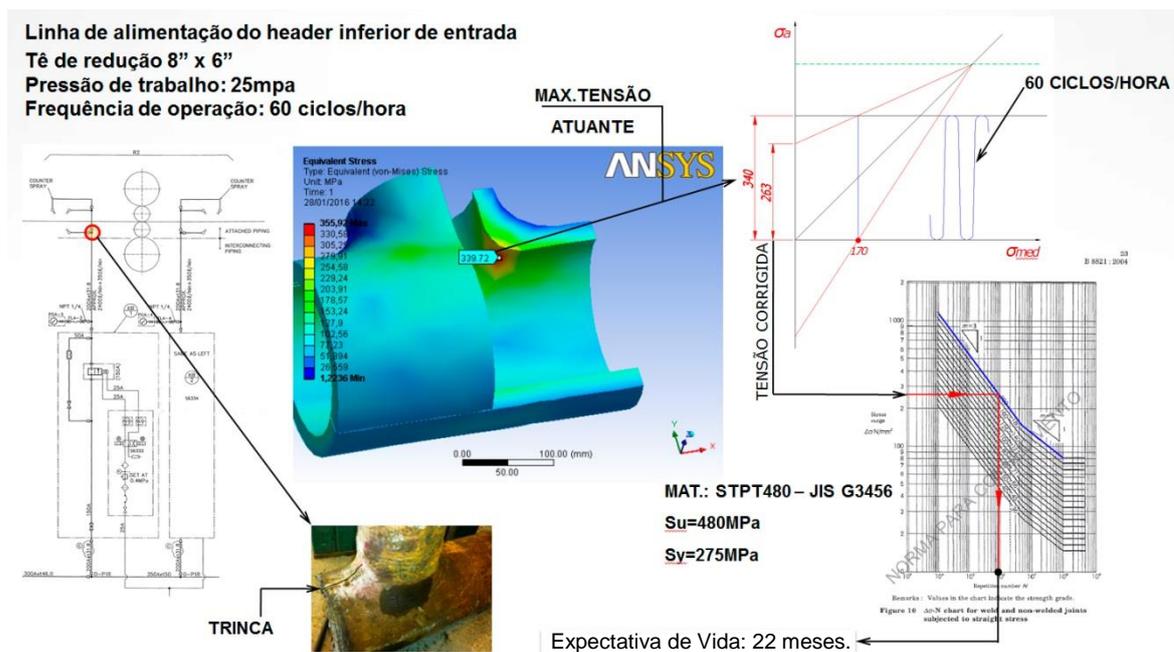


Figura 3 - Indicação da expectativa da vida da derivação.

A solução adotada foi o projeto e fabricação de uma transição usinada em bloco de aço forjado com material similar ao da derivação original. Com o projeto concluído gerou-se um modelo tridimensional e executou-se análise estática com os mesmos parâmetros aplicados na simulação da transição original e verificou-se que as máximas tensões equivalentes de Von Mises calculadas foram reduzidas a 178MPa (Figura 4), que estão bem abaixo do limite de escoamento do material na ordem de 275MPa.

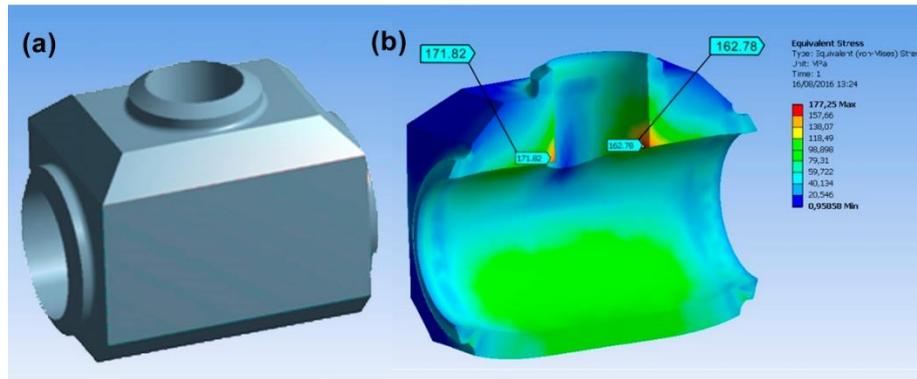


Figura 4 - Análise de tensão na transição projetada.

(a) Modelo tridimensional projetado, (b) Análise estática da nova derivação.

A partir do projeto foi fabricada, a nova derivação foi instalada na linha de descamação conforme indicado na Figura 5.



Figura 5 - Nova derivação instalada na linha de descamação.

Desde a instalação da nova transição em meados de 2015, completados 25 meses em que a região da tubulação não apresentou falhas.

2 REVISÃO DA LITERATURA

Neste capítulo será apresentado um levantamento dos assuntos encontrados na literatura científica, voltados aos aspectos das estruturas abordadas neste trabalho: tubulações, critérios de falhas, fadiga e análise numérica. Desta forma para melhor compreensão, foi dividido o conteúdo em tópicos.

2.1. Tubulação Industrial

Uma tubulação pode ser definida como um conjunto de tubos (condutos fechados) e acessórios, inclusive suas singularidades, que se destinam à condução principalmente de fluidos. Na maioria das aplicações, os tubos funcionam como condutos forçados, ou seja, com o fluido ocupando toda a seção transversal (TELLES, 2012).

Ainda segundo Telles (2012), a utilização de tubulações pelo homem antecede a era cristã e é comprovada por ruínas encontradas da antiga Babilônia, Pompéia e China antiga entre outras. Os primeiros tubos metálicos foram produzidos em chumbo aproximadamente 300 anos aC. Por volta do século XVII surgiram os primeiros tubos em ferro fundido para condução de água, enquanto os tubos de aço apareceram apenas no início do século XIX e hoje dominam uma grande parte das aplicações industriais.

Em plantas industriais do setor siderúrgico existem extensas redes de tubulações, justificadas pela necessidade de transferência e processamento de fluidos nas mais diversas condições de operação. Os sistemas de tubulação também são utilizados nas principais indústrias químicas, petroquímicas, de papel e celulose, em plantas térmicas e de potência, como pode ser visto nos exemplos da Figura 6.

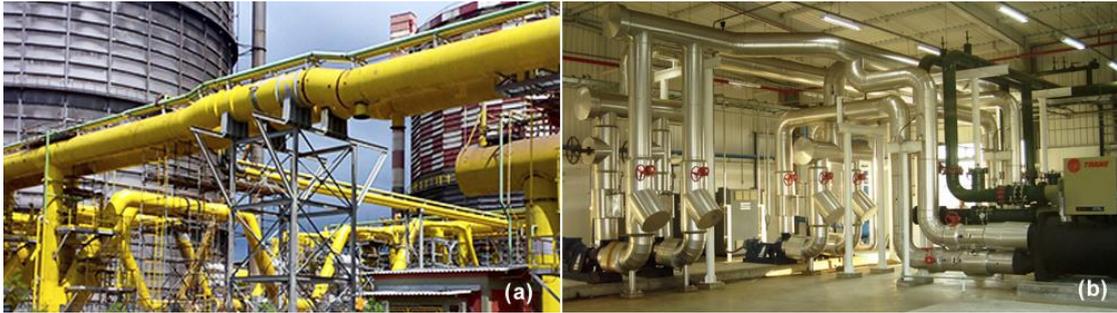


Figura 6 - Exemplos de sistemas de tubulações.

(b) Tubulações em usina siderúrgica.

Fonte: (ZENITLUX, 2016)

(c) Tubulações em indústria química.

Fonte: (NEOPLAN, 2016)

2.2. Materiais para Tubulação

Existe uma grande variedade de materiais aplicados na fabricação de tubos. A ASME (*American Society of Mechanical Engineers*) foi a organização pioneira no desenvolvimento de trabalhos na área de tubulações. Inicialmente o foco foram os parâmetros de construção, qualidade e padronização e com o avanço nas pesquisas foram introduzidos critérios de dimensionamento e de análise de flexibilidade.

Além da ASME, a ASTM (*American Society for Testing and Materials*) classifica mais de 500 tipos de materiais para a fabricação de tubos. A Tabela 1 apresenta os principais tipos de materiais aplicados na produção de tubos indicados pela ASTM.

Tabela 1 - Tipos de materiais aplicados na fabricação de tubos.

Tubos Metálicos		Tubos Não Metálicos	
Ferrosos	Não Ferrosos	Materiais Plásticos	Demais Materiais
Aços Carbono	Cobre	Cloreto de Poli-Vinil	Cimento-Amianto
Aços Liga	Latões	Polietileno	Concreto Armado
Aços Inoxidáveis	Alumínio	Acrílicos	Barro Vidrado
Ferro Fundido	Níquel e Ligas	Acetato de Celulose	Borrachas
Ferro Forjado	Metal Monel	Epoxi	Vidro
Ferros Ligados	Chumbo	Poliésteres	Cerâmica
Ferro Nodular	Titânio	Fenólicos	Porcelana

Fonte: Adaptado de (ASTM, 2010).

Segundo Telles (2012) os aços carbono são indicados para operar em temperaturas entre 0 e 350 °C, com taxa de corrosão máxima tolerada de 0,1 mm/ano, para condução de ar, água doce com pH neutro, hidrocarbonetos líquidos ou gasosos livres de impurezas sulfuradas ou cloradas, vapor e vários outros fluidos como: acetona, acetileno, álcool, benzeno, gases inertes etc., que possuem características pouco corrosivas.

Nas tubulações industriais, os aços carbono e os de baixa liga são os mais usados. Em geral a especificação para uma determinada aplicação depende normalmente da pressão e temperatura de trabalho (sejam máximas de operação ou transitórias), do ataque químico do fluido (reação entre fluido-tubo), de sua segurança construtiva (toxicidade, inflamabilidade, contaminação), da ação química do meio externo (grau de agressividade do meio) e dos custos de materiais e de sua construção. Neste trabalho serão consideradas as características e aplicações de tubos em aço carbono.

Com relação aos materiais, a ASME e a ASTM especificam os aços carbono e de baixa liga, informando as faixas e os limites de composição química, as propriedades mecânicas, tolerâncias e dimensões, bem como os procedimentos de controle de qualidade.

Os aços quando especificados pela ASTM recebem como prefixo a letra "A", seguida do número do produto e quando necessário dos códigos que os complementam, já a ASME adota o prefixo "SA". Independente da norma, ASTM ou ASME, os materiais com o mesmo número possuem especificações idênticas. As especificações dirigidas aos tubos de aço carbono conforme estas normas são:

- **ASME SA 106 / ASTM A 106:** Classifica tubos de aço carbono sem costura de alta qualidade em uma faixa de diâmetros nominais entre 1/8" a 48" e distribuídos em três graus diferentes A, B e C, cada qual com propriedades específicas;
- **ASME SA 53 / ASTM A 53:** Classifica tubos de aço carbono com ou sem costura de qualidade média, com diâmetros nominais entre 1/8" e 48" e aplicações de uso geral, divididos em graus A e B.

As normas ASME SA106/ASTM A 106 determinam além da composição química do aço, também as características de resistência mecânica. Na Tabela 2 estão representadas as respectivas características de composição química.

Tabela 2 - Características de composição química do aço ASME SA 106/ASTM A 106.

ASME SA 106/ASTM A 106									
Composição química									
C _{máx.}	Si _{mín.}	Mn	P _{máx.}	S _{máx.}	Ni _{máx.}	Cr _{máx.}	Cu _{máx.}	Mo _{máx.}	V _{máx.}
0,25	0,10	0,27-0,93	0,035	0,035	0,40	0,40	0,40	0,15	0,08
0,30	0,10	0,29-1,06	0,035	0,035	0,40	0,40	0,40	0,15	0,08

Fonte: Adaptado de (ASTM A106 / A106M-15).

Na Tabela 3 estão indicados os limites mecânicos para os aços ASME SA106/ASTM A 106.

Tabela 3 - Características de resistência mecânicas do aço ASME SA 106/ASTM A 106.

ASME SA 106/ASTM A 106		
Classe do Aço	Características Mecânicas	
	Limite de Elasticidade (MPa)	Resistência mínima à Tração (MPa)
A	205	330
B	240	415

Fonte: Adaptado de (ASTM A106 / A106M-15).

Da mesma forma as normas ASME SA53/ASTM A 53 também determinam as características da composição química do material conforme indicado na Tabela 4.

Tabela 4 - Características de composição química do aço ASME SA 53/ASTM A 53.

ASME SA 53/ASTM A 53									
Composição química									
C _{máx.}	Si _{mín.}	Mn	P _{máx.}	S _{máx.}	Ni _{máx.}	Cr _{máx.}	Cu _{máx.}	Mo _{máx.}	V _{máx.}
0,25	-	0,95	0,050	0,045	0,40	0,40	0,40	0,15	0,08
0,30	-	1,20	0,050	0,045	0,40	0,40	0,40	0,15	0,08

Fonte: Adaptado de (ASTM A 53 / A53M-12).

Análogo ao aço ASME SA106/ASTM A 106, na Tabela 5 estão indicados os limites mecânicos para os aços ASME SA53/ASTM A 53.

Tabela 5 - Características de resistência mecânicas do aço ASME SA 53/ASTM A 53.

ASME SA 53/ASTM A 53		
Classe do Aço	Características Mecânicas	
	Limite de Elasticidade (MPa)	Resistência mínima à Tração (MPa)
A	205	330
B	240	415

Fonte: Adaptado de (ASTM A 53 / A53M-12).

Além da ASME e ASTM, outras normas como DIN (*German Institute for Standardization*) e JIS (*Japanese Industrial Standards*) também especificam as características para fabricação e controle de tubos.

Como este trabalho enfoca o estudo de tubulações industriais que se apresentam em maior quantidade nas instalações siderúrgicas, consideraram-se as aplicações que envolvam temperaturas até 350 °C com o emprego de tubos de aço carbono sem costura, definidos pela norma JIS G 3455.

Além do material, outro fator importante a ser considerado no projeto e especificação de uma tubulação é a flexibilidade.

2.3. Flexibilidade em Tubulações

A flexibilidade de uma tubulação é determinada por sua capacidade em dilatar livremente quando exposta a variações de temperatura e pressão. Para Bailona (2006) em uma tubulação livre a dilatação também é livre, não desenvolvendo tensões internas ou reações, porém, qualquer restrição imposta ao livre movimento da tubulação provocará tensões internas e reações nos pontos de restrição (GOMES, 2015).

Se um tubo for fixado em ambas as extremidades e a ele imposto uma variação de temperatura e pressão, devido à incapacidade de movimentação, as

extremidades sofrerão uma força de reação que tenderá a aproximá-las conforme representado na Figura 7.

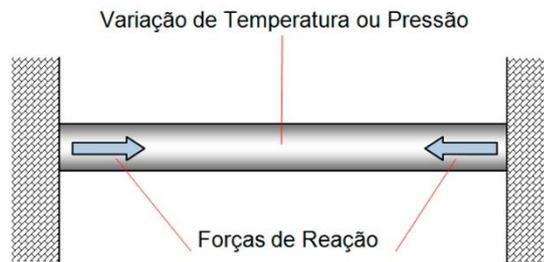


Figura 7 - Representação de um tubo bi engastado sob o efeito de temperatura e pressão.

A tensão interna e o esforço independem do comprimento do tubo, desta forma, mesmo um pequeno trecho de tubulação estaria exposto a esforços consideráveis em suas extremidades, desde que impedido de dilatar-se.

Segundo Belmont (2006), em trechos longos de uma tubulação plana, o esforço gerado será absorvido tanto pelo atrito no arrastamento dos pontos de fixação, quanto pela flambagem lateral do próprio tubo.

Em tubos com pequenos comprimentos não ocorre flambagem elástica, pois se trata de um fenômeno que ocorre em peças esbeltas¹, quando submetidas a um esforço de compressão axial (Figura 8). As condições de suporte também interferem e influenciam no fenômeno da flambagem. No caso de tubulações com variação de planos, ocorrerá também a torção nas transições entre planos.

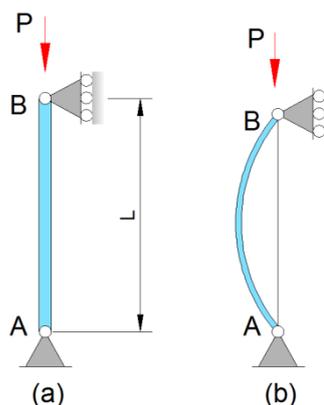


Figura 8 - Representação da flambagem lateral.

(a) Antes da aplicação da força (b) Após a aplicação da força.

¹ Peças esbeltas - peças em que a área de secção transversal é pequena em relação ao seu comprimento.

Segundo Bailona (2006) para o controle dos efeitos gerados pela dilatação térmica em tubulações, normalmente são utilizados métodos como:

- Afastar o tanto quanto possível o caminhamento da tubulação dos trechos retos, criando variações angulares no plano ou no espaço, possibilitando a absorção das dilatações por deformações de torção e/ou flexão nos ângulos e nos trechos retos;
- Utilização de elementos de deformação como juntas ou curvas de expansão intercaladas aos trechos retos, de maneira a absorverem as dilatações;
- Pré tensionamento ou *cold spring*, que introduzem tensões iniciais opostas às geradas pela dilatação térmica.

Conforme França Filho (2015), de modo geral só se aplica a flexibilidade das tubulações a materiais metálicos dúcteis, desconsiderando-se este recurso para tubulações de qualquer classe de ferro fundido ou materiais não metálicos.

2.4. Tensões Atuantes nas Tubulações

Analisando um trecho de tubulação, pode-se considerá-lo como um elemento mecânico que está sujeito a esforços mecânicos e que por sua vez também transmite outros tantos esforços mecânicos aos suportes e ancoragens a ele ligados. Segundo Bailona (2006), as principais causas admitidas para indução de esforços em tubulações são:

- Pressão interna imposta pelo fluido;
- Pressão externa, quando em ambientes pressurizados ou no vácuo;
- Peso próprio da instalação (tubo, fluido, acessórios, isolamento térmico, etc.);
- Sobrecargas externas como estruturas apoiadas sobre o tubo, neve, gelo, terra, pavimentação (em instalações enterradas), etc.;
- Ações dinâmicas impostas pelo fluido como golpe de aríete, acelerações ou impactos;
- Ações dinâmicas externas como ventos ou terremotos;
- Vibrações;
- Dilatações térmicas originadas de variações de temperaturas;
- Reações de juntas de expansão;
- Tensões residuais causadas durante a montagem por desalinhamentos, desnivelamentos, soldagem, aperto exagerado, etc.;
- Atrito entre o tubo e os suportes.

Falcão (2008) classifica as tensões com referência a sua origem ou tipo de falha como:

- a) Tensões Primárias: Geradas pela solicitação de esforços mecânicos permanentes, podendo ser de tração, compressão, flexão, torção ou de cisalhamento. A característica principal das tensões primárias é que seus valores não se alteram mesmo que ocorra deformação da estrutura. As tensões primárias de membrana são causadas por fatores como pressão, peso próprio e cargas de vento. Já as de flexão e torção se devem a sobrecargas, peso próprio, ventos ou agentes sísmicos. As tensões de flexão variam linearmente ao longo da parede do tubo, sendo nula no centroide da parede, máxima (tração) na superfície interna e máxima (compressão) na superfície externa. A tensão de membrana tem como característica ser constante ao longo de toda a parede, normalmente com solicitação à tração.

Em princípio as tensões primárias podem servir como um indicativo da real capacidade de um sistema de tubulação suportar, com segurança, as cargas a ele impostas.

- b) Tensões Secundárias: Aquelas que ocorrem quando o deslocamento causado pela expansão térmica for restringido ou pela influência das dilatações de outros equipamentos ou sistemas conectados a ela (LORKOVIC, 2011). Essas tensões também são denominadas autocontidas ou restringidas, pois são aliviadas mediante pequenas deformações plásticas ou escoamento local do material, ou seja, elas se redistribuem, tendo o limite de elasticidade do material como seu limite máximo.
- c) Tensões de Pico: São as tensões restritas a uma pequena distância de sua origem e que provocam deformações não sensíveis. Podem ocorrer em discontinuidades, soldas com má penetração ou desalinhamentos e atingir valores altos, porém atuam em pequenas áreas e com deformações muito pequenas, não podendo então, ser responsabilizadas por rupturas de caráter plástico.

Conforme Nayyar (2000), a relação destas tensões com os modos de falha se caracterizam da seguinte forma:

- Os limites de tensão primários são destinados a evitar as deformações plásticas e a ruptura.
- Tanto os limites de tensão primários quanto secundários destinam-se a evitar as deformações que levam ao colapso incremental.
- Os limites de tensão de pico destinam-se à prevenção das falhas por fadiga que resultam de carregamentos.

As tensões podem surgir pela associação de várias dessas causas e tanto na fase de projeto como na montagem procura-se mitigar as causas que originariam tensões indesejadas.

2.5. Tensões nas paredes do tubo

Segundo Telles (2012), tomando-se um caso geral de um tubo submetido a diversos esforços simultâneos, em cada elemento da parede do tubo serão impostas três tensões normais, longitudinal (σ_l), circunferencial (σ_c) e radial (σ_r) conforme indicado na Figura 9 e três tensões tangenciais de cisalhamento (τ_t) que atuam em planos ortogonais perpendiculares aos das tensões normais.

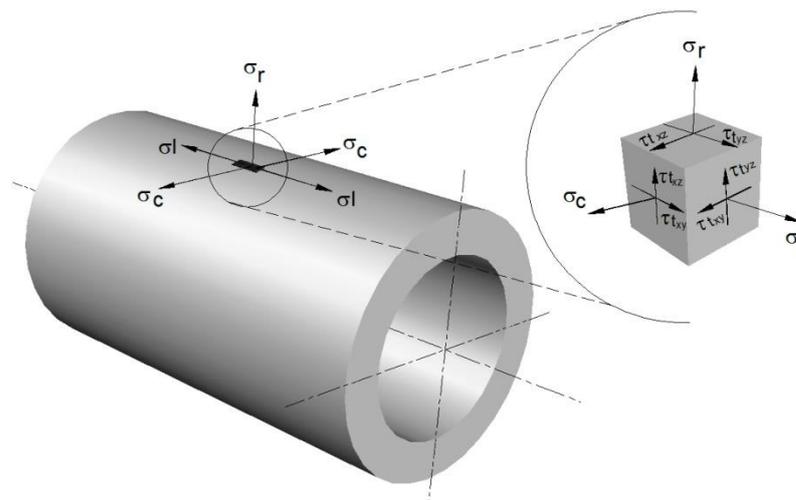


Figura 9 - Tensões atuantes em cada elemento da parede de um tubo.

Telles (2012) indica que a tensão longitudinal σ_l , pode atuar tanto à compressão quanto à tração, neste caso tendendo a romper o tubo em uma seção circular e é formada pelas seguintes parcelas:

- Tensão resultante da pressão;
- Tensão resultante do momento fletor devido a pesos e sobrecargas;
- Tensão resultante dos momentos fletores devido às dilatações térmicas, esforços de montagem e movimento dos suportes e ancoragens;
- Tensão resultante dos esforços axiais.

Ainda segundo Telles (2012), a tensão circunferencial σ_c que tende a romper o tubo no sentido da geratriz e que possui as seguintes parcelas:

- Tensão resultante da pressão, normalmente a tensão predominante;
- Tensão resultante do achatamento imposto pelos diversos momentos fletores atuantes.

A tensão radial σ_r é causada essencialmente pela pressão interna.

As tensões de cisalhamento τ_t que atuam no plano perpendicular ao eixo do tubo, resultantes de momentos torçores, ocorrem apenas em tubulações não planas originados por dilatação térmica. As demais tensões de cisalhamento se originam devido aos momentos fletores que atuam sobre o tubo.

Resumidamente, nas tubulações as tensões primárias são provenientes de esforços externos e internos permanentes, mantendo seu valor constante, enquanto as tensões secundárias (cíclicas) têm origem nas dilatações ou movimentos de equipamentos e diminuem devido ao relaxamento espontâneo ocasionado pela acomodação dos esforços no decorrer do tempo.

Cada seção da norma ASME B31 apresenta diferentes critérios para a utilização de uma tensão admissível básica² de tração e flexão, para esforços estáticos e permanentes³, de acordo com a severidade e o risco de operação.

Na Tabela 6 as tensões consideradas estão simbolizadas por:

σ_r – Representa o valor da tensão de ruptura do material na temperatura menor entre a considerada ou a temperatura ambiente;

σ_e – Valor mínimo da tensão de escoamento do material na temperatura menor entre a considerada ou a temperatura ambiente;

² Valores básicos são aqueles adotados para esforços de tração, de torção e de flexão, estáticos e permanentes.

³ Esforços estáticos e permanentes de cisalhamento, empregar 80% das tensões admissíveis básicas.

σ_{df} – Reproduz a tensão que causa deformação por fluência de 1% ao final de 100000h na temperatura considerada;

σ_{rf} – É a tensão que causa a ruptura do material decorrente de deformação por fluência, ao final de 100000h na temperatura considerada.

Tabela 6 - Critérios para a utilização de uma tensão admissível para tubos de aço.

Seção da ANSI/ASME	Áreas	Tensão Admissível Básica			
		$s_r/4$	$s_e/6$	S_{df}	$0,8s_{rf}$
B 31.1	Centrais de Vapor	$s_r/4$	$s_e/6$	S_{df}	$0,8s_{rf}$
B 31.2	Tubulações de Ar e Gases	$s_r/2,66$			
B 31.3	Refinarias e Instalações Petrolíferas	$s_r/3$	$s_e/1,6$	S_{df}	$0,8s_{rf}$
B 31.4	Oleodutos		$s_e/1,39$		
B 31.5	Refrigeração	$s_r/4$	$s_e/1,6$		
B 31.6	Indústrias Químicas	$s_r/3$	$s_e/1,6$	S_{df}	$0,8s_{rf}$
B 31.7	Centrais Nucleares	$s_r/3$	s_e	S_{df}	$0,8s_{rf}$
B 31.8	Transporte e Distribuição de Gases		$s_e/1,1$		

Fonte: Adaptado de (ASME B31, 2016).

Na tentativa de relacionar a ruptura de um material com a ação de várias tensões combinadas simultaneamente, foram desenvolvidos diversos critérios de falhas.

2.6. Critérios de Falhas

Segundo Bailona (2006), os componentes de máquinas, tubulações ou elementos estruturais devem ser dimensionados de forma a suportarem os esforços a eles impostos durante sua vida operacional sem que com isso apresentem falhas ou entrem em colapso.

Os critérios de falha foram desenvolvidos com o objetivo de definir-se o estado limite de tensão que determina o escoamento plástico dos materiais dúcteis, ou seja, a partir de qual valor de tensão se inicia o processo de deformação plástica.

Ainda segundo Bailona (2006), quando as solicitações impostas ao material são puramente à tração, compressão ou cisalhamento, a solução passa apenas por garantir que as tensões impostas não ultrapassem a tensão de escoamento do material (para materiais dúcteis), porém, quando as cargas sujeitam o elemento a um estado duplo ou triplo de tensões, não é possível prever a falha do material partindo apenas de seu limite de escoamento.

Nesses casos há a necessidade de aplicarem-se critérios de falha que levem em consideração o processo de ruptura de uma forma mais realista e que seja específico para o tipo de material empregado.

Segundo Bailona (2006), os critérios de falha mais consagrados na engenharia são:

- Teoria da tensão principal máxima;
- Teoria da deformação máxima;
- Teoria da tensão máxima de cisalhamento;
- Teoria de Coulomb-Mohr;
- Teoria da máxima energia de deformação

Neste estudo, por tratar-se de análise de tensões em sistemas de tubulações, o principal critério indicado é o da teoria da máxima energia de deformação.

2.6.1. Critério de Von Mises ou Teoria da máxima energia de deformação

Ao ser deformado por um carregamento externo, um material passa a acumular energia internamente em seu volume. Essa energia armazenada por unidade de volume é denominada densidade de energia de deformação.

O critério de Von Mises tem como base as distorções geradas pela energia de deformação. A densidade de energia de deformação é definida como a soma entre a parte que representa a energia essencial para provocar uma mudança de volume do corpo sem que haja mudança em sua forma e a energia necessária para produzir sua deformação.

Segundo Beer et al., (2015) a ruína por escoamento de um material está associada a valores críticos de uma porção da energia de deformação do ponto estudado no material. Caso as tensões principais possuam valores diferentes, ocorrerá a deformação heterogênea do cubo que representa o volume estudado, transformando-o em um paralelepípedo. A energia de deformação (U) que determina esta distorção é dada por:

$$U = \frac{1+\nu}{6 \cdot E} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2] \quad (1)$$

em que:

E = Módulo de elasticidade do material; (MPa)

ν = Coeficiente de Poisson;

$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ = Tensões principais. (MPa)

A mesma deformação ocorrerá também com a tensão equivalente, pois nesta situação tem-se $\sigma_1 = \sigma_{eq}$ e $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$. A equação que representa a energia de distorção para a tensão equivalente (σ_{eq}) fica:

$$U = \frac{1+\nu}{6*E} * 2 * \sigma_{eq}^2 \quad (2)$$

Ao igualarem-se as equações (1) e (2) tem-se:

$$(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 = 2 * \sigma_{eq}^2 \quad (3)$$

Ou seja:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2}{2}} \quad (4)$$

O estado de tensão de um sólido deformável pode ser caracterizado por três valores de tensão de acordo com as três direções perpendiculares, conhecidos como tensões principais. A superfície de escoamento é uma superfície bidimensional no referido espaço de tensão (HAN e REDDY, 1999).

Observando a representação geométrica do critério apresentado, verifica-se que os limites de resistência calculados por Von Mises predizem que o escoamento ocorrerá se o estado plano de tensões se der em um ponto no limite ou fora da superfície de escoamento (Figura 10). Segundo Domingues (2010), o critério de Von Mises apresenta resultados mais próximos dos obtidos experimentalmente em ensaios de tração.

Para Araújo, (2008) quando o estado de tensões para qualquer ponto de um corpo corresponde a um ponto de tensão situado fora das regiões da elipse de Von Mises ou mesmo em suas fronteiras, ocorrerá a falha.

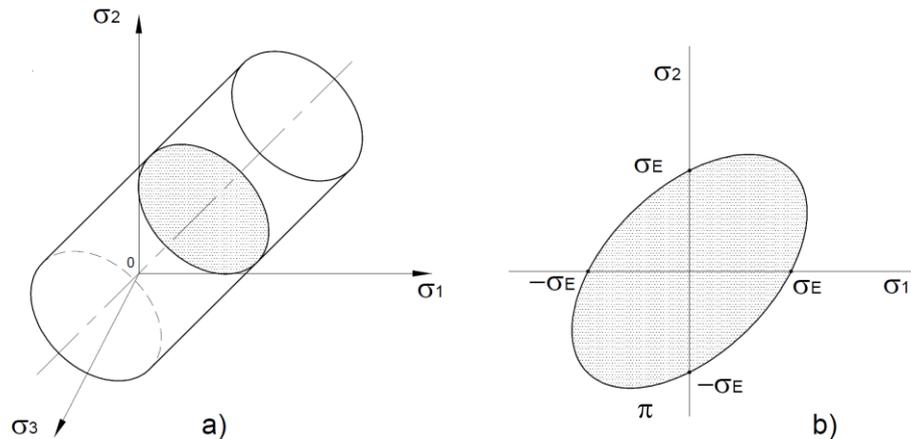


Figura 10 - Superfícies de escoamento para o critério de Von Mises tendo como coordenadas as tensões principais.

(a) Representação tridimensional, (b) Representação bidimensional.

Fonte: Adaptado de (BEER, 2015)

2.7. Falha por Fadiga

Os ciclos de operação com desligamento e retomada a que normalmente estão sujeitas as tubulações podem induzir o material à fadiga (PADRON, 2007). A frequência e intensidade desses ciclos estão diretamente ligadas à ocorrência de falhas por fadiga, que podem ocorrer mesmo se os níveis de tensão atingidos forem inferiores ao limite de resistência do material ou ao limite de escoamento.

O processo de fadiga em metais é a principal causa de falhas prematuras, causando a ruptura ou perda de funcionalidade de componentes sujeitos a carregamentos cíclicos. Segundo Callister e Rethwisch (2016) esse processo é caracterizado por três fases, a nucleação, a propagação de uma trinca e a fratura final.

O período entre a formação e o crescimento inicial da trinca, normalmente em um ponto de alta concentração de tensões até que atinja uma escala macroscópica, é chamado de nucleação (CHAN, 2010). A propagação é o período de crescimento no qual a trinca avança em incrementos a cada ciclo de tensões, até atingir um tamanho crítico, onde se inicia a fratura final (BORGES, 2010). A ruína ocorre muito

rapidamente uma vez que a trinca que está avançando tenha atingido o seu tamanho crítico (LEE et al., 2005).

A identificação e distinção das fases de nucleação e propagação não são simples, pois depende do tipo de material, da geometria do componente e do método empregado para sua detecção.

Em tubulações essas falhas normalmente são denominadas como falhas por fadiga de ciclo de pequena duração ou *low-cycle fatigue* (PEREIRA et al., 2008), sendo caracterizadas por pequenos números de repetição com altas cargas, na ordem de 10^5 aplicações ou menos. Abaixo de 10^3 repetições os problemas são considerados de ordem estática e não de fadiga.

As falhas por fadiga oferecem grande perigo à estabilidade operacional, pois não apresentam sintomas claros da iminência de ocorrerem como aquecimento ou deformações, normalmente são falhas súbitas e totais (XIAO et al., 2004). Um agravante nesse tipo de falha é o fato de serem cumulativas, ou seja, os períodos de inatividade do equipamento ou sistema não removem as sequelas iniciais.

Callister e Rethwisch (2016) apresentam uma forma de considerar a vida em fadiga, ou seja, a quantidade de ciclos admissíveis até que ocorra a fratura, como sendo a soma do número de ciclos para a iniciação da trinca e a propagação da trinca, conforme indicado na expressão 5.

$$Nf = Ni + Np \quad (5)$$

em que:

Nf = Vida em fadiga;

Ni = Número de ciclos para iniciação da trinca;

Np = Propagação da trinca.

Segundo Bailona (2006), por meio de ensaios de fadiga pode-se estimar o comportamento dos materiais em relação à fadiga, para tanto se aplica uma tensão rotativa a um corpo de prova específico para este ensaio até que ocorra a falha, verificam-se então quantos ciclos foram necessários para causar o dano e repete-se o teste para diversas tensões rotativas com magnitude diferente.

Plotam-se os resultados em um gráfico semilogarítmico, com a variação de tensão em MPa no eixo das ordenadas e o número de ciclos de operação no eixo das abcissas e traça-se a curva característica. Este gráfico é normalmente conhecido como diagrama de fadiga ou diagrama de Whöler. Na Figura 11 pode-se observar um exemplo de diagrama de fadiga para um corpo de prova de aço.

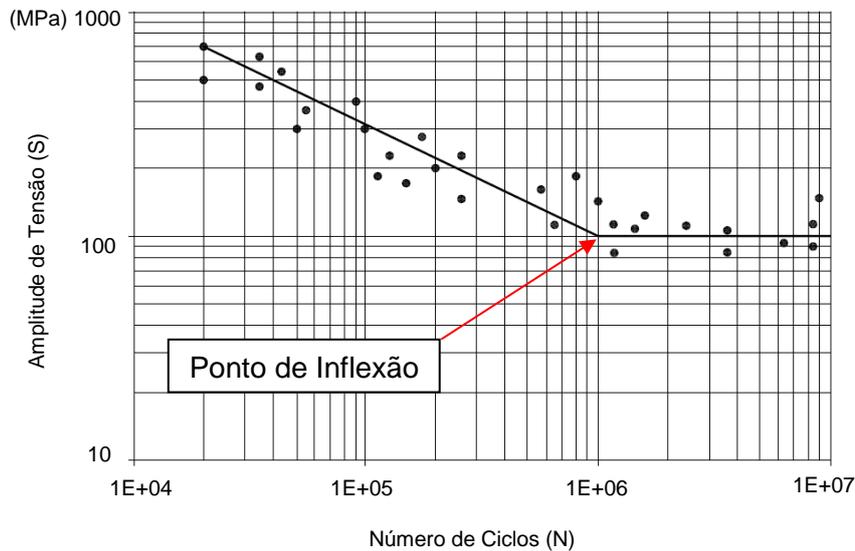


Figura 11 - Modelo de diagrama de fadiga para um aço.

Fonte: Adaptado de (BAILONA, 2006)

Para os materiais ferrosos, o gráfico tende a tornar-se horizontal após determinado número de ciclos. Abaixo do ponto de inflexão não ocorrerá falha, independentemente do número de ciclos. O ponto de inflexão (ver Figura 6) é denominado limite de resistência à fadiga ou simplesmente limite de fadiga (σ_f) (SCHÜTZ, 1996 e BRANCO et al., 1999).

O diagrama de fadiga possibilita estimar diretamente a vida útil de uma peça sujeita a cargas cíclicas constantes, relacionando a magnitude da carga imposta e o número de ciclos. No caso de tubulações (objeto deste estudo), durante sua vida operacional normalmente ocorre uma grande variação na intensidade das cargas aplicadas, tornando o método inexecutável.

Assim sendo, para a estimativa do tempo de vida de tubulações, aplica-se a teoria da soma das razões de ciclos, também conhecida por método de Palmgren-Miner, recomendada pela ASME Seção III, que prediz que uma falha por fadiga ocorrerá se:

$$K = \frac{nc_1}{NC_1} + \frac{nc_2}{NC_2} + \dots + \frac{nc_i}{NC_i} \quad (6)$$

em que:

K = Constante experimental de valor 1,0;

nc = Número de ciclos de tensão σ aplicada;

NC = Número de ciclos correspondentes ao tempo de vida esperado sob a ação da tensão σ .

Esta teoria porém não se aplica em casos controlados por deformação ou acúmulo de danos, característicos de fadiga de baixo ciclo.

2.8. Fadiga em metais

O termo fadiga quando referido ao comportamento dos materiais de engenharia como:

...”o processo gradual de mudança estrutural localizada permanente em um material sujeito a condições que produzem tensões e deformações flutuantes em algum ponto (ou pontos) e que pode culminar em trincas ou em fratura, depois de um número suficiente de flutuações”... (ASTM, 2010).

A fadiga é tida como mecânica quando as solicitações são tensões ou deformações, provocando fratura sob tensões inferiores à tensão de escoamento e da tensão crítica de fratura do material (LEE, 2012). Quando de variações cíclicas de temperatura, o fenômeno denomina-se fadiga térmica e submetida a combinação de ambos efeitos, fadiga termomecânica. Fadiga sob fluência, sob corrosão e de contato são outras manifestações de fadiga mecânica, produzidas por diferentes combinações de solicitações (NIMS, 2010).

Normalmente os componentes estruturais operam sob carregamentos variáveis, severos o bastante para fazer da resistência à fadiga um critério básico de projeto, justificando o grande empenho de investigação sobre o tema no século XX, o qual produziu por volta de 10.000 referências (LEE, 2012).

Dentre as várias classificações dos processos de fadiga, um comum os divide em “fadiga de alto ciclo” e “fadiga de baixo ciclo”, definindo como Fadiga de alto ciclo aquela na qual a solicitação é baixa, portanto o número de ciclos para ruptura (N_f) é grande, excedendo muito 10^3 ciclos, com o material sofrendo deformação macroscópica apenas elástica. Neste caso, o número de ciclos é relacionado tanto com o campo de deformações elásticas quanto com o campo de tensões. Geralmente para os materiais que falham sob essas pequenas deformações cíclicas, a nucleação de trincas de fadiga necessita de um número muito maior de ciclos do que a sua propagação precisa para atingir o comprimento crítico (STEPHENS, 2001).

À medida que a amplitude da tensão ou da deformação cíclica aumenta, o número de ciclos diminui e, concomitantemente, desenvolve-se uma componente de deformação plástica cíclica. Para um número de ciclos de aproximadamente 10^3 ciclos, as amplitudes de deformação plástica e elástica são semelhantes e, para valores menores de número de ciclos, as amplitudes de deformação plástica excedem as elásticas. Desta forma o processo passa, então, a ser conhecido como fadiga de baixo ciclo e, neste caso, as amplitudes de deformação plástica correlacionam-se melhor com o número de ciclos do que o campo de tensões (LEE, 2012)..

Normalmente os metais dúcteis respondem melhor à fadiga de baixo ciclo, visto que a deformação plástica da ponta da trinca resulta no seu embotamento, propiciando a redução da taxa de propagação (SURESH, 2001).

Para fadiga de alto ciclo, o número de ciclos até a falha geralmente é caracterizado em termos de amplitude de tensões, já para fadiga de baixo ciclo, a vida em fadiga é melhor caracterizada em termos de amplitude de deformações. (SURESH, 2001).

2.9. Fadiga de Baixo Ciclo

A fadiga de baixo ciclo e a fadiga de alto ciclo são melhor compreendidas por meio da análise de uma curva $\epsilon - N$ esquemática. A fadiga de baixo ciclo ocorre em um número de ciclos inferior a 10^5 , em que as deformações plásticas são mais significativas que as elásticas, conforme representado na Figura 1. A fadiga de alto ciclo ocorre em ciclos na ordem de 10^5 ou superior, e se caracteriza por apresentar deformações elásticas maiores que as plásticas. A Figura 12 apresenta além da

curva total as componentes elásticas e plásticas, sendo ϵ_p e ϵ_e o domínio da deformação plástica e elástica respectivamente (PINEAU, 2010).

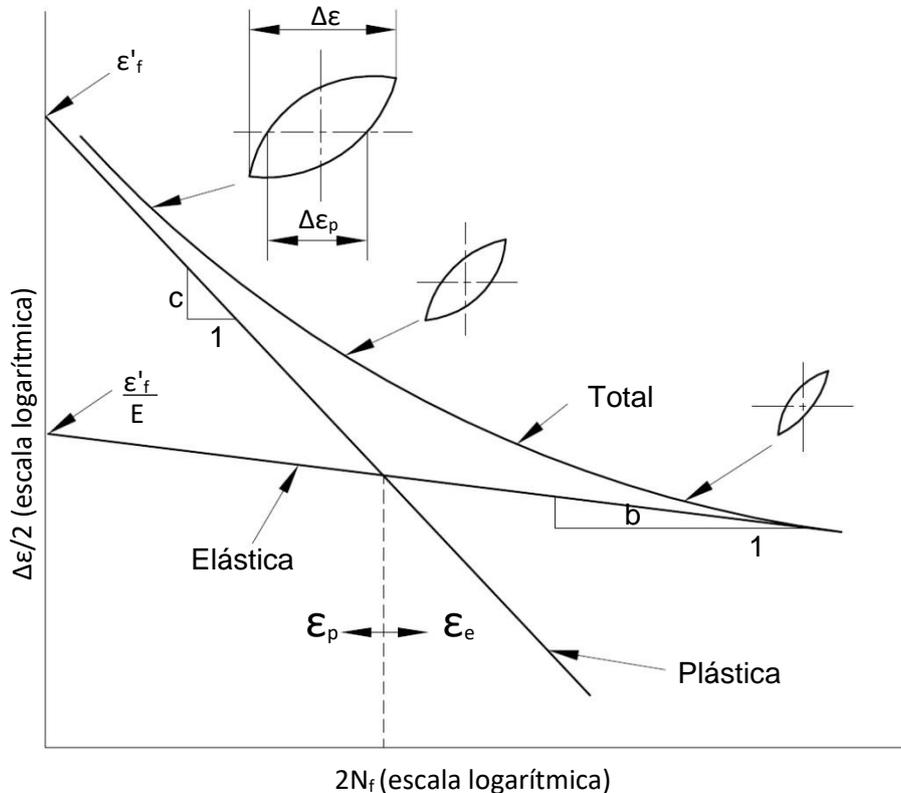


Figura 12 - Curva esquemática amplitude de deformação versus vida.

Adaptado de: (DOWLING, 2012)

Segundo Draper (2008), para um material sujeito a uma deformação total $\Delta\epsilon t$ (elástica + plástica) é possível se determinar a resistência à fadiga por meio de uma superposição dos componentes de deformação elástico e plástico. Assim, a expressão 7 (Equação de Manson-Coffin-Basquin), reúne as parcelas elástica ($\Delta\epsilon_e/2$) e plástica ($\Delta\epsilon_p/2$) das curvas representadas na Figura 1.

$$\frac{\Delta\epsilon}{2} = \frac{\Delta\epsilon_e}{2} + \frac{\Delta\epsilon_p}{2} = \frac{\sigma_f}{E} (2Nf)^b + \epsilon_f (2Nf)^c \quad (7)$$

Em que:

$\frac{\Delta\epsilon_e}{2}$ = amplitude de deformação elástica;

σ_f = coeficiente de resistência à fadiga, igual ao intercepto de tensão para $2Nf = 1$;

Nf = número de ciclos para falha;

b = expoente de resistência à fadiga;

ϵ_f = coeficiente de ductilidade em fadiga, igual ao intercepto de deformação em $2N_f = 1$;

c = expoente de ductilidade em fadiga.

Para se determinar os expoentes b e c , as expressões são:

$$b = -\left(\frac{n'}{1+5n'}\right) \quad (8)$$

$$c = -\left(\frac{1}{1+5n'}\right) \quad (9)$$

Em que:

n' = coeficiente de encruamento cíclico.

Ainda segundo Draper (2008), para muitos metais sujeitos à frequência de baixo ciclo o expoente de ductilidade em fadiga “ c ” varia entre $-0,5$ e $-0,7$.

Um componente quando submetido a níveis de tensões relativamente altos, apresenta falha em números baixos de ciclos, estando sujeitos a uma fadiga de baixo ciclo (FBC) conforme ilustrado na figura 13. Componentes estruturais expostos a altas temperaturas apresentam como modo de falha predominante a fadiga de baixo ciclo. Normalmente as condições para a ocorrência de fadiga de baixo ciclo são criadas quando os ciclos de tensões são de origem térmica (AGRAWAL, 2014).

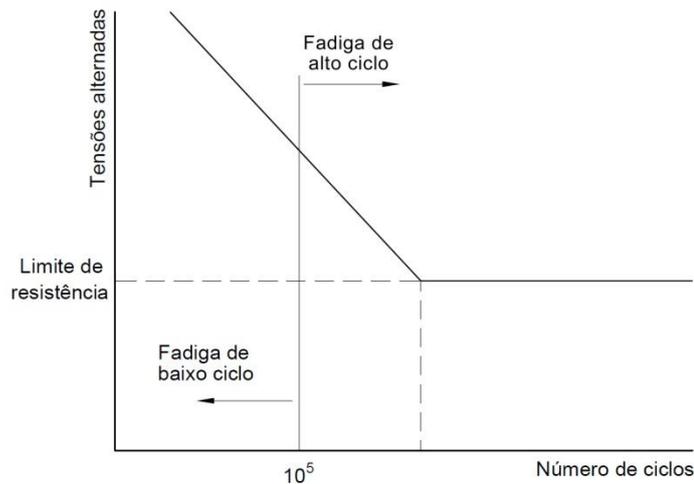


Figura 13 - Fadiga de baixo e alto ciclo.

Adaptado de: (AGRAWAL, 2014)

Segundo Agrawal et al. (2014), existem três formas de se prever a vida em fadiga de baixo ciclo de um componente ainda na fase de projeto que são:

- a. Por meio dos resultados experimentais obtidos na realização de ensaios cíclicos em amostras feitas com o mesmo material, sob diferentes amplitudes de deformação e condições de carga.
- b. Por métodos numéricos que envolvem um modelo matemático para descrever o comportamento do material, necessitando nesses casos conhecer as propriedades do material envolvido. Para materiais novos esses dados são obtidos por meio de testes em laboratório.
- c. Por meio de simulação de elementos finitos usando *softwares* comerciais que por sua vez também requerem o conhecimento das propriedades do material a ser analisado.

Ainda segundo Agrawal, (2014), as medições experimentais e as simulações numéricas normalmente são caras e demoradas, principalmente quando os componentes são submetidos a longos históricos de carregamento cíclicos multiaxiais. Portanto, as predições por análise de elementos finitos têm sido amplamente utilizadas para a estimativa da previsão da vida.

2.10. Mecanismos de nucleação de trincas

Segundo Callister e Rethwisch (2016) os pontos de maior concentração de tensões sobre a superfície de um componente são propícios à nucleação de trincas associadas à falha por fadiga. As regiões onde ocorre a nucleação de trincas normalmente apresentam riscos superficiais, porosidades em solda, cantos vivos, concentradores macroscópicos de tensão, intrusões ou regiões de baixa uniformidade microestrutural ou química.

Uma vez nucleada a trinca, dá-se início a sua propagação de forma lenta até que o corpo entre em ruína, ocorrendo sua ruptura. Dependendo de fatores como tipo de material envolvido ou circunstâncias da tensão e do meio, a fratura final pode apresentar características frágeis ou dúcteis.

A Figura 14 mostra uma representação dos estágios de nucleação e propagação de uma trinca por fadiga.

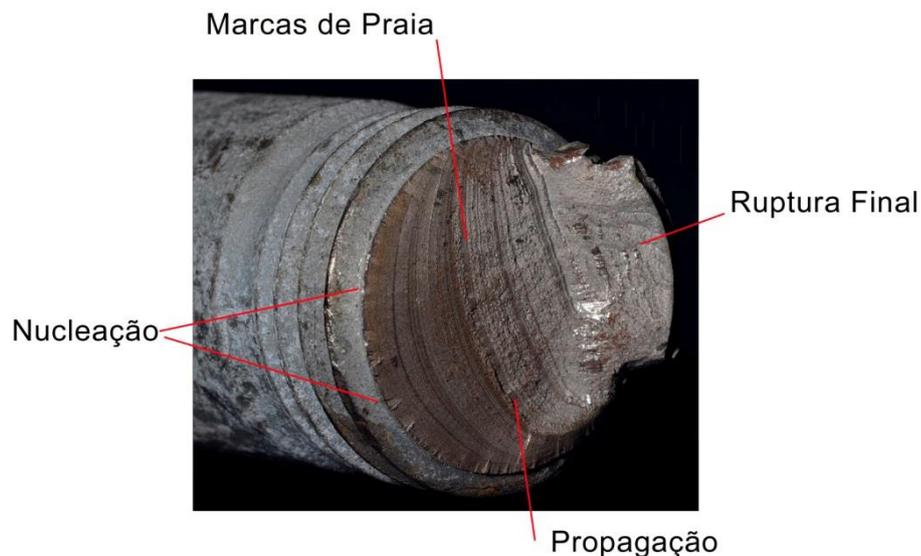


Figura 14 - Representação dos estágios da propagação de trinca por fadiga em um parafuso.

Fonte: (LISINMET,2016)

O surgimento prematuro de dano por fadiga normalmente pode ser evitado submetendo a peça a um processo de recozimento adequado.

O estágio I de nucleação da trinca se caracteriza pelo aprofundamento de trincas no material em planos de alta tensão cisalhante, devido ao crescimento de bandas de deslizamento.

No estágio II a propagação das trincas em planos de altas tensões envolve o coalescimento de trincas, que gera trincas com direção bem definidas normais à direção principal de carregamento.

A ruptura final ocorre pela falta de seção resistente. No momento em que a trinca atinge um tamanho crítico, a ruína se dá por tensão plana cisalhante.

Para Stephens et al., (2001) e Lee et al., (2005), ao longo dos ciclos, as bandas de deslizamento (Figura 15) têm aumentadas a densidade e a quantidade, bem como a deformação plástica acumulada.

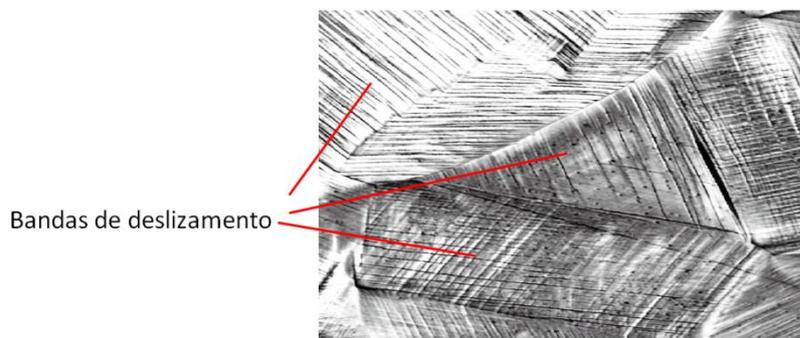


Figura 15 - Detalhe de bandas de deslizamento.

Fonte: (PEOPLE, 2016)

Nas regiões onde ocorrem as deformações plásticas mais severas, as bandas de deslizamento são denominadas bandas de deslizamento persistente. Quanto mais próximo de 45° se encontra o sistema de deslizamento dos grãos em relação à direção principal de carregamento, mais fácil se dará a movimentação das discordâncias (LINS, et al., 2009).

A Figura 16 ilustra um esquema do plano de deslizamento onde o produto dos cossenos dos ângulos λ e ϕ pela tensão σ , resulta no fator de Schmid⁴.

Quanto maior o fator de Schmid maior será a tensão cisalhante no plano de deslizamento e conseqüentemente a movimentação das discordâncias (MORAIS, 2013).

⁴ A Lei de Schmid (fator de Schmid, m) descreve o plano e a direção de deslizamento de um material. A Lei de Schmid estabelece que a tensão cisalhante resolvida criticamente (τ) é igual à tensão aplicada ao material (σ) multiplicada pelo cosseno do ângulo com o plano de deslizamento (ϕ) e o cosseno do ângulo com a direção de deslizamento (λ).

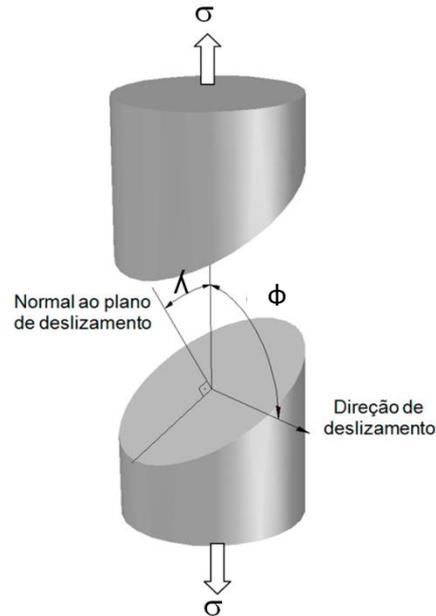


Figura 16 - Relações geométricas entre o eixo de tração, o plano de escorregamento e a direção de escorregamento que determinam o fator de Schmidt.

Fonte: Adaptado de (MORAIS, 2013)

Para Ferreira (2010), durante a propagação da trinca, a deformação plástica se localiza externamente e se apresenta na forma de bandas de deslizamento. Conforme cresce o número de bandas de deslizamento, cresce também a concentração de tensões.

Esse ciclo se repete, pois, a medida em que o material acumula mais deformação plástica, faz com que surjam novas bandas de deslizamento e assim sucessivamente. A Figura 17 apresenta exemplos micrográficos de bandas de deslizamento.

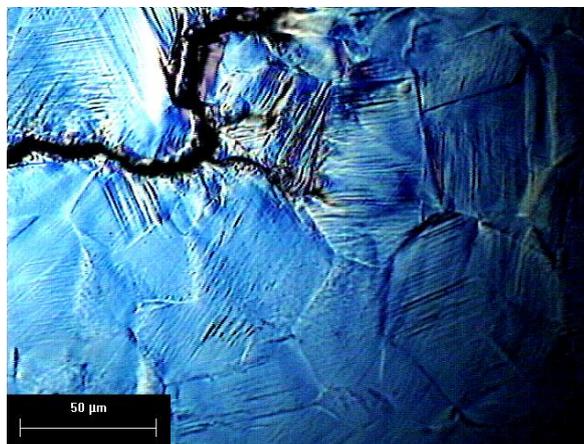


Figura 17 - Bandas de deslizamento produzidas por acumulo de deformação plástica.

Fonte: (LABH2, 2016)

2.11. Estágios de Nucleação de Trincas

No estágio I quando as orientações cristalinas apresentam um fator de Schmidt elevado, as deformações resultantes são mais severas e conseqüentemente a concentração de tensões também é intensa, resultando nas chamadas bandas de deslizamento persistentes (Figura 18). Quando o material não suporta mais acumular deformações plásticas, nas bandas persistentes, ocorre a nucleação da trinca (GARCIA et al, 2000).

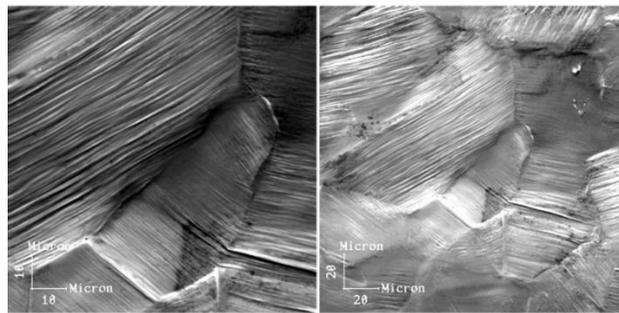


Figura 18 - Bandas de deslizamento persistentes.

Fonte: (LABH2, 2016)

No estágio II onde ocorre a propagação das trincas, na medida em que cresce o número de ciclos, as trincas se propagam de maneira dúctil, abrindo na componente de tração e fechando na ponta da trinca na componente de compressão (NORTON, 2004).

Durante a propagação da trinca surgem relevos característicos da fadiga chamados de marcas de praia quando macroscópicos e estrias de fadiga na forma microscópica. A Figura 19 representa ambas as formas de apresentação do relevo característico (SILVA, 2009).

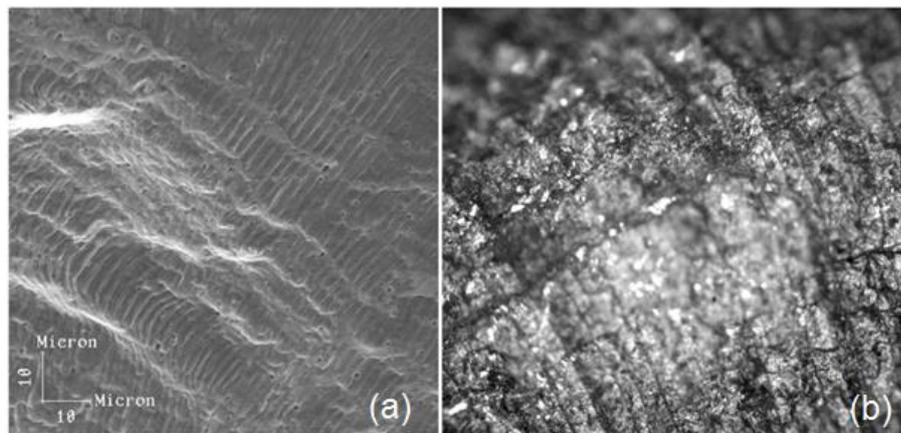


Figura 19 - Representação dos relevos formados durante a propagação das trincas.

Fonte: (LABH2, 2016)

Segundo Sá (2013) ruptura final ocorre com o avanço da propagação da trinca. A peça tende a perder seção até que ao atingir um tamanho crítico, o material não suporta mais a tensão aplicada e entra em colapso, sofrendo uma ruptura final estática por sobre tensão.

Na Figura 20 observa-se o detalhe de uma peça que sofreu ruptura.

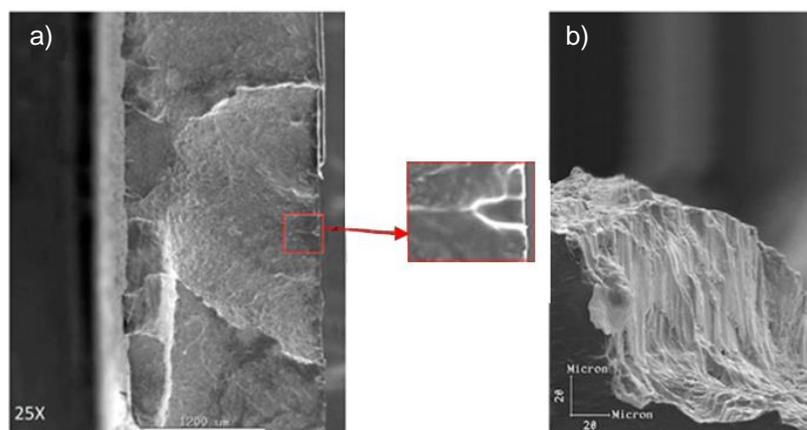


Figura 20 - Representação de ruptura em peça.

a) Nucleação e propagação da trinca, b) ruptura por perda de seção.

Fonte: (LABH2, 2016)

No fenômeno da fadiga, tratando-se no aspecto microestrutural, as trincas podem iniciar nas bandas de deslizamento persistente (BDP), nos contornos de grãos do material ou nas inclusões (MIRANDA, 2002).

Uma causa provável para a nucleação de trincas nos contornos de grãos é a interação entre as BDP que são constituídas por extrusões e inclusões no material (Figura 21) e a interface do contorno de grãos.

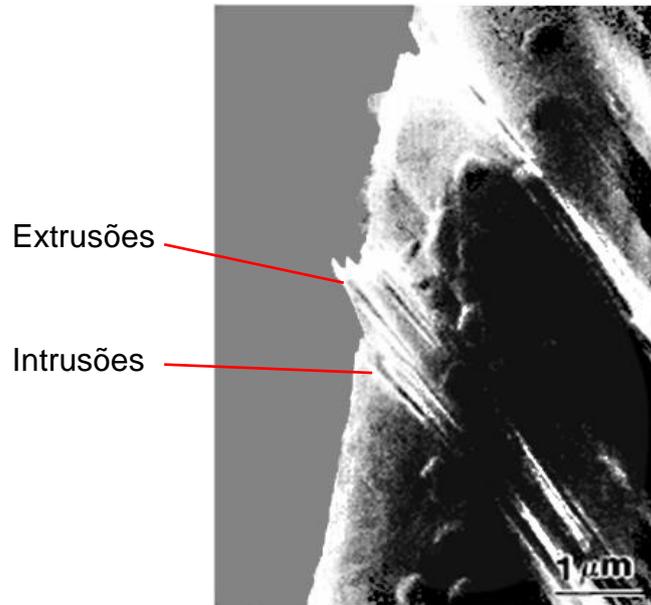


Figura 21 - Formação de Intrusão e Extrusão nas bandas de escorregamento.

Fonte: (MEYERS, 1998).

Nos metais dúcteis, a propagação das trincas decorre da intensa deformação plástica nas BDP próximas a extremidade da trinca, originando novas superfícies de trinca por decoesão em cisalhamento.

Na transição da nucleação para a propagação da trinca, ocorre uma mudança de comportamento à fratura, passando de uma alta sensibilidade à microestrutura para uma quase insensibilidade.

Conforme Maddox (2007) em fadiga, a mecânica da fratura é usada para se determinar a taxa de crescimento segura de uma trinca, assegurando qual o comprimento de trinca é aceitável antes que ocorra a ruína.

Existem vários modelos capazes de descrever o comportamento em fadiga de um material, sendo o modelo de Paris o mais simples e um dos mais conhecidos para se prever a propagação de trincas em fadiga (MADDOX, 2007).

A lei de Paris apresenta a correlação entre a taxa de propagação da trinca e a amplitude do fator de intensidade de tensões conforme indicado na expressão 10.

$$\frac{da}{dN} = C * \Delta K^m \quad (10)$$

em que:

$\frac{da}{dN}$ = Taxa de propagação da trinca;

ΔK = Amplitude do fator de intensidade de tensões;

C = Coeficiente linear (intercepto) da curva log-log da/dN versus (ΔK)

m = Coeficiente angular da curva log-log da/dN versus (ΔK)

Graficamente a lei de Paris é representada em escala bi logarítmica (SOARES, 2016) por uma reta, conforme ilustrado na região II da Figura 22, onde m seria o coeficiente angular e $\log C$ a translação no eixo das ordenadas.

A figura 20 ilustra a representação de uma curva típica do comportamento de propagação de uma trinca.

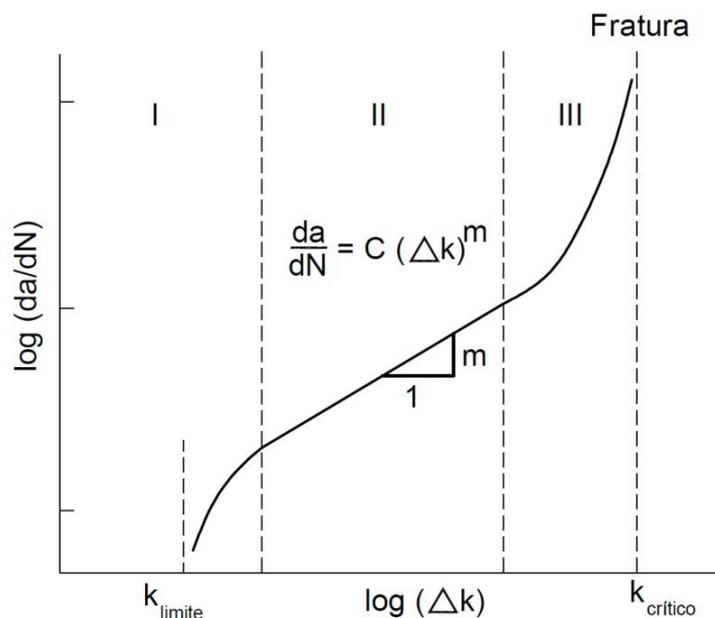


Figura 22 - Lei de crescimento subcrítico típico de trinca por fadiga.

Fonte: Adaptado de (SOARES, 2016).

Segundo Corbani, (2012) conforme indicado na expressão 8, ΔK que seria o incremento do fator de intensidade de tensões, pode ser determinado por:

$$\Delta k = \Delta \sigma * \sqrt{\pi * \alpha * \beta} \quad (11)$$

em que:

$\Delta\sigma$ = Incremento de tensões por ciclo de carga

α = Tamanho da fissura

β = Adimensional que representa a forma da fissura e as condições de contorno atuantes.

π = Constante matemática

Segundo Maddox (2007) e Godoy (2008), propagação só se dá quando incidir sobre a trinca um Δk superior a um valor mínimo que é determinado pelo tipo de material e pela relação das tensões $\sigma_{\text{mín.}}/\sigma_{\text{máx.}}$.

Ao superar o valor mínimo, ocorre a propagação da trinca de forma subcrítica, aumentando a velocidade de propagação até entrar em regime na região II, definida pela lei de Paris.

Quando a trinca se aproxima de sua condição crítica, tem a velocidade aumentada na região III, fora da região abrangida pela lei de Paris.

2.12. Método de Elementos Finitos

O Método dos Elementos Finitos (MEF) é aplicado na determinação do estado de tensão e de deformação de um sólido de geometria arbitrária sujeito a ações exteriores. Este tipo de cálculo genericamente designado como análise de estruturas pode ser usado, por exemplo, no estudo de edifícios, pontes, barragens, etc. (AZEVEDO, 2003).

Estruturas como vigas, pórticos, treliças e malhas são definidos como reticuladas, por serem constituídas por barras prismáticas em que a seção transversal apresenta dimensões muito inferiores ao comprimento do seu eixo (CABAL, 2016). As estruturas não reticuladas são, normalmente, estudadas como meios contínuos (cascas, sólidos, paredes, lajes). Nas estruturas reticuladas surgem conceitos comuns aos vários tipos de estruturas, como o de equilíbrio, compatibilidade, tensão, deformação, relação entre tensão e deformação, etc.

Ainda conforme Cabal, 2016, a formulação do MEF pode ser baseada no método dos deslocamentos, em modelos de equilíbrio, ou em métodos mistos. De todos estes métodos, aquele que apresenta uma maior simplicidade e, conseqüentemente, uma maior versatilidade é o método dos deslocamentos.

O Método dos Elementos Finitos (MEF) consiste em um método numérico aproximado para análise de diferentes fenômenos físicos que ocorrem em meios contínuos, e que são descritos por meio de equações diferenciais parciais, com determinadas condições de contorno (COOK, 2002).

2.12.1. Fundamentação do método

O desenvolvimento do Método dos Elementos Finitos (MEF) teve origem no final do século XVIII, com a proposição de Gauss na utilização de funções de aproximação para a solução de problemas matemáticos (OLIVEIRA, 2000). Durante mais de um século, diversos matemáticos desenvolveram teorias e técnicas analíticas para a solução de problemas, entretanto, pouco se evoluiu devido à dificuldade e à limitação existente no processamento de equações algébricas (CABAL, 2016). O desenvolvimento prático desta análise ocorreu somente por volta de 1950 com o advento da computação em consequência dos avanços tecnológicos, permitindo a elaboração e a resolução de sistemas de equações complexas (CABAL, 2016). Em 1956, Turner, Clough, Martins e Topp, propuseram um método de análise estrutural, similar ao MEF enquanto trabalhavam em um projeto de aeronaves para a Boeing. Já em 1960 utilizaram pela primeira vez o nome de Método dos Elementos Finitos, descrevendo-o. A partir daí o desenvolvimento do método se deu de forma exponencial, sendo aplicado em diversas áreas da Engenharia, Medicina, Odontologia e áreas afins (OLIVEIRA, 2000).

Em linhas gerais, pode-se definir o MEF como um método matemático, no qual um meio contínuo é discretizado em elementos que mantêm as propriedades de quem os originou. Esses elementos são descritos por equações diferenciais e resolvidos por meio de modelos matemáticos (AZEVEDO, 2003).

A ideia principal do Método dos Elementos Finitos consiste em se dividir o meio contínuo do problema em sub-regiões de geometria simples de formato triangular, quadrilateral, cúbico, etc. (KIM, 2011), conforme ilustrado esquematicamente na Figura 23.

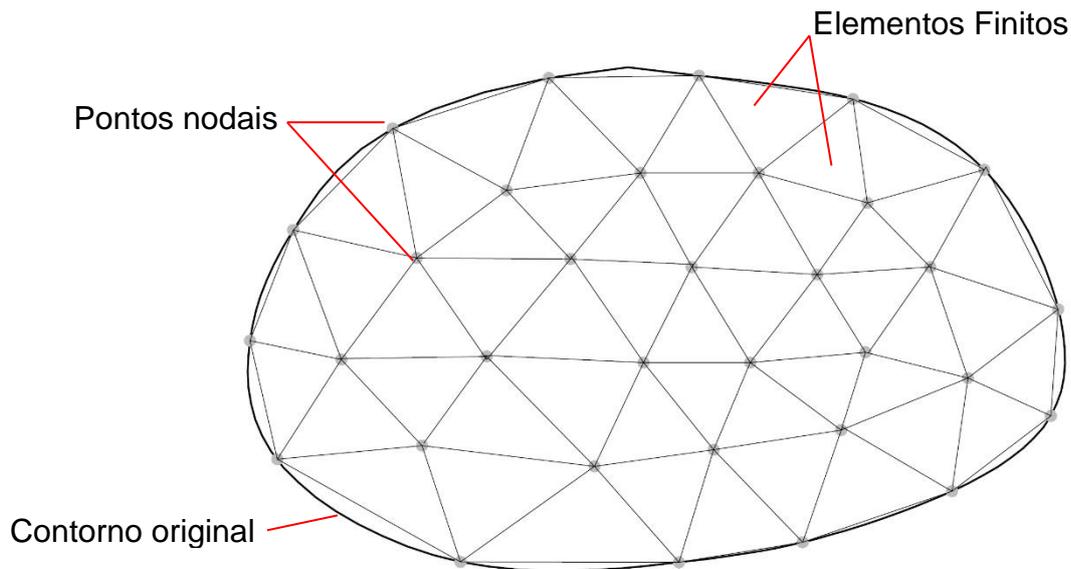


Figura 23 - Malha de elementos finitos.

Adaptado de: (AZEVEDO, 2003).

O termo “Elementos Finitos” atribuído às sub-regiões vem do fato delas apresentarem dimensões finitas, em contraste com os elementos infinitesimais empregados no cálculo diferencial e integral.

Ainda conforme Kim (2011), os elementos finitos são conectados entre si através de determinados pontos, denominados nós ou pontos nodais, conforme indica a Figura 23. Usualmente denomina-se malha de elementos finitos o conjunto de elementos finitos e pontos nodais. Foram desenvolvidos diversos tipos de elementos finitos que apresentam formas geométricas diversas (triangular, quadrilateral, cúbico, etc.) em função do tipo e da dimensão do problema, (uni, bi ou tridimensional). Na Figura 24 está representada a geometria de vários tipos de elementos finitos.

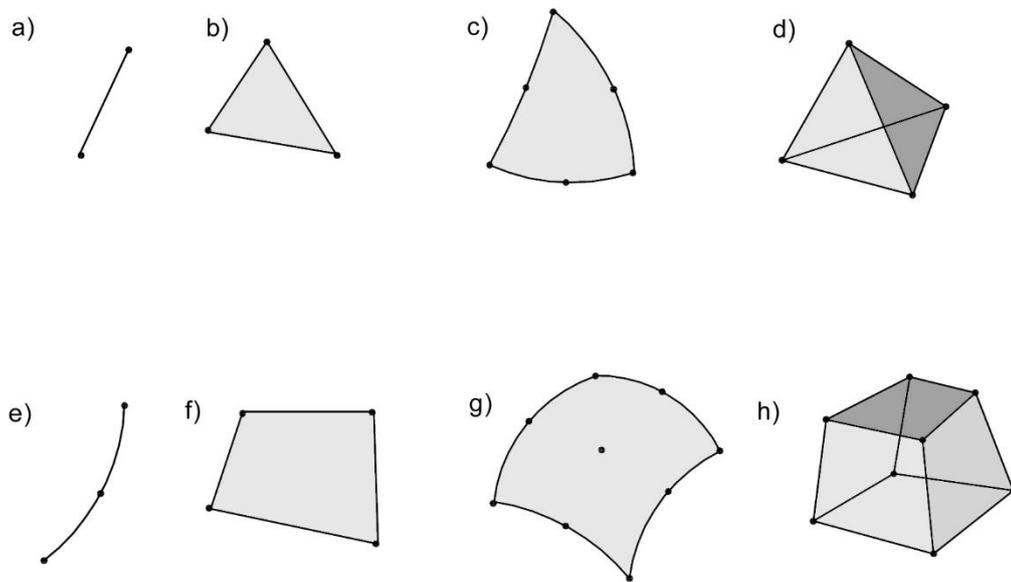


Figura 24 - Diferentes tipos de elementos.

a) Elemento de barra com dois nós, b) Elemento triangular com três nós, c) Elemento triangular com seis nós, d) elemento tetraédrico com quatro nós, e) Elemento de barra com três nós, f) Elemento quadrilateral com quatro nós, g) Elemento quadrilateral com nove nós, h) Elemento hexaédrico com oito nós.

Adaptado de (CABAL, 2016)

A precisão do método depende da quantidade de nós e elementos, e do tamanho e tipo dos elementos presentes na malha, portanto à medida que o tamanho dos elementos finitos tende a zero, e conseqüentemente, a quantidade de nós tende a infinito, a solução também converge para a solução exata do problema.

Desta forma pode-se dizer que quanto menor for o tamanho e maior for o número de elementos em uma determinada malha, mais precisos serão os resultados da análise (VAZ, 2010).

2.12.2. O conceito de grau de liberdade no MEF

Tão importante quanto os conceitos de “elementos finitos” e “nós”, também e de grande importância o conceito de “grau de liberdade. Segundo Souza (2003), ideia de grau de liberdade está baseada na ideia do movimento de partículas em problemas da Mecânica, no qual um ponto apresenta no espaço três graus de liberdade (movimentos de translação) e um corpo rígido apresenta, no espaço seis

graus de liberdade, sendo, três possíveis movimentos de translação e três possíveis movimentos de rotação (SOUZA, 2003), conforme indicado na Figura 25.

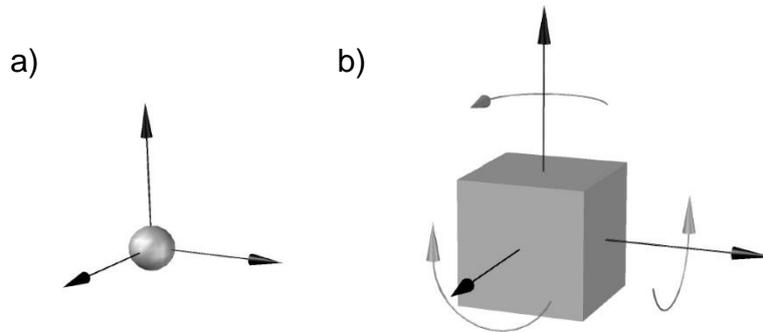


Figura 25 - Graus de liberdade.

a) Graus de liberdade de um ponto, b) Graus de liberdade de um sólido.

O comportamento de um elemento é praticamente definido pelo número e posicionamento dos nós, e pelo número de graus de liberdade por nó. Um mesmo elemento finito com a mesma forma e mesmo número de nós, pode ser utilizado com diferentes graus de liberdade, dependendo da dimensão e tipo do problema em questão (KIM, 2011).

Na análise de tensões, os graus de liberdade dos nós correspondem aos possíveis movimentos que estes podem sofrer. Estes movimentos ou deslocamentos dos nós são as incógnitas principais da análise pelo MEF (SOUZA, 2003).

Da mesma forma, ao estudar-se condução de calor, embora não se estude o movimento de partículas, utiliza-se o termo “grau de liberdade” para referenciar a incógnita principal do problema, ou seja, o valor do campo de temperatura nos nós da malha (MELLO, 2010).

2.12.3. Tipo de análise

O modo como o MEF é formulado e aplicado depende, em parte, das simplificações inerentes a cada tipo de problema. Antes da análise de uma estrutura é necessário considerar-se alguns aspectos como o tipo de análise a se realizar (MELLO, 2010).

2.12.4. Análise dinâmica ou estática

Quando as ações que agem sobre as estruturas são dinâmicas, devem-se considerar as forças de inércia associadas às acelerações a que cada um dos seus componentes está sujeito (ALVES, 2008). Nem sempre na análise de uma estrutura devem ser considerados os efeitos dinâmicos, em muitas situações é razoável considerar que as ações são aplicadas de um modo suficientemente lento, o que torna desprezíveis as forças de inércia. Nestes casos a análise passa a ser tratada como estática (ALVES, 2008).

2.12.5. Análise não linear ou linear

Normalmente na análise de uma estrutura sólida, considera-se que os deslocamentos provocados pelas ações exteriores são muito pequenos quando comparados com as dimensões dos componentes da estrutura. Nestes casos, admite-se que não existe influência da modificação da geometria da estrutura na distribuição dos esforços e das tensões, “i” e. o estudo é feito com base na geometria inicial sem deformação. Quando esta hipótese não é considerada, a análise é chamada de não linear geométrica. Também se considera que, ao nível do material que constitui a estrutura, a relação entre as tensões e as deformações é linear (CHANDRUPATLA, 2015).

2.12.6. Tipo de estrutura

As estruturas podem ser classificadas quanto à sua geometria como reticuladas, laminares ou sólidas. São classificadas como sólidas as estruturas que não apresentam características que as permitam se enquadrar no grupo das laminares ou das reticuladas (CABAL, 2016).

As estruturas laminares são as que se desenvolvem para ambos os lados de uma superfície média, mantendo-se na sua vizinhança. No caso de uma lâmina na qual sua espessura é muito inferior às restantes dimensões, quando a superfície média é plana, a estrutura laminar pode ser classificada como parede, laje ou casca plana (KIM, 2011). Uma parede está sujeita a ações paralelas ao seu plano médio, já uma laje pode ter aplicadas forças perpendiculares ao plano médio e momentos cujo vector está contido no plano médio (AZEVEDO, 2003).

Uma estrutura laminar plana sujeita a outros tipos de ações é designada casca plana e casca tridimensional quando a superfície média não é plana.

Nas estruturas reticuladas constituídas por barras prismáticas, em que as dimensões transversais são muito menores do que o comprimento do respectivo eixo é habitual distinguir os pórticos das treliças (SOBRINHO, 2006).

A formulação do MEF requer a existência de uma equação integral, de modo que seja possível substituir o integral sobre um domínio complexo de volume “V” por um somatório de integrais estendidos aos subdomínios de geometria simples de volume “Vi”, conforme ilustrado no exemplo da expressão 1, que corresponde ao integral de volume de uma função “f” (DIAS, 2010).

$$\int V f \, dV = \sum_{i=1}^n \int V_i \, dV \quad (12)$$

Em (1) pressupõe-se que:

$$V = \sum_{i=1}^n V_i \quad (13)$$

Quando possível calcular todos os integrais estendidos aos subdomínios “Vi”, efetua-se o somatório correspondente ao segundo membro de (1) para se obter o integral estendido a todo o domínio (DIAS, 2010). Cada subdomínio “Vi” representa um elemento finito de geometria simples, segmento de reta, triângulo ou quadrilátero, tetraedro ou paralelepípedo. O somatório indicado em (1) dará origem à uma operação que apresenta muitas semelhanças com a que é efetuada nas estruturas reticuladas (DIAS, 2010).

2.12.7. Conceitos Básicos do SolidWorks®

O aplicativo SolidWorks® é um *software* de automação de projeto mecânico que usufrui da interface gráfica do usuário conhecida do Microsoft Windows. Por sua interface amigável, essa ferramenta, permite aos projetistas mecânicos esboçar ideias com rapidez, fazer testes com recursos e dimensões e produzir modelos e desenhos detalhados.

Um modelo do SolidWorks® consiste em uma geometria sólida 3D em um documento de peça ou montagem. Os desenhos são criados a partir de modelos ou por meio de rascunhos de vistas em um documento de desenho. Em geral, se começa com um esboço, cria-se um recurso-base e adiciona-se mais recursos ao modelo (também existe a possibilidade de iniciar a partir de uma geometria sólida ou importada de outros *softwares*). É possível refinar o projeto adicionando, editando ou reordenando os recursos.

A associação entre peças, montagens e desenhos assegura que as alterações feitas em um documento ou vista sejam automaticamente feitas em todos os outros documentos e vistas. É possível gerar desenhos ou montagens em qualquer momento no processo de projeto. Com uma placa gráfica compatível instalada, pode-se exibir modelos e ambientes fotorrealísticos.

2.12.8. Simulações e análises

O *software* possibilita a realização de diversos tipos de análises em modelos virtuais. Trataremos especificamente das análises linear, e de fadiga que são alvo deste estudo. Serão explicadas o que cada tipo de análise faz, as pressuposições envolvidas, os dados de entrada necessários e o resultado esperado. Também será apresentada uma breve descrição de como executar cada tipo de análise.

2.12.9. Análise Estática

Quando cargas são aplicadas a um corpo, ele é deformado e o efeito das cargas é transmitido por toda a sua extensão. As cargas externas induzem forças e reações internas, que permitem ao corpo retomar um estado de equilíbrio. A análise estática linear calcula deslocamentos, deformações, tensões e forças de reação sob o efeito de cargas aplicadas.

A análise linear estática adota as seguintes pressuposições:

Condição estática. Todas as cargas são aplicadas lenta e gradativamente até atingirem suas totais magnitudes. Após atingirem a magnitude total, as cargas permanecem constantes (não variam com o tempo). Esta pressuposição permite ignorar forças de inércia e amortecimento causadas por acelerações e velocidades de valor desprezível. Cargas que variam com o tempo, que induzem grandes forças

de inércia e/ou amortecimento podem exigir a análise dinâmica. Cargas dinâmicas se alteram com o tempo e, em muitos casos, induzem forças inerciais e de amortecimento de intensidade considerável que não podem ser desprezadas.

Condição de linearidade. A relação entre cargas e as respostas induzidas são lineares. Todos os materiais do modelo estão de acordo com a Lei de Hooke, que afirma que a tensão é diretamente proporcional à deformação, esta relação pode ser observada na Figura 26.

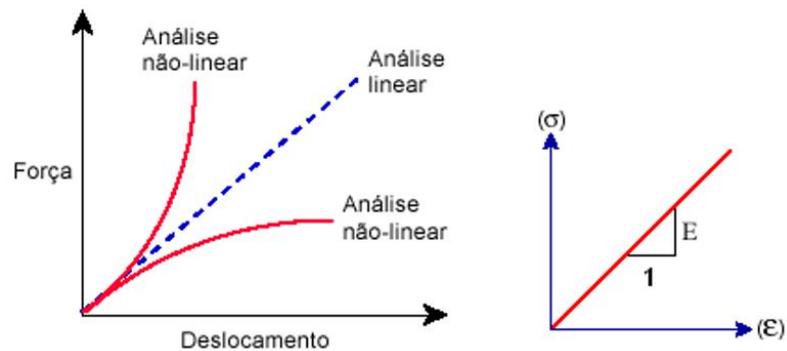


Figura 26 - Relação da análise com a Lei de Hooke.

Adaptado de: (SolidWorks®, 2016)

2.12.10. Análise Dinâmica

Os estudos estáticos assumem que as cargas são constantes ou aplicadas muito lentamente até atingirem o valor máximo. Devido a isso, a velocidade e a aceleração de cada partícula do modelo são consideradas iguais a zero. Como resultado, os estudos estáticos ignoram as forças inerciais e de amortecimento.

Em muitos casos práticos, as cargas não são aplicadas lentamente ou se alteram com o tempo ou com a frequência. Nesses casos, utilize um estudo dinâmico. Geralmente, se a frequência de uma carga for maior do que 1/3 da menor frequência (fundamental), deve-se usar um estudo dinâmico.

Os estudos dinâmicos lineares se baseiam em estudos de frequência. O *software* calcula a resposta do modelo através da soma da contribuição de cada modo para o ambiente de carregamento. Na maioria dos casos, os modos inferiores contribuem significativamente para a resposta. A contribuição de um modo depende do conteúdo de frequência, da magnitude, da direção, da duração e da localização da carga.

2.12.11. Análise de Fadiga

Os estudos estruturais lineares e não lineares não preveem falhas decorrentes de fadiga. Eles calculam a resposta de um projeto sujeitado a um ambiente determinado de restrições e cargas. Se as pressuposições de análise forem observadas e as tensões calculadas estiverem dentro dos limites permitidos, a segurança do ambiente será confirmada independentemente de quantas vezes a carga for aplicada.

Os resultados de estudos estáticos, dinâmicos lineares históricos de tempo ou não lineares podem ser usados como base para a definição de um estudo de fadiga. O número de ciclos exigidos para ocorrência das falhas de fadiga em um local depende do material e das flutuações das tensões. Essas informações referentes a um material específico são fornecidas por uma curva de fadiga. Se o estudo for baseado em eventos de amplitude variável, o *software* utiliza o Diagrama de matriz de fluxo de chuva dos locais desejados.

2.12.12. Contagem de ciclo

O método de contagem de ciclo fluxo de chuva extrai um histórico de carga de amplitude variável. O *software* implementa o método da seguinte forma:

1. Extrai picos e depressões do histórico de carga.
2. Faz com que as amplitudes do primeiro e último ponto de dados sejam a mesma, adicionando um ponto de dados se necessário.
3. Detecta o pico mais alto e reordena os dados de forma que o pico mais alto se torne o primeiro e o último ponto.
4. Começa a contar os picos da seguinte forma:
 - a. Considera os primeiros picos e depressões (1,2,3 e 4). Um ciclo fluxo de chuva (Figura 27) é contado se o segundo segmento for verticalmente menor que o primeiro e o terceiro segmentos (ou seja, se b for menor que a e c.)

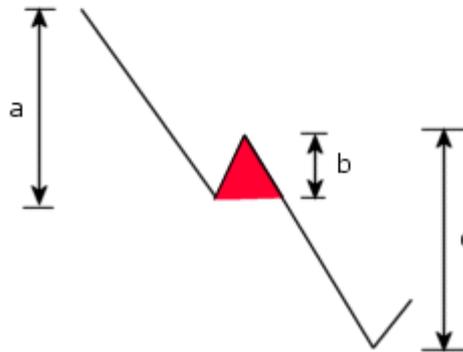


Figura 27 - Ciclo Fluxo de Chuva.

Adaptado de: (SolidWorks®, 2016)

- b. Se um ciclo é contado, o programa começa do início do registro, ignorando picos que já foram contados. Se nenhum pico é contado, o programa verifica o próximo grupo de picos (picos 2,3 4 e 5) e o processo continua. No final, cada pico e depressão corresponde a um ciclo fluxo de chuva.
- c. Ignora quaisquer ciclos de carga que estejam abaixo da porcentagem especificada nas propriedades do estudo.
- d. Divide os intervalos de tensão média e alternada pelo número de compartimentos especificados nas propriedades do estudo.

2.12.13. Contagem rápida

A contagem rápida é utilizada quando o estudo de fadiga se refere a um estudo estático e possui apenas um evento de amplitude variável. Neste caso, o programa extrai compartimentos diretamente do registro original. Ele então avalia o dano resultante de cada compartimento em cada nó e calcula o dano cumulativo.

2.12.14. Análise completa

Quando eventos múltiplos de amplitude variável são utilizados, o programa calcula a tensão em cada ponto para cada registro de amplitude variável em cada nó. Em cada nó, o programa combina as tensões e extrai os compartimentos de Fluxo de chuva que, então, serão usados para avaliar os danos. A análise

completa também é utilizada quando um registro de amplitude variável está associado a mais de um estudo com as diferentes alterações ou intervalos.

2.12.15. Teoria dos danos cumulativos

A teoria de danos cumulativos pressupõe que um ciclo de tensão com uma tensão alternada acima do limite de resistência inflige um dano permanente mensurável. Ela também pressupõe que os danos totais causados por um número de ciclos de tensão são iguais à soma dos danos causados pelos ciclos de tensões individuais.

2.12.16. Regra do dano linear

Pressupondo-se que a curva DE FADIGA indica que são necessários N_1 ciclos de uma tensão alternada S_1 para causar falha por fadiga, a teoria diz que cada ciclo causa um fator de dano D_1 que consome $1/N_1$ da vida útil da estrutura. Além disso, se uma estrutura é sujeitada a n_1 ciclos com tensão alternada S_1 e n_2 ciclos com tensão alternada S_2 , então o fator de dano total D é calculado por:

$$D = \left(\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} \right) \quad (14)$$

Em que:

N_1 = o número de ciclos necessários para causar falha sob S_1

N_2 = o número de ciclos necessários para causar falha sob S_2 .

Está regra é conhecida como Regra do dano linear ou Regra de Miner. O fator de dano, também chamado de fator de utilização, representa a proporção da vida útil consumida da estrutura. Um fator de dano de 0,35 significa que 35% da vida útil da estrutura foi consumida. A falha devido à fadiga ocorre quando o fator de dano atinge 1,0.

A regra do dano linear não considera os efeitos da sequência de cargas. Em outras palavras, ela prevê que os danos causados por um ciclo de tensão independem do momento de sua ocorrência no histórico de carga. Ela também pressupõe que a taxa de acúmulo de danos independe do nível de tensão. O comportamento observado indica que trincas se iniciam com alguns poucos ciclos

sob altas amplitudes de tensão, enquanto a maior parte da vida útil é consumida no início de rachaduras em baixas amplitudes de tensão.

A regra do dano linear é utilizada em sua forma simples quando se especifica que eventos de fadiga não interagem entre si em relação às outras propriedades do estudo. Quando a interação entre eventos é definida como aleatória, o programa utiliza o código ASME para avaliar os danos causados combinando picos de eventos.

2.12.17. Conceitos básicos de análise

O *software* usa o Método de Elementos Finitos (MEF). O MEF é uma técnica numérica para a análise de projetos de engenharia. O MEF é aceito como método padrão de análise devido à sua generalidade e por ser bastante adequado para implementação em computadores. O MEF divide o modelo em muitas partes pequenas de formas simples (Figura 28)., denominadas elementos, substituindo eficazmente um problema complexo por muitos problemas simples que devem ser resolvidos simultaneamente.

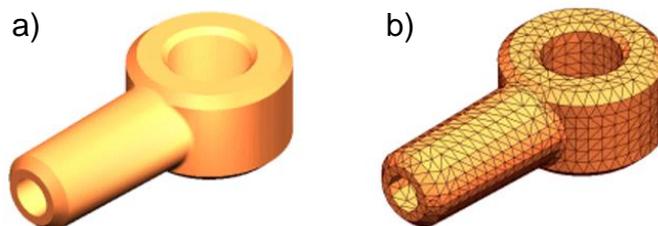


Figura 28 - Subdivisão do modelo em partes.

a) Modelo de uma peça, b) Modelo subdividido em partes.

Adaptado de: (SolidWorks®, 2016)

Os elementos compartilham pontos em comum, chamados nós. O processo de divisão dos modelos em partes pequenas é chamado de geração de malha. O comportamento de cada elemento é bem conhecido quando sujeito a todos os cenários possíveis de carga e apoio. O método dos elementos finitos usa elementos (Figura 29) de diferentes formas.

A resposta em um ponto qualquer de um elemento é interpolada a partir da resposta dos nós do elemento. Cada nó é completamente descrito por vários parâmetros, dependendo do tipo de análise e do elemento usado. Por exemplo, a

temperatura de um nó descreve plenamente sua resposta em análises térmicas. De uma forma geral, em análises estruturais, a resposta de um nó é descrita por três translações e três rotações, que são chamadas de graus de liberdade. A análise que usa o MEF é chamada de Análise por Elementos Finitos.

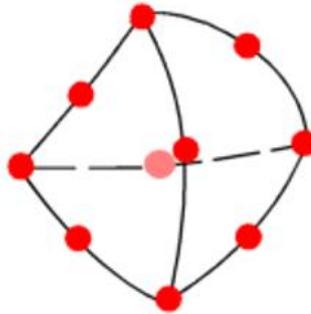


Figura 29 - Exemplo de elemento finito e seus respectivos nós.

Adaptado de: (SolidWorks®, 2016)

O *software* formula as equações que controlam o comportamento de cada elemento levando em consideração a conectividade com outros elementos. Essas equações relacionam a resposta a restrições, cargas e propriedades de materiais que são conhecidas. Em seguida o programa organiza as equações em um grande conjunto de equações algébricas simultâneas e calcula as incógnitas. Por exemplo, para a análise de tensões o *software* encontra os deslocamentos em cada nó e o programa calcula as deformações e tensões.

Todas as informações relacionadas ao *software* SolidWorks®, contidas nos sub itens de 2.12.7 à 2.12.17 foram consultadas no sitio oficial do *software* sobre responsabilidade do fornecedor, Dassault Systemes® 2017 – SolidWorks Corporation.

3. MATERIAIS E MÉTODOS

Neste trabalho são estudados os níveis de tensões máximas apresentados nas derivações por meio de análise estática e a vida mínima observada em simulação dinâmica de um modelo virtual de uma tubulação conforme código ASME. As análises foram realizadas por meio de simulação no *software* comercial SoliWorks®, considerando hipóteses de isotropia, homogeneidade e linearidade do material.

Como isotrópico, admitiu-se que o material possui os mesmos valores das propriedades mecânicas em qualquer direção. Por homogêneo, entendeu-se que o material não apresentou nenhuma falha interna ou descontinuidade e finalmente, por linearidade, foi admitido que durante as análises, os níveis de tensões ficaram abaixo do limite de escoamento do material.

3.1. Preparação do modelo virtual

Para a execução da análise virtual, preparou-se o modelo virtual primeiro definindo-se as características dimensionais, químicas e mecânicas e depois executando-se a modelagem em *software* 3D. Essas etapas estão descritas nos itens 3.1.1 e 3.2.2.

3.1.1. Caracterização do modelo

Para a construção do modelo virtual foi tomando como referência o caso real de um trecho de tubulação de descarepação de um laminador de tiras a quente (Figura 30), preservando-se seus parâmetros construtivos e condições de processo.

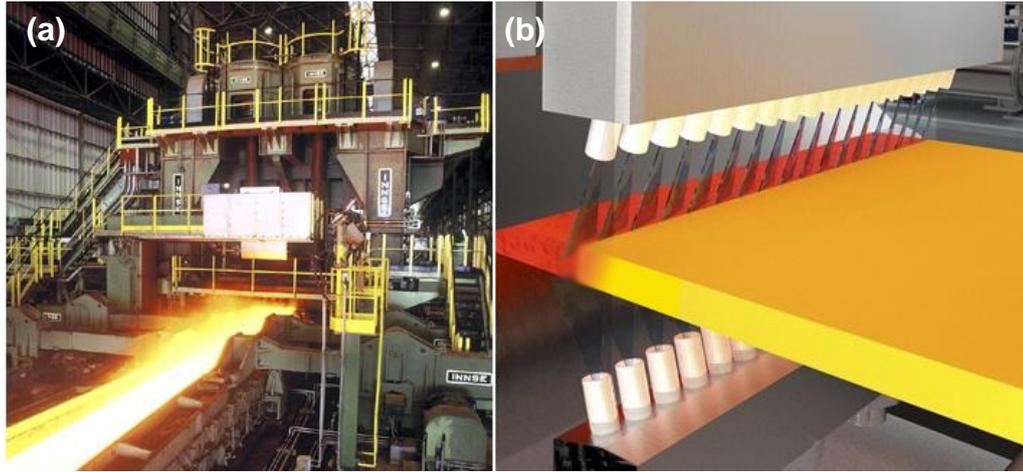


Figura 30 - Laminador de Tiras a Quente.

(a) Vista da entrada do laminador.

Fonte: (SSB, 2017)

(b) Esquemático do sistema de descarepação.

Fonte: (HAUHINCO, 2017)

As características dimensionais, físicas e de apoio da tubulação foram obtidas por meio do desenho isométrico indicado na Figura 31, cujos detalhes podem ser melhor observados conforme o Apêndice A.

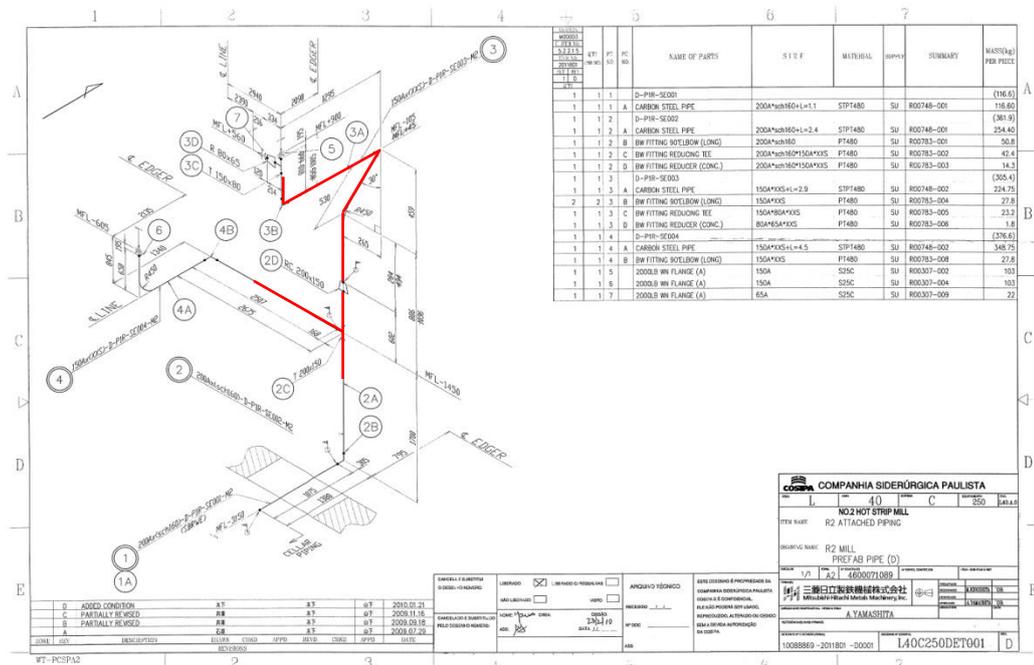


Figura 31 - Desenho isométrico do trecho de tubulação estudado.

Fonte: (USIMINAS, 2017)

A Figura 32 mostra o detalhe de um trecho da tubulação que serve de base para este estudo, destacando-se a transição do diâmetro de 200 (8") para 150 (6").



Figura 32 - Detalhe do trecho de tubulação existente.

Conforme o desenho disponibilizado no Apêndice A, as características químicas do material PT480 que corresponde ao STS480, especificado para as tubulações e transições e que são semelhantes às condições descritas pela norma JIS G 3455 - 2012, pois o equipamento é de fabricação japonesa e desta forma, foram adotadas as normas JIS como referência, estão apresentada na Tabela 7.

Tabela 7 - Composição química do aço STS480.

MATERIAL	ELEMENTOS DE LIGA (%)				
	C	Si	Mn	P	S
STS480	0,33 máx.	0,10 à 0,35	0,30 à 1,50	0,035 máx.	0,035 máx.

Fonte: Adaptado de (JIS G 3455, 2012)

Na Tabela 8 são encontradas as características mecânicas do material.

Tabela 8 - Características mecânicas do aço STS480.

MATERIAL	Limite de Ruptura (MPa)	Limite de escoamento (MPa)	ALONGAMENTO (%)			
			11 e 12 CP	5 CP	4 CP	
			Paralelo ao Eixo do Tubo	Perpendicular ao Eixo do Tubo	Paralelo ao Eixo do Tubo	Perpendicular ao Eixo do Tubo
STS480	480 mín.	275 mín.	25 mín.	20 mín.	22 mín.	17 mín.

Fonte: Adaptado de (JIS G 3455, 2012)

As relações entre as tensões aplicadas e número de ciclos para a composição da curva de fadiga do material foram baseadas na curva característica do aço grau1030 que possui características mecânicas similares ao do aço STS-480, porém normatizado pela NBR 7007 – 2011. Os valores referentes às Tensões e números de ciclos que compõe a curva foram extraídos do estudo realizado por Tonelli (2012) intitulado “Influência de micro pontos de solda na resistência à fadiga de aços de baixo carbono”. A curva de fadiga apresentada na Figura 33 representa essas relações empíricas, tendo no eixo das ordenadas a amplitude das tensões aplicadas e no eixo das abcissas o número de ciclos. O cruzamento de cada variação de tensão com o respectivo número de ciclos indica os pontos que compõem as curvas de fadiga.

Curva de Fadiga

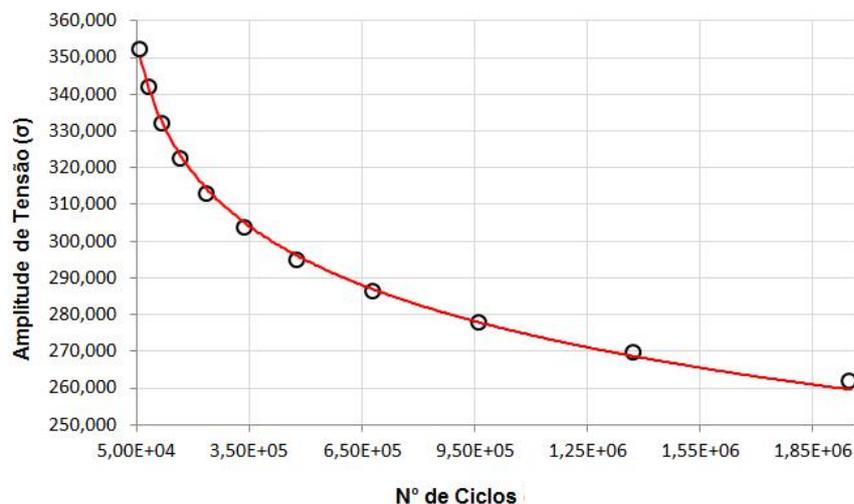


Figura 33 - Modelo de curva de fadiga para o aço grau1030 NBR 7007.

Fonte: (TONELLI, 2012)

As dimensões correspondentes aos diâmetros externos dos tubos de 6" e 8", espessura de parede e massa foram consultadas na norma ASME/ANSI B36.10-2015 conforme indicado Tabela 9.

Tabela 9 - Tabela com dimensões dos tubos de 6" e 8".

Diâmetro Nominal		Diâmetro Externo mm	Schedule 160	
A (mm)	B (pol.)		Espessura de Parede mm	Massa kg/m
150	6"	165,2	18,2	66,0
200	8"	216,3	23,0	110,0

Fonte: Adaptado de (ASME B36.10M, 2015)

3.1.2. Modelagem tridimensional

Com o auxílio do *software* SolidWorks® versão 2016 e das dimensões apresentadas no Apêndice A e Tabela 10, foram modelados os componentes do trecho de tubulação, compostos de tubos de diâmetro 8" e 6" ambos com SCH⁵ 160, redução concêntrica de 8"x6" SCH 160, tê de redução de 8" para 6" SCH 160, curvas de raio longo de 90° e 45° com diâmetro de 6" SCH 160 e para representar os suportes foram modelados trechos de tubos com 300mm de comprimento e diâmetros internos de 8" e 6", conforme ilustrado na Figura 34.

⁵ Schedule é a denominação dada ao resultado arredondado a dezena calculado pela fórmula: $SCH = P / S$ onde P é a pressão de trabalho do tubo e S é a tensão (pressão) correspondente a 60% do limite de escoamento do material a 20 Graus C. Portanto para um mesmo diâmetro externo de um tubo de condução, quanto maior o SCH maior a espessura de parede em relação ao seu diâmetro. O Schedule define, portanto, a espessura de parede do tubo de condução, sendo que os valores estabelecidos para cada Schedule (espessura) nos vários diâmetros são tabulados e convencionados nas normas correspondentes.

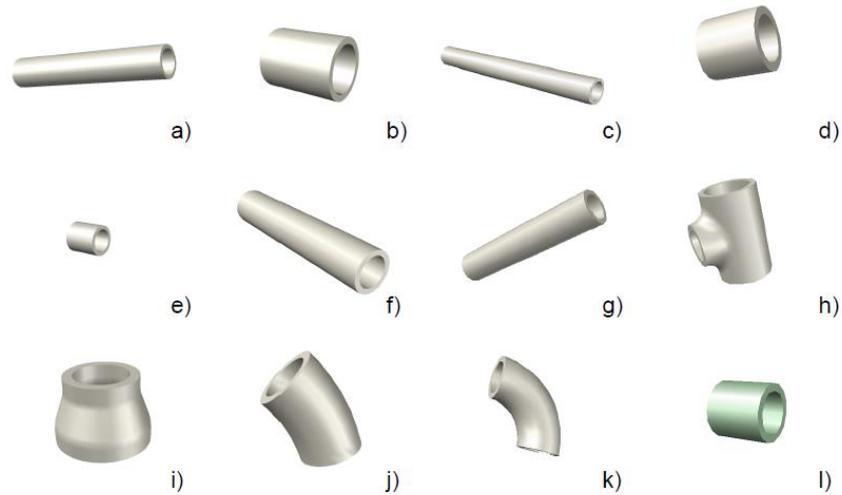


Figura 34 - Componentes do trecho de tubulação gerado no software SolidWorks® 2016.
 a) tubo 8"×1400mm, b) tubo 8"×450mm, c) tubo 6"×1670mm, d) tubo 6"×300mm, e) tubo 6"×180mm, f) tubo 6"×1300mm, g) tubo 6"×1000mm, h) tê de redução 8"×6", i) redução concêntrica 8"×6", j) curva 6"×45°, k) curva 6"×90°, l) suporte em tubo 10"×300mm.

Após a modelagem dos componentes, foi criada uma montagem do trecho de tubulação com os apoios fixados nas posições originais. A Figura 35 mostra os apoios montados na tubulação com as respectivas distâncias entre o centro geométrico do suporte e o eixo de centro do respectivo tubo.

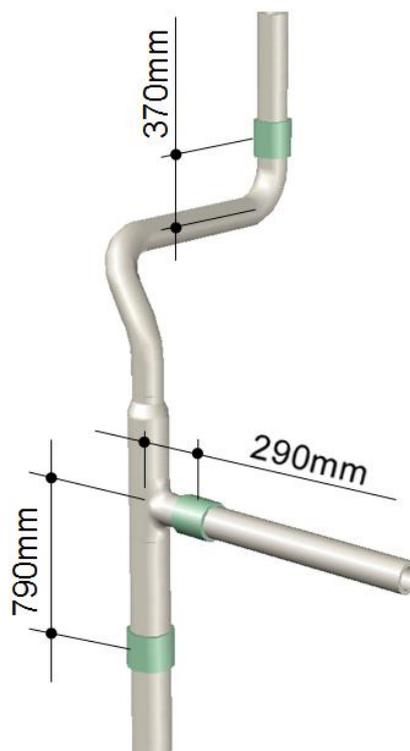


Figura 35 - Posicionamento dos apoios na tubulação com as respectivas distâncias.

3.2. Simulação Computacional

Para a simulação computacional foi criado no *software* SolidWorks® um material personalizado denominado JIS G 3455, que possui as mesmas características que o material usado na tubulação existente, conforme indicado na tabela 10 e características químicas e mecânicas conforme apresentado nas Tabelas 7 e 8 respectivamente.

Tabela 10 - Constantes Mecânicas do aço STS480.

DESCRIÇÃO	SÍMBOLO	VALOR
Módulo de Elasticidade Longitudinal	E	206 MPa
Módulo de elasticidade de Cisalhamento	G	79 MPa
Coeficiente de Poisson	ν (1/m)	0,3
Coeficiente de expansão Linear	α	$1,2 \times 10^{-5} \text{ } ^\circ\text{C}$
Densidade	ρ	7850 kg/m ³

Fonte: Adaptado de (JIS B 8821, 2013)

Será estudado o efeito da variação de posição dos apoios, a fim de determinar o efeito na flexibilidade da tubulação e a relação com a vida da derivação. Para tal os apoios foram identificados como “A”, “B” e “C”, também foi definida como “W” a dimensão de referência da posição original de fixação de cada apoio. A dimensão “W” varia para cada um dos três apoios estudados, por isso adotou-se a posição “1” para a posição de locação original dos apoios, apresentada na Figura 31, como posição “2” os apoios fixados com um acréscimo de 100 mm na dimensão de locação em relação a posição original e como posição “3” com um decréscimo de 100 mm na dimensão de locação dos apoios, também em relação a posição original. A matriz de 3x3 (três suportes e três posições) gerou vinte e sete combinações possíveis, ou seja, vinte e sete simulações para cada tipo de análise (linear e de fadiga) que estão indicadas na Figura 36 com a notação W_{xn} , onde “W” representa a distância entre o suporte e a tubulação, “x” equivale ao suporte (A, B ou C) e “n” indica a referida posição (1,2 ou 3).

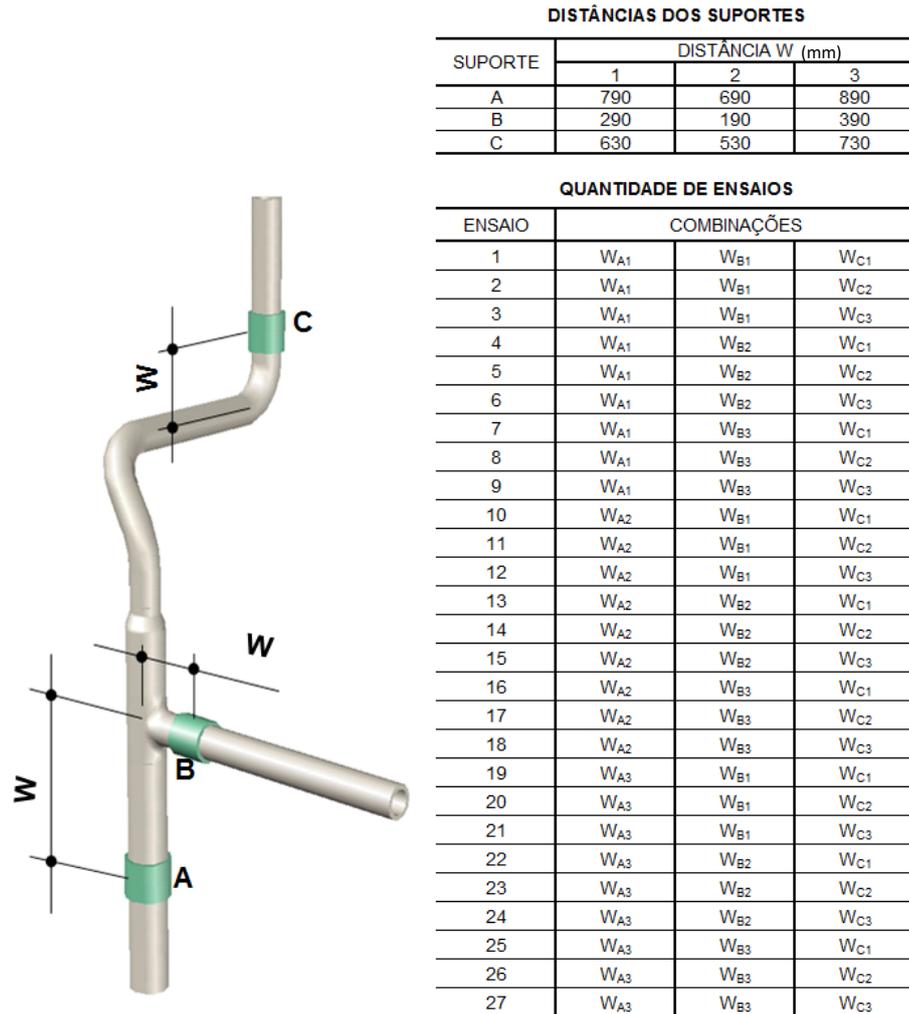


Figura 36 - Montagem do trecho de tubulação com o posicionamento dos suportes.

Após definidas as simulações a serem realizadas, foi carregado no *software* SolidWorks® o suplemento “*Simulation*”. Conforme definido na metodologia do trabalho, foram realizadas duas simulações para cada combinação de posições dos suportes, uma estática e outra dinâmica. Pela configuração do *software* foi necessária a realização da análise estática antes da análise dinâmica.

3.2.1. Análise Estática

Para a análise estática, foi aplicado a todas as peças que compõem a montagem, o material de nome “JIS G 3455” criado no *software* durante a preparação do modelo conforme descrito no item 3.2. Também foram impostas ao modelo virtual as condições de contorno que representam as condições de

operação, conforme indicado na Figura 37. Primeiro foi indicada uma pressão nas faces internas na tubulação de 25 MPa e depois, ancorados os apoios pelo método de fixação por face cilíndrica e a extremidade superior do trecho de tubulação como uma geometria fixa.

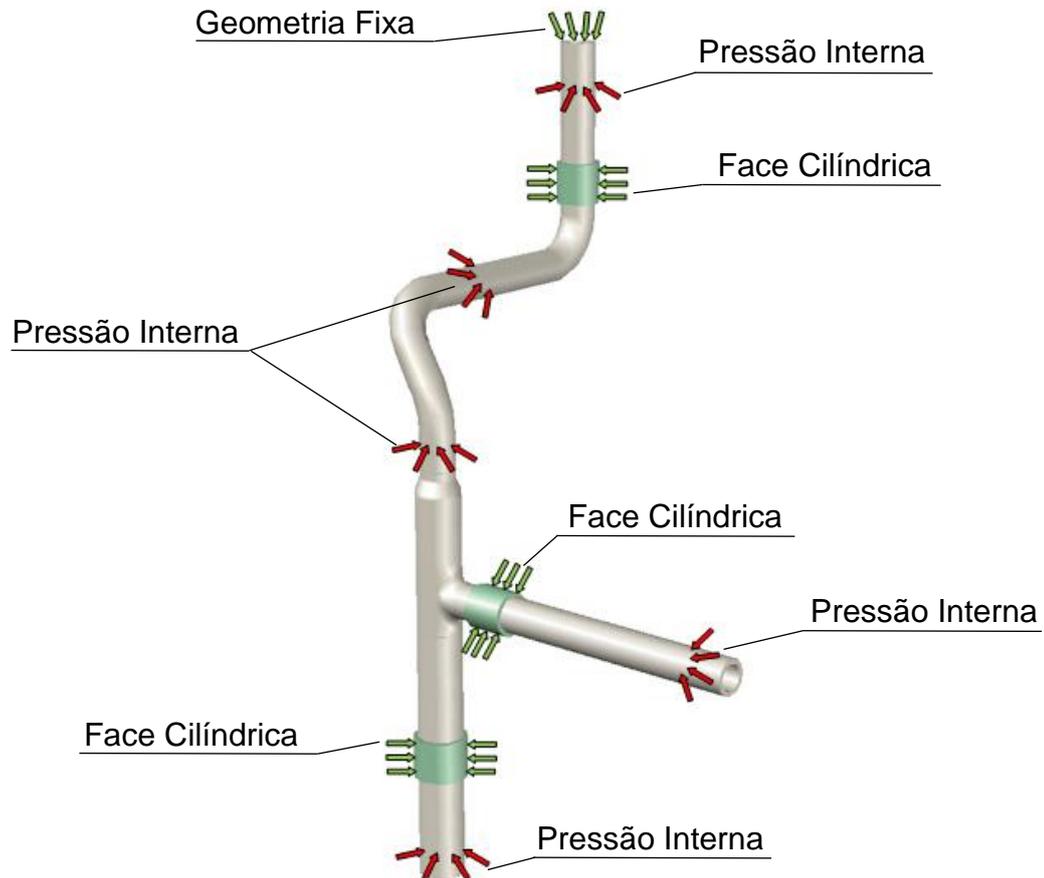


Figura 37 - Condições de contorno aplicadas no trecho de tubulação.

Foi gerada uma malha de poligonal na superfície das peças e executado o ensaio.

Com as mesmas condições pré-definidas na primeira simulação, foram executadas as vinte e seis simulações restantes, alternando as posições dos suportes a cada simulação conforme combinações indicadas na Figura 32.

Após o processamento o *software* apresentou os resultados em forma de relatório com as indicações dos pontos de tensão máxima calculada.

3.2.2. Análise de Fadiga

Para a análise de fadiga, foi criada no *software* SolidWorks® a curva de fadiga denominada 1030, baseada na curva de referência apresentada na Figura 33, com as correspondências entre Tensão e Número de Ciclos indicadas na Tabela 11.

Tabela 11 - Relação Tensão x Ciclagem para determinação da curva de fadiga.

Curva de fadiga											
Tensão (MPa)	352,106	341,803	331,801	322,092	312,667	303,515	294,634	286,013	277,644	269,519	261,633
Nº de Ciclos	5,9E+04	8,4E+04	1,2E+05	1,7E+05	2,4E+05	3,4E+05	4,8E+05	6,8E+05	9,6E+05	1,4E+06	2,0E+06

Fonte: Adaptado de (TONELLI, 2012)

Com a curva de fadiga criada e carregada no modelo, foi inserida no *software* a quantidade de Ciclos de 35000 (60 ciclos/hora), correspondente à ciclagem média na qual a tubulação original costuma apresentar falha (em aproximadamente 583 horas de operação). Também foi vinculado a cada uma das vinte e sete simulações, o número da simulação linear correspondente.

Para a execução do ensaio de fadiga o *software* se baseou nas características do modelo previamente configuradas para a execução da análise estática linear, acrescido das informações relativas à curva de fadiga criada.

Após o processamento o *software* apresentou os resultados em forma de relatório contendo os pontos de vida mínima calculados.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os vinte e sete ensaios estáticos e dinâmicos realizados geraram como resultado os pontos indicativos de tensão máxima (ensaios estáticos) e vida mínima, que é definida pelo número de ciclos (ensaios dinâmicos). O *software* retornou para cada ponto as coordenadas que localizam os respectivos pontos e que podem ser observadas na Tabela 12.

Tabela 12 - Resultados das Análises Estáticas e Dinâmicas.

ENSAIO	RESULTADOS		COORDENADAS (mm)		
	TENSÃO (MPa)	Nº CICLOS	X	Y	Z
1	341,6	40510	2,146300	62,599963.	40,084112
2	359,4	34900	2,754419	62,599963	38,842773
3	321,2	48080	3,176740	6,326181	34,808807
4	318,4	49200	1,690635	62,599963	30,422198
5	338	41740	3,171038	17,599964	33,724514
6	383,4	28550	3,176740	6,326181	34,808807
7	334	43190	3,210905	-6,771273	35,790524
8	338,8	41480	2,146300	62,599963	40,084112
9	318,8	49030	3,210905	-6,771273	35,790524
10	336,3	42340	11,364004	-6,915204	36,103234
11	332,6	43680	11,364004	-6,175724	32,715625
12	341	40710	11,364004	-6,765198	37,098455
13	339,8	41140	-12,223446	-18,000035	29,984933
14	342,5	41210	3,210905	-6,771273	35,790524
15	338,9	41430	3,176740	6,326181	34,808807
16	337,3	42010	2,146300	62,599963	40,084112
17	338,8	41470	-12,223446	-18,000035	29,984933
18	332,8	43600	-12,223446	-18,000035	29,984933
19	336,6	42250	11,364004	-6,765198	37,098455
20	351,2	37370	11,364004	-6,765198	37,098455
21	339,1	41360	2,146300	62,599963	40,084112
22	339,6	41180	-2,713864	62,599963	27,222143
23	331,3	44150	3,176740	6,326181	34,808807
24	326,3	46070	3,176740	6,326181	34,808807
25	325,5	46370	2,754419	62,599963	38,842773
26	325,7	46290	3,210905	-6,771273	35,790524
27	324,8	46630	2,146300	62,599963	40,084112

Em uma primeira análise dos resultados pode-se observar que o nível de tensões indicadas nos ensaios apresenta uma variação de 65MPa que corresponde a 16,9%, sendo a maior tensão 383,4MPa no ensaio 6 a e a menor 318,4MPa no ensaio 4. Já o número de ciclos que determina a vida mínima do modelo apresentou uma variação de 42%, na ordem de 20650 ciclos, sendo a menor ciclagem de 28550 ciclos no ensaio 6 e a maior de 49200 no ensaio 4.

A relação entre os ensaios estáticos e dinâmicos pode ser observada no Gráfico 2.

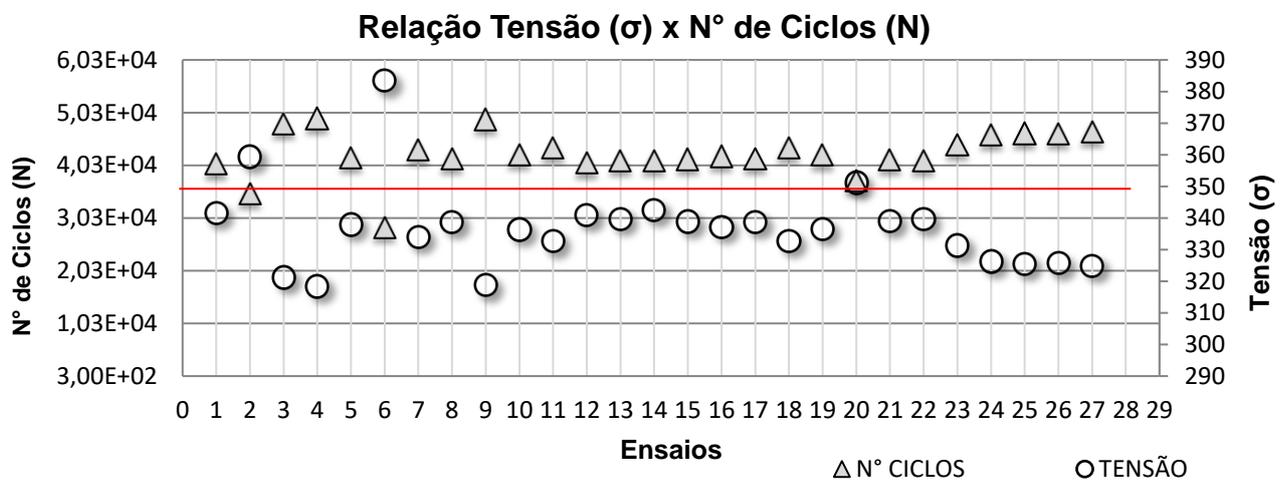


Gráfico 2 - Relação entre os ensaios estáticos e dinâmicos.

A partir do Gráfico 2 pode-se identificar que os resultados apresentam uma tendência à linearidade na relação entre Tensão e Número de Ciclos, com exceção apenas para os ensaios 2, 6 e 20, que apresentam uma ciclagem inferior a 4,0E+04. O gráfico indica que o nível de tensões está diretamente ligado ao número de ciclos encontrados, pois quanto maior o nível de tensão apresentada, menor a ciclagem e consequentemente a vida do componente. Ainda no Gráfico 2 pode-se identificar que o ensaio 4 é o que apresenta os melhores resultados conjugados entre Tensão e Ciclagem, indicando a tensão máxima de 318,4MPa para uma ciclagem de 49200 ciclos.

O Gráfico 3 apresenta os resultados quando se avalia a vida mínima (número de ciclos) em relação a Tensão máxima.

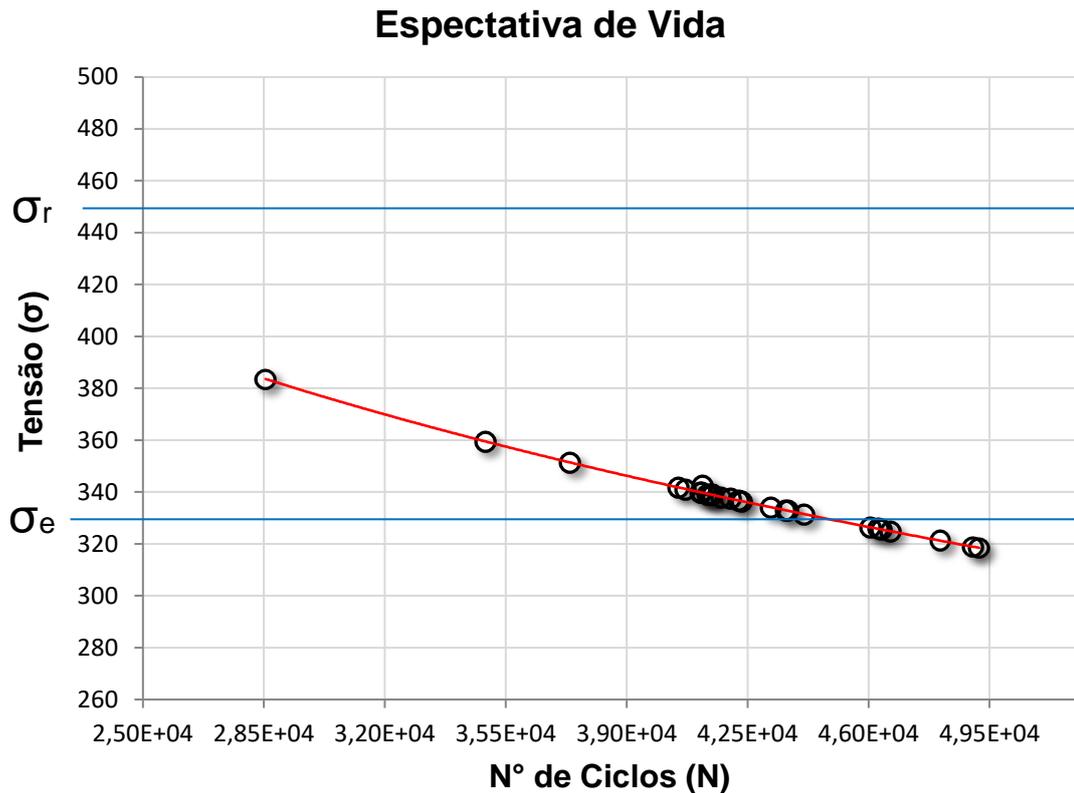


Gráfico 3 - Análise da vida mínima em relação a amplitude de Tensão.

O Gráfico 3 reforça a ideia de linearidade entre Tensão e Ciclagem observado no Gráfico 2 e também possibilita identificar um único ensaio deslocado da linha de tendência. O gráfico mostra ainda que as ciclagens se encontram na ordem de 10^4 , com uma variação percentual entre a máxima e a mínima de 42%, enquanto as Tensões têm variação entre máxima e mínima apresentadas de 16,9%.

Observando-se o gráfico 3 percebe-se que em ~75% dos ensaios, as tensões máximas se encontram acima do limite de escoamento do material, caracterizando deformação plástica e conseqüentemente acúmulo de dano.

Ainda no Gráfico 3, nota-se que a curva de tendência apresenta a variação esperada em que quanto maior o nível de Tensão presente, menor a expectativa de vida para o componente.

Embora a tendência se confirme, ao ordenarem-se os resultados da Tabela 12 por nível de Tensão pode-se perceber que a relação Tensão/Ciclagem não está ligada à posição geométrica indicada pelas coordenadas. Esta indicação pode ser observada nos ensaios 4,9 e 3 na Tabela 13 que representam os menores níveis de tensão e comprovada na Figura 38.

Tabela 13 - Resultados ordenados por nível de Tensões.

ENSAIO	RESULTADOS		COORDENADAS		
	TENSÃO (MPa)	Nº CICLOS	X	Y	Z
4	318,4	4,92E+04	1,690635	62,599963	30,422198
9	318,8	4,90E+04	3,210905	-6,771273	35,790524
3	321,2	4,81E+04	3,176740	6,326181	34,808807
27	324,8	4,66E+04	2,146300	62,599963	40,084112
25	325,5	4,64E+04	2,754419	62,599963	38,842773
26	325,7	4,63E+04	3,210905	-6,771273	35,790524
24	326,3	4,61E+04	3,176740	6,326181	34,808807
23	331,3	4,42E+04	3,176740	6,326181	34,808807
11	332,6	4,37E+04	11,364004	-6,175724	32,715625
18	332,8	4,36E+04	-12,223446	-18,000035	29,984933
7	334	4,32E+04	3,210905	-6,771273	35,790524
10	336,3	4,23E+04	11,364004	-6,915204	36,103234
19	336,6	4,23E+04	11,364004	-6,765198	37,098455
16	337,3	4,20E+04	2,146300	62,599963	40,084112
5	338	4,17E+04	3,171038	17,599964	33,724514
8	338,8	4,15E+04	2,146300	62,599963	40,084112
17	338,8	4,15E+04	-12,223446	-18,000035	29,984933
15	338,9	4,14E+04	3,176740	6,326181	34,808807
21	339,1	4,14E+04	2,146300	62,599963	40,084112
22	339,6	4,12E+04	-2,713864	62,599963	27,222143
13	339,8	4,11E+04	-12,223446	-18,000035	29,984933
12	341	4,07E+04	11,364004	-6,765198	37,098455
1	341,6	4,05E+04	2,146300	62,599963	40,084112
14	342,5	4,12E+04	3,210905	-6,771273	35,790524
20	351,2	3,74E+04	11,364004	-6,765198	37,098455
2	359,4	3,49E+04	2,754419	62,599963	38,842773
6	383,4	2,86E+04	3,176740	6,326181	34,808807

Analisando a Tabela 13 percebe-se que os três maiores níveis de Tensão apareceram nos ensaios 20, 2 e 6 com os menores números de ciclo. Inversamente a eles, os três menores níveis de Tensão ocorreram nos ensaios 4, 9 e 3, com os maiores números de ciclo.

Sejam nos menores ou maiores níveis de Tensão, observa-se que as coordenadas geométricas apresentam grande variação em pelo menos um dos eixos ortogonais, caracterizando que as variações na posição dos apoios da tubulação interferem na região de concentração de tensões.

A Tabela 14 apresenta os resultados ordenando-se os ensaios, tendo como prioridade a maior ciclagem possível.

Tabela 14 - Resultados ordenados por número de Ciclos.

ENSAIO	RESULTADOS		COORDENADAS		
	TENSÃO (MPa)	Nº CICLOS	X	Y	Z
4	318,4	4,92E+04	1,690635	62,599963	30,422198
9	318,8	4,90E+04	3,210905	-6,771273	35,790524
3	321,2	4,81E+04	3,176740	6,326181	34,808807
27	324,8	4,66E+04	2,146300	62,599963	40,084112
25	325,5	4,64E+04	2,754419	62,599963	38,842773
26	325,7	4,63E+04	3,210905	-6,771273	35,790524
24	326,3	4,61E+04	3,176740	6,326181	34,808807
23	331,3	4,42E+04	3,176740	6,326181	34,808807
11	332,6	4,37E+04	11,364004	-6,175724	32,715625
18	332,8	4,36E+04	-12,223446	-18,000035	29,984933
7	334	4,32E+04	3,210905	-6,771273	35,790524
10	336,3	4,23E+04	11,364004	-6,915204	36,103234
19	336,6	4,23E+04	11,364004	-6,765198	37,098455
16	337,3	4,20E+04	2,146300	62,599963	40,084112
5	338	4,17E+04	3,171038	17,599964	33,724514
8	338,8	4,15E+04	2,146300	62,599963	40,084112
17	338,8	4,15E+04	-12,223446	-18,000035	29,984933
15	338,9	4,14E+04	3,176740	6,326181	34,808807
21	339,1	4,14E+04	2,146300	62,599963	40,084112
14	342,5	4,12E+04	3,210905	-6,771273	35,790524
22	339,6	4,12E+04	-2,713864	62,599963	27,222143
13	339,8	4,11E+04	-12,223446	-18,000035	29,984933
12	341	4,07E+04	11,364004	-6,765198	37,098455
1	341,6	4,05E+04	2,146300	62,599963	40,084112
20	351,2	3,74E+04	11,364004	-6,765198	37,098455
2	359,4	3,49E+04	2,754419	62,599963	38,842773
6	383,4	2,86E+04	3,176740	6,326181	34,808807

Ao se comparar as Tabelas 13 e 14 identifica-se que tanto nos resultados ordenados por Nível de Tensão como por Número de Ciclos, os ensaios 4, 9 e 3 são os que apresentam a melhor relação Tensão/Ciclagem enquanto os ensaios 20, 2 e 6 a pior relação. Ainda se comparando as duas tabelas percebe-se que os ensaios mantêm a mesma ordem de Tensões crescente, com exceção apenas aos ensaios 14, 22, 13, 12 e 1 que se apresentam em ordem diferente.

Analisando os resultados apresentados pelo software tanto para os ensaios estáticos 4, 9 e 3, quanto para os mesmos ensaios dinâmicos, comprova-se a observação feita nas Tabelas 13 e 14 em que se percebe que as coordenadas indicadas para os pontos de maior Tensão e menor ciclagem respectivamente localizam-se em posições geométricas diferentes, sendo no Tê de redução 200(8") x150(6"), para o ensaio 9 e na redução concêntrica de 200(8") x150(6") para os ensaios 3 e 4, conforme ilustrado na Figura 38.

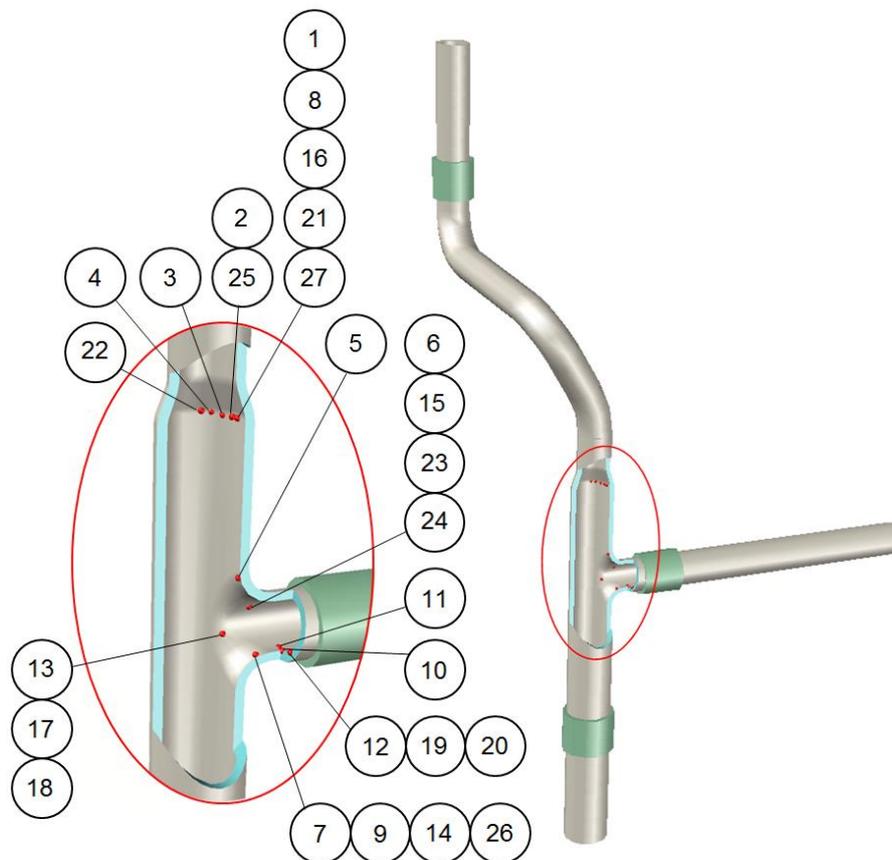


Figura 38 - Posição geométrica da incidência de Tensão máxima nos ensaios realizados.

Comparando-se os resultados dos ensaios (Tabela 12) com a curva de fadiga do material (Figura 33), nota-se que os componentes entram em ruína com uma vida inferior a estimada pela curva de fadiga, com ciclagem abaixo de $5,0E10+04$ ciclos.

5. CONCLUSÕES

Neste capítulo serão apresentadas as conclusões finais, comentários e sugestões para trabalhos futuros, sendo referenciados os resultados apresentados no capítulo anterior desta dissertação.

- A tubulação está sujeita a efeitos de fadiga de baixo ciclo (*low cycle fatigue*), caracterizado por apresentar vida mínima na ordem de 10^4 ou inferior.
- Os efeitos que levam os componentes à ruína estão ligados à variações/amplitudes de deformação plástica e não as amplitudes de Tensão, identificado, pois as Tensões apresentaram-se abaixo do limite de ruptura do material.
- Os pontos com incidência das maiores amplitudes de tensão concentram-se nas transições, onde ocorrem as mudanças de direção do fluxo de água.
- A variação na posição dos apoios da tubulação não interfere significativamente nas tensões geradas, provocando cerca de 17% de variação na tensão máxima.
- Com base na solução alternativa para o problema, apresentada no estudo de caso do item 1.1 desta dissertação, a solução para o problema passa por algumas alternativas. Duas delas são a alteração do material da tubulação e a mudança geométrica das transições.

O estudo apresentado nesta dissertação mostrou que as trincas que ocorrem nas transições não são provocadas pela posição de fixação dos apoios que poderia provocar uma maior ou menor flexibilidade da tubulação.

Os objetivos propostos inicialmente para este trabalho foram alcançados e os resultados proporcionaram dados que fomentaram discussões técnico-científicas a partir do entendimento do fenômeno, o que contribuiu para o enriquecimento deste trabalho.

5.1. Sugestões para trabalhos futuros

- Realizar ensaio em modelo físico com as mesmas condições aplicadas nos ensaios virtuais e comparar os resultados de forma a poder homologar os resultados obtidos por meio das simulações.
- Tendo como referência o estudo apresentado nesta dissertação, realizar ensaios alterando a robustez das derivações e o tipo de material empregado na fabricação.
- Estudo das velocidades do fluido na derivação para determinação da velocidade crítica e os efeitos na parede da derivação.

REFERÊNCIAS

AGRAWAL, R., UDDANWADIKER, R., PADOLE, P. 2014, **Low Cicle Fatigue Life Prediction**. International Journal of Emerging engineering Research and Technology, volume 2, Issue, 2014 – PP 5-15. Disponível em: <<http://www.ijeert.org/pdf/v2-i4/2.pdf>>

ALVES, A. F. **Elementos Finitos**. 2 ed. São Paulo: Editora Érika, 2008.

ARAUJO, C.; SAMPAIO, M. **Engenharia de microestrutura de aços para tubos de grande diâmetro**. Revista ABM, São Paulo, v.64, n. 588, p.212-214, maio 2008.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. ASME, 2010, ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Sec. II, Part D Properties (Metric) Materials, ASME Boiler and Pressure Vessel Committee on Materials, Nova Iorque.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. ASME B31.1 / B31.3-16, **Power and Process Piping Package**. The American Society of Mechanical Engineers, New York, NY, USA.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. ASME B31.10M-2015, **Welded and Seamless Wrought Steel Pipe**. The American Society of Mechanical Engineers, New York, NY, USA.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 7007: **Aço-carbono e micro ligados para barras e perfis laminados a quente para uso estrutural**. Rio de Janeiro: 2011.

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. ASTM A106 / A106M-15, **Standard Specification for Seamless Carbon Steel Pipe for High-Temperature Service**, ASTM International, West Conshohocken, PA, 2015, www.astm.org

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. ASTM A 53 / A53M-12, **Standard Specification for Pipe, Steel, Black and Hot-Dipped, Zinc-Coated,**

Welded and Seamless, ASTM International, West Conshohocken, PA, 2012, www.astm.org

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. ASTM. 2010. **Annual Book of ASTM Standards**, Vol. 03.01, ASTM International, West Conshohocken, PA. See No. E606, "Standard Practice for Strain-Controlled Fatigue Testing."

AZEVEDO, Álvaro F. M. **Método dos Elementos Finitos**, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto - Portugal, 1ª Edição, 2003.

BAILONA, Baltazar; PORTO, Agenor; ARAÚJO, Fernando S. **Análise de Tensões em Tubulações Industriais**, LTC, 2006.

BEER, F.P.; JOHNSTON, JR., E.R. **Mecânica dos Materiais**, 7.º Ed., São Paulo: McGraw-Hill, 2015.

BELMONT, G. M.. **Uma metodologia para o estudo da flambagem de dutos aquecidos**. 2006. 91 f. Dissertação (mestrado) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG. Engenharia Civil, 2006. Disponível em: <http://repositorio.ufpe.br/xmlui/bitstream/handle/123456789/5501/arquivo6153_1.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

BORGES, M. L. M. **Análise de Propagação de Trincas por Meio de Mecânica da Fratura**. 2010 178 f. Dissertação (mestrado) – Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia, 2010. Disponível em: <<http://www.bibliotecadigital.ufmg.br/dspace/bitstream/handle/1843/BUOS-8FAKXJ/241.pdf?sequence=1>>

BRANCO, C. M.; FERNANDES, A. A.; CASTRO, P. M. S. T. 1999. **Fadiga de Estruturas Soldadas**. 2. ed. Fundação Calouste Gulbenkian, Lisboa. 1999.

CABAL, R. A., MUÑOZ, J. J. B., PRIETO, F. U., CASINO, E. S., ORTEGA, E. A. **Introduction to Finite Element Method**. 2 ed., Madrid : Uniersidad Nacional de Educación a Distancia, 2016.

CALLISTER, W. D.; RETHWISCH, D. G. 2016. **Ciência e engenharia dos Materiais**. 9. ed.. Rio de Janeiro: LTC, 2016

CARVALHO, C. E. R. **Cinética de Oxidação e Caracterização da Carepa de Aços Inox SAE304 e SAE430**, 2004. 64 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Materiais) - Escola de Engenharia, UFOP, Ouro Preto.

CHAN, KS. **Roles of Microstructure in Fatigue Crack initiation**. Intl. Jnl. Fatigue, 32, 9, 1428- 1447, 2010.

CHANDRUPATLA, T. R. **Elementos Finitos**. 4 ed. São Paulo: Editora Pearson, 2015.

CIMM, 2017, **Laminação a Quente**, http://www.cimm.com.br/portal/material_didatico/6477-laminacao-a-quente#.WQtOoflVgg0, Acesso em 04/05/2017.

COOK, R. D.; MALKUS, D. S.; PLESHA, M. E.; WITT, R. J. - **Concepts and Applications of Finite Element Analysis**, Fourth Edition, Hoboken, NJ, John Wiley & Sons, Inc.,2002.

CORBANI, S. **Propagação de frentes de trincas parcialmente fechadas por flexão cíclica**. 2012. 236 f. Tese (doutorado)–Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Civil, 2012. Disponível em: <http://www2.dbd.pucRio.br/pergamum/biblioteca/php/mostrateses.php?open=1&arqtese=0821358_2012_Indice.html>

ÇENGEL, Y. A.; CIMBALA, J. M. **Mecânica dos Fluidos: Fundamentos e Aplicações**. 1 ed. São Paulo: McGraw-Hill, 2007.

DIAS, R. J., TEIXEIRA, F., SOUZA, A., VALENTE, F. R. A., CRUZ, J. P. **Método dos Elementos Finitos**. 1 ed. São Paulo: ETEP – Edições Técnicas e Profissionais, 2010.

DOMINGUES, J. S. **Crêterios de Resistência**. Instituto Superior de Engenharia do Instituto Politécnico do Porto - ISEP. Disponível em: <www.dem.issep.ipp.pt/docentes/jsd/Apont_Teoric/criterios.pdf >. Acesso em: 10 de outubro de 2010.

DOWLING, N. E. 2012. **Mechanical Behavior of Materials**. 4 ed. São Paulo: Pearson, 2012

DRAPER, J. 2008. **Modern Metal Fatigue Analysis**, Engineering Materials Advisory Services, CradleyHeath, West Midlands, England.

FALCÃO, C.. **Projeto Mecânico de Vasos de Pressão e Trocadores de Calor Casco e Tubos**. 2008. 27 f. – Revisão da Obra – Funda o Biblioteca Nacional do Ministério da Cultura, 2008. Disponível em: <<http://www.falcaoconsult.com.br/Sinopse%20da%20Apostila.pdf>

FERREIRA, B. F. **Detec o de Trincas em Eixos Rotativos Através de Medi o de Vibra es**. 2010. 101 p. Disserta o (mestrado) – Universidade de Brasília, Departamento de Engenharia Mecânica, Brasília, 2010. Disponível em: http://repositorio.unb.br/bitstream/10482/8564/5/2010_BrunoFagundesFerreira.pdf

FRANÇA FILHO, J. L. **Manual para análise de Tensões em Tubula es Industriais – Flexibilidade**. LTC, 2015.

FERROMINAS, 2017, **Comportamento semanal dos preços dos aços importados – 1704**. : <http://www.ferrominasperfilados.com.br/noticias.asp?in=421&pagina=1/> Acesso em 02/05/2017.

GARCIA, A., SPIM, J.A., SANTOS, C.A. (2000). **Ensaio dos materiais**, Ed. Livros Técnicos e Científicos S.A., Rio de Janeiro, RJ.

GODOY, J. M. **Estudo da ocorrência de trinca por fadiga em tubos de aços soldados, devido ao transporte**. 2008. 132 f. Disserta o (mestrado) - Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia, 2008. Disponível em: <<http://hdl.handle.net/11449/94412>>.

GOMES, L. F.; LIMA, R. R.; MORILLA, J. C. **Análise e comparação teórica e prática das tensões exercidas em curvas de expansão de linhas de vapor.** 2015. 83 f. Dissertação (Graduação) – Universidade Santa Cecília, Faculdade de Engenharia Mecânica, 2015. Disponível em: < http://sites.unisanta.br/epg/download/gradeamento_2015.docx>

GOMES, L. F.; MORILLA, J. C. 2016. **Análise estrutural da propagação de trincas em derivação de tubulação de descamação de um Laminador de Tiras a Quente.** 2016. V ENPG Encontro Nacional de Pós Graduação – Universidade Santa Cecília, Programa de Pós Graduação Stricto Sensu, 2016.

HAUHINCO, 2017,,: **Hydromechanical Descaling**, <http://www.hauhinco.de/en/products-services/> Acesso em 27/03/2017.

HAN, W.; REDDY, B. D. **Plasticity: mathematical theory and numerical analysis.** New York: Springer Science & Business Media, 2012.

INFOMET, 2017, **Processos de Fabricação:** <http://www.infomet.com.br/site/acos-e-ligas-conteudo.php?codAssunto=130> , Acesso em 04/05/2017.

JIS B 8821, 2013, **Calculation Standards for Steel Structures of Cranes.** Japanese Standards Association, Akasaka, Minato-ku, Tokio, JAPAN.

JIS G 3455 , 2012, **Carbon Steel Pipes for High Pressure Service.** Japanese Standards Association, Akasaka, Minato-ku, Tokio, JAPAN.

KIM, N. H., SANKAR, B. V. **Introdução à Análise e ao Projeto Em Elementos Finitos.** 1 ed. São Paulo: LTC, 2011.

LABH2, 2016, <http://www.labh2.coppe.ufrj.br/disciplinas/pdp/pdp12.1/> Acesso em 28/10/2016.

LEE, Y.et al. **Fatigue testing and analysis: Theory and practice.** Burlington: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005.

LEE, Y.L., BARKEY, M. E., KANG, H.T. 2012. **Metal Fatigue Analysis Handbook: Practical Problem-Solving Techniques for Computer-Aided Engineering**, Elsevier Butterworth-Heinemann, Oxford, UK.

LEITE, 2008. **Dissolução de Óxidos Formados a Altas Temperaturas nos Aços Elétricos Variando-se a Temperatura e Concentração da Solução Ácida na Decapagem**. 2008, 60p. Dissertação (Pós - Graduação em Engenharia Metalúrgica e de Minas), UFMG, 2008. Disponível em: < <http://www.ppgem.eng.ufmg.br/defesas/1137M.PDF>>.

LINS, J. F. C.; SANDIM, H. R. Z.; VECCHIO, K. S. 2009. **Aspectos Microestruturais de um aço IF Deformado via Compressão dinâmica a -196°C**. V. 62, n. 2. Revista Escola de Minas. 2009.

LISINMET, 2016, **Lisin Metallurgical Services: Fatigue Failure**. <http://www.lisinmet.com/> Acesso em 04/11/2016.

LORKOVIC, N. **Creep analysis of hot reheat live steam piping system**. 15th International Research/Expert Conference "Trends in the Development of Machinery and Associated Technology" TMT 2011, Prague, Czech Republic, 12-18 September 2011.

LU M, C.Y.; Li, J. **Two-Step Approach of Stress Classification and Primary Structure Method**. ASME. J. Pressure Vessel Technol. 1999;122(1):2-8. doi:10.1115/1.556139.

MADDOX, S.J. **Structural Fatigue Assessment Course** – Cambridge, UK: The Welding Institute, 2007.

MELLO, F. M., CASTANHEIRA, P. **Elementos Finitos – Formulação Residual de Galerkin: Uma Introdução com Aplicações**. 1 ed. Lisboa, PT: Editora Silabo, 2010.

MEYERS, M. A. CHAWLA, K. K. **Mechanical Behavior of Materials**. Prentice Hall, 1. Ed. p. 592-636, 1998.

MIRANDA, P. E. V; MISCOW, G. F. **Utilização de contraste por interferência diferencial na identificação de bandas de deslizamento produzidas por fadiga**. Proceedings of the CONAMET/SAM - SIMPOSIO MATÉRIA; 2002 Nov 12-15; Santiago, Chile. Santiago: Universidad de Chile; 2002.

MORAIS, N. W. S. **Estudo comparativo entre a conformabilidade mecânica dos aços MAR350 e MAR300**. 2013. 67 f. Dissertação (mestrado) – Universidade Federal do Ceará, Centro de Tecnologia, Departamento de Engenharia Metalúrgica e de Materiais, Programa de Pós-Graduação em Engenharia e Ciência de Materiais, Fortaleza, 2013. Disponível em: <<http://www.repositorio.ufc.br/handle/riufc/10746>>

NAYYAR, P. E.; MOHINDER L. **Piping Handbook**, Seventh edition, McGraw-Hill, 2000.

NEOPLAN, 2016, **Projetos industriais**: http://www.neoplan.com.br/wp-content/uploads/2012/09/kraft-05611-2011-08-25_805Central-Utilidades.jpg Acesso em 20/12/2016

NIMS. 2010. **Fatigue Data Sheets**, periodically updated database, National Institute of Materials Science, Tsukuba, Ibaraki, Japan. Disponível em: <http://mits.nims.go.jp/index_en.html>

NORTON, R. L. (2004). **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**, 2. ed., Porto Alegre: Bookman.

OLIVEIRA, A. M. . et al. **Análise de dispositivos eletromagnéticos trifásicos modelados por elementos finitos 2D conectados aos seus circuitos externos de alimentação**. 2000. Disponível em: < <https://repositorio.ufsc.br/bitstream/handle/123456789/78211152853.pdf?sequence=1&isAllowed=y>>.

PADRON, T.; LUFT, B.; KEE, E. 2007. **Fatigue Life of Coiled Tubing With External Mechanical Damage**. Society of Petroleum Engineers, 2007.

PEOPLE, 2016, **Introduction to Materials Science**. <http://people.virginia.edu/~lz2n/mse209/Chapter7.pdf> Acesso em 01/11/2016

PEREIRA, H. F. S. G.; JESUS, A. M. P.; RIBEIRO, A. S.; FERNANDES, A. A. **Influence of loading sequence and stress ratio on Fatigue damage accumulation of a structural component**. *C.Tecn. Mat.* [online]. 2008, vol.20, n.1-2, pp.6067. Disponível em: <http://www.scielo.mec.pt/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0870-83122008000100009&lng=pt&nrm=iso>.

PINEAU, André. Low Cycle Fatigue. **Fatigue of Materials and Structures: Fundamentals**, p. 113-177, 2010.

SÁ, M.V.C. **Avaliação Experimental do Efeito da Razão de Carregamento Sobre o Cálculo da Distância Crítica- Um Estudo Para o Aço ASTM A743 CA6NM**. 2013. 127 p. Dissertação (mestrado). Universidade de Brasília, Departamento de Integridade de Materiais da Engenharia, Brasília, 2013. Disponível em <<http://repositorio.unb.br/handle/10482/13653>>

SOBRINHO, A. S. C. **Introdução ao Método dos Elementos Finitos**. 1 ed. Rio de Janeiro: Editora Ciência Moderna, 2006.

SOUZA, R. M. **O método dos elementos Finitos Aplicado ao Problema de Condução de Calor**. Universidade Federal do Pará, Centro Tecnológico. Disponível em: <http://www.ufpa.br/nicae/integrantes/remo_souza/Trab_Publicados/Apostilas/ApostilaElementosFinitosNiCAE.pdf>

SCHUTS, W. **A history of fatigue**, Engineering Fracture Mechanics, vol. 54, no. 2, pp. 263–300, G.B., Elsevier Science Ltd.1996.

SILVA, B. L. **Estratégia alternativa para determinação do limiar de propagação de trincas através da teoria da distância crítica**. 2009. 80 p. Dissertação (mestrado). Universidade de Brasília, Departamento de Engenharia Mecânica, Brasília, 2009. Disponível em: < <http://repositorio.unb.br/handle/10482/3867>>

SOARES, F. S.; ITURRIOZ, I. **Simulação da propagação subcrítica de fissuras em materiais quase frágeis aplicando uma versão do método de elementos discretos formados por barras**. Revista Internacional de Métodos Numéricos para Cálculo y Diseño en Ingeniería, v. 32, n. 3, p. 153-162, 2016.

SSB, 2017, **SSB Brasil**. <http://sbb.orgfree.com/?tag=bobina-a-quente> Acesso em 01/04/2017.

STEPHENS, R.I., FATEMI, A. , STEPHENS, R.R., FUCHS, H.O. **Metal Fatigue in Engineering**. New York, JohnWiley. Second Edition, 2001, 472p.

SURESH, S. **Fatigue of Materials**. Cambreidge University Press, Second Edition, 2001,, 679p.

TELLES, S. P. C. **Tubulações Industriais - Materiais, Projeto, Montagem**. Livros Técnicos e Científicos Editora S.A. 2012.

TONELLI, M. A. Z., SIQUEIRA, R. M., Ferreira, J. L. A. **Influência de Micro Pontos de Solda na Resistência à Fadiga de Aços de Baixo Carbono**. Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Tecnologia, Universidade de Brasília. 2012.

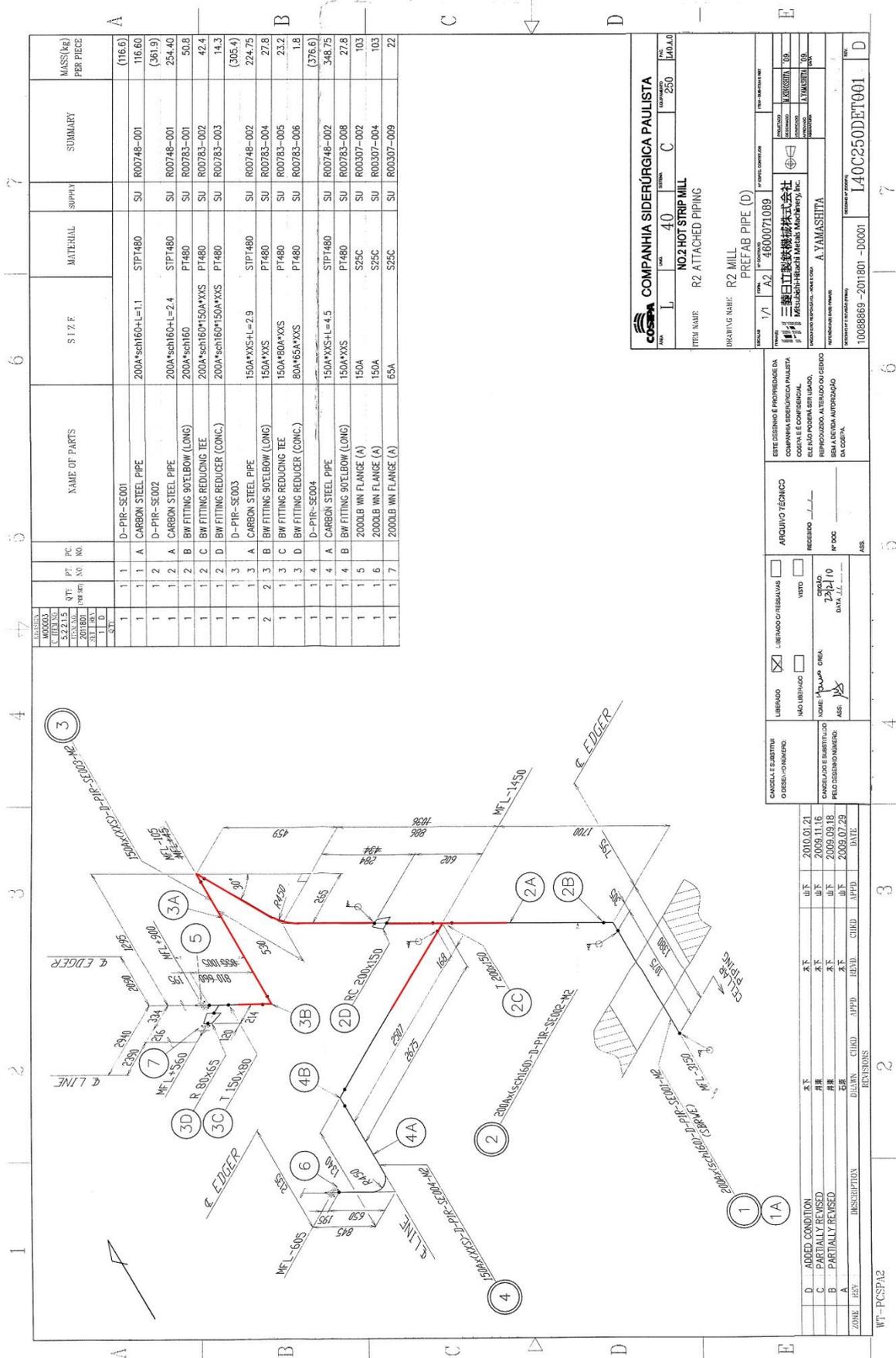
USIMINAS, 2017, **Sistema Documentum**. http://doc.usiminas.su.net/webtop_arquivotecnico/component/main?__dmfClientId=1493726568322&__dmfTzoff=180/ Acesso em 22/03/2017.

VAZ, L. E., **Método de Elementos Finitos em Análise de Estruturas**. 1 ed. São Paulo: Elsevier Editora, 2010.

XIAO, ZG.; YAMADA, k. **A Method of Geometric Stress for Fatigue Strendth Evaluation of Steel Welded Joints**. International Journal of Fatigue, Volume 26, Issue 12, December 2004, Pages 1277-1293.

ZENITLUX, 2016, **Tubulação Industrial**. <http://www.zenitlux.com.br/img/6.png>
Acesso em 20/12/2016.

APÊNDICE A – Desenho isométrico do trecho de tubulação estudado.



REVISION	DESCRIPTION	DATE	BY	CHKD	APPD	DATE	REVISIONS
1	ISSUE FOR CONSTRUCTION	2009.07.29	WT	WT	WT	2009.07.29	
2	ISSUE FOR CONSTRUCTION	2009.09.18	WT	WT	WT	2009.09.18	
3	ISSUE FOR CONSTRUCTION	2010.01.21	WT	WT	WT	2010.01.21	

ITEM NO.	QTY	PT. NO.	PC. NO.	NAME OF PARTS	SIZE	MATERIAL	SUPPLY	SUMMARY	MASS(Kg) PER PIECE
1	1	1	A	D-PIR-SE001	200A*sch160*H=1.1	STPT480	SU	R00748-001	(116.6)
1	1	1	A	CARBON STEEL PIPE					116.60
1	1	2	A	D-PIR-SE002	200A*sch160*H=2.4	STPT480	SU	R00748-001	(361.9)
1	1	2	A	CARBON STEEL PIPE					254.40
1	1	2	B	BW FITTING 90° ELBOW (LONG)	200A*sch160	PT480	SU	R00783-001	50.8
1	1	2	C	BW FITTING REDUCING TEE	200A*sch160*150A*XXS	PT480	SU	R00783-002	42.4
1	1	2	D	BW FITTING REDUCER (CONC.)	200A*sch160*150A*XXS	PT480	SU	R00783-003	14.3
1	1	3	A	D-PIR-SE003	150A*XXS*H=2.9	STPT480	SU	R00748-002	(305.4)
1	1	3	A	CARBON STEEL PIPE					224.75
2	2	3	B	BW FITTING 90° ELBOW (LONG)	150A*XXS	PT480	SU	R00783-004	27.8
1	1	3	C	BW FITTING REDUCING TEE	150A*80A*XXS	PT480	SU	R00783-005	23.2
1	1	3	D	BW FITTING REDUCER (CONC.)	80A*65A*XXS	PT480	SU	R00783-006	1.8
1	1	4	A	D-PIR-SE004	150A*XXS*H=4.5	STPT480	SU	R00748-002	(376.6)
1	1	4	A	CARBON STEEL PIPE					348.75
1	1	4	B	BW FITTING 90° ELBOW (LONG)	150A*XXS	PT480	SU	R00783-008	27.8
1	1	5		2000LB WN FLANGE (A)	150A	S25C	SU	R00307-002	103
1	1	6		2000LB WN FLANGE (A)	150A	S25C	SU	R00307-004	103
1	1	7		2000LB WN FLANGE (A)	65A	S25C	SU	R00307-009	22

COMPANHIA SIDERÚRGICA PAULISTA

ITEM NAME: NO.2 HOT STRIP MILL
R2 ATTACHED PIPING

DRAWING NAME: R2 MILL
PREFAB PIPE (D)

ITEM NO: 40
ITEM: C
ITEM: 230
ITEM: 140.10

DRIVER: 1/A
ITEM: A2
ITEM: 4800071089

COMPANY: 三井物産株式会社
Mitsubishi Heavy Metals Machinery, Inc.
A. YAMASHITA

ESTE DESENHO É PROPRIEDADE DA COMPANHIA SIDERÚRGICA PAULISTA COSIPA E É CONFIDENCIAL. É ELEVADO PODEREM SER USUADO, REPRODUZIDO, ALTERADO OU USADO SEM A DEVIDA AUTORIZAÇÃO DA COSIPA.

ARQUIVO TÉCNICO

LIBERADO LIBERADO P/ RESSALVA NÃO LIBERADO VISTO

CANCELADO E SUBSTITUÍDO ORIGINAL E SUBSTITUÍDO

NO. DESENO: 2009.07.29

DATA: 2009.07.29

ZONE	REV	DESCRIPTION	DATE
D		ADDED CONDITION	2010.01.21
C		PARTIALLY REVISED	2009.11.16
B		PARTIALLY REVISED	2009.09.18
A		ISSUE FOR CONSTRUCTION	2009.07.29

WT-PCSP12